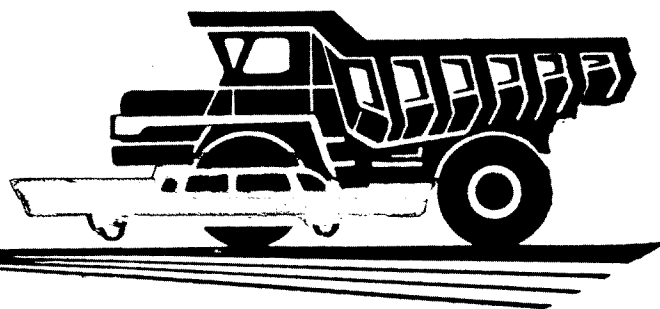


А
ВТОМОБИЛЬНАЯ

ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1963

3



Содержание

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Е. С. Лифшиц, И. А. Томашпольский, А. А. Карочкина, С. А. Процеров, А. Н. Васильева — Внутризаводские ценники на инструмент и оснастку 1

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- Б. А. Взоров — Исследование теплонпряженности деталей цилиндро-поршневой группы двигателя М-21 3
- Р. П. Лахно — Единые относительные скоростные внешняя и частичные характеристики карбюраторных четырехтактных двигателей 7
- Р. А. Акопян — Исследование подвесок автобусов ЛАЗ 10
- А. С. Штейнберг — Применение системы зажигания с полупроводниковой свечой для пуска газотурбинного двигателя 14
- Н. А. Бухарин, А. А. Малюков — Исследование дифференциала с гидравлическим трением 18
- К. Ю. Сытин — Расчет разгона автомобиля с гидромеханической трансмиссией
- И. В. Балабин, В. А. Путин — К вопросу о рациональной конструкции крепления дисковых колес грузовых автомобилей 24
- А. С. Брыков — Регулирование тормозных сил на осях легковых автомобилей 27
- Ю. А. Ечеистов — Качение автомобильного колеса на твердой дороге 30
- В. П. Лукачев, В. Р. Стуканов — Аппаратура для автоматического измерения расхода топлива весовым способом 31

ТЕХНОЛОГИЯ

- С. К. Носов — Исследование качества поршневых колец индивидуальной отливки в процессе механической и термической обработок 32
- Н. А. Карасев, Н. М. Денщик — Геометрические параметры деформирующих роликов в раскатных головках 36
- Г. Д. Рогоза — Выбор листовой стали и ее рациональное применение в производстве кузовов 39
- Г. И. Калашников — Механизация передачи заготовок от нагревательной печи на штамп 42
- Л. А. Улисов — Установка для загрузки автомобильных рам 42

ИНФОРМАЦИЯ

- И. С. Козловский — Марки стали и режимы термической обработки, применяемые в США для ответственных деталей автомобилей 43
- А. Г. Зубакин, В. Е. Тольский — Семинар по уменьшению шума автомобилей 45
- Е. А. Блоштейн, С. Я. Полевой — За технический прогресс на каждом рабочем месте 46
- Е. А. Борская, З. А. Кобзева, М. С. Киселева — Новые стержневые крепежи 46
- Н. П. Ковалев — Расширение применения легких металлов в автомобилестроении капиталистических стран 47

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, Е. Б. Арманд, В. А. Бабенко, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Г. М. Вассерман, Г. М. Владимиров, А. С. Евсеев, Г. В. Зимелев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, И. И. Киселев, Л. В. Косткин, Д. В. Лялин, П. В. Нагаев, Д. Д. Мельман, М. А. Пашин, Э. С. Разамат, В. Я. Селифонов, К. В. Строганов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. Б 6-63-14 и Б 6-61-49

Технический редактор Б. И. Модель.

Корректор Р. Ф. Цветкова.

Сдано в производство 7/1 1963 г.
Т-02814 Тираж 15275 экз.

Печ. л. 6.

Уч.-изд. л. 8,6.

Бум. л. 3.

Подписано в печать 19/11 1963 г.
Формат 60×92¹/₈. Зак. 84.

Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

3

МАРТ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1963

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА
ПО АВТОМАТИЗАЦИИ И МАШИНОСТРОЕНИЮ
ПРИ ГОСПЛАНЕ СССР

Год издания XXIX

**ЭКОНОМИКА
и организация
ПРОИЗВОДСТВА**

Внутризаводские ценники на инструмент и оснастку

Б. С. ЛИФШИЦ, И. А. ТОМАШПОЛЬСКИЙ, А. А. КАРОЧКИНА, С. А. ПРОЦЕРОВ, А. Н. ВАСИЛЬЕВА

Московский автозавод имени Лихачева

ОДНИМ из важнейших условий ритмичной работы предприятия является хорошо организованное инструментальное хозяйство и особенно инструментальное производство.

Существенное значение при планировании работы инструментальных цехов имеет наличие стабильных цен на инструмент и оснастку.

В 1962 г. на Московском автозаводе имени Лихачева введены новые внутризаводские ценники на инструмент, приспособления, пресс-формы, штампы и металломоделный инструмент, изготавливаемые инструментальными цехами завода.

Ценники содержат нормативы в натуральном выражении, а трудовые затраты в ценностном исчислении. Они периодически пересматриваются (один раз в несколько лет) в зависимости от изменившихся условий работы; при этом уточняется и совершенствуется сама методика составления нормативов-ценников.

Ценники 1962 г. отражают результаты проведенной в 1960 г. перетарификации и изменения масштаба цен. Главное отличие новых ценников от старых состоит в коренном пересмотре действовавших нормативов, с учетом новых технологических процессов, внедренных в инструментальных цехах, на базе новой техники и выборе новых более прогрессивных параметров типовых представителей инструмента и оснастки.

Ко всем ценникам приложены пояснения, характеризующие содержание и принципы построения нормативов, их расчетный уровень и порядок применения.

Нормативы составлены по групповому принципу, по характерным групповым признакам для каждого вида инструмента и оснастки, что дает возможность в большей степени охватить разнообразную номенклатуру этой продукции.

На отдельные номенклатурные позиции ввиду их особой специфичности разработаны нормативы по индивидуальным признакам, определяемым конкретным наименованием изделия, номером чертежа и, в отдельных случаях, рядом дополнительных признаков, что дает возможность даже по этим индивидуальным нормативам приравнять к ним другие изделия.

Такой принцип построения нормативов позволяет применять разработанные заводом ценники и на других родственных предприятиях.

Инструмент — режущий и мерительный, вспомогательный и механизированный. Ценники составлены на основные типы применяемого на заводе инструмента: резцы всех типов и ножи; инструмент для обработки отверстий; фрезы незатылованные всех типов, в том числе фрезы сборные со вставными ножами; резьбовой режущий инструмент; затылованный режущий инструмент; зуборезный эвольвентный; калибры круглые, шлицевые, резьбовые и другие цанги, гильзы, втулки, оправки, центра, державки и т. д.; многошпиндельные пневмогайковерты; пневмозачистные машинки; краскораспылители.

На механизированный инструмент ценник составлен по индивидуальному принципу на каждое конкретное наименование. Все остальные ценники на инструмент построены по групповому принципу.

Тип инструмента определяется однородностью конструкций и технологии его изготовления. Каждый тип разбит на группы по размерам (диаметр, длина, сечение) или другим признакам (количество зубьев, ножей, шлицев, ступеней, пазов), влияющим на трудовые затраты и расход материалов. Группа объединяет определенные интервалы этих размеров.

Нормативы для каждой группы установлены по среднему (с учетом применяемости) представителю этой группы и являются единичными для всех размеров или других признаков этой группы, укладываемых в установленные интервалы.

Каждый тип инструмента иллюстрирован эскизом, отражающим принципиальную конструкцию типа и признаки, положенные в основу определения нормативов, что позволяет распространить нормативы на аналогичный инструмент.

Типовым ценником охватывается около 60 тыс. технологических номеров инструмента.

Штампы. На штампы для горячей штамповки нормативы составлены отдельно на полное изготовление и на возобновление после износа фигуры.

В основном нормативы на штампы для горячей штамповки построены по групповому принципу с классификацией штампов по их назначению, типу конструкции и в зависимости от разнообразных групповых признаков: черного веса металлов, количества ручьев, сложности поковок и штампов для молото-

вых и высадочных штампов; от длины, ширины, высоты матрицы и от вида заготовки для полного комплекта в сборе обрезных штампов, от нормали и номера башмака, периметра обрезки и прошивки, вида обрезки (круглая или фигурная) для комбинированных штампов и т. п.

На отдельные штампы горячей штамповки особой специфичности — наиболее крупные, выходящие за пределы размеров групповых таблиц, или сложные по конструкции — нормативы составлены по индивидуальным признакам, например на изделия: кулачковый вал, передняя ось, коленчатый вал и др.

Нормативы на штампы для холодной штамповки составлены по групповому и индивидуальному принципу.

Штампы сгруппированы по следующей классификации: назначение штампа, форма штампуемого изделия, геометрия контура изделия, характер гибки, форма поверхности прилегания изделия, тип прессы, для которого предназначен штамп.

В отличие от ранее действовавших ценников, где основным групповым признаком в пределах принятой классификации являлся полупериметр нижней плиты, в ценниках 1962 г. в качестве такого признака принята сумма трех измерений штампа — полупериметр нижней плиты и закрытая высота штампа. Одновременно значительно расширен диапазон размеров, что дает возможность охватить по групповым признакам максимальное количество штампов, в том числе крупногабаритных.

Нормативы на штампы по индивидуальным признакам значительно расширены и состоят из 17 таблиц, включающих 370 штампов по конкретным наименованиям и номерам чертежей.

Номенклатура штампов по индивидуальным признакам почти полностью изменилась в связи с расширением диапазона размеров в групповом ценнике и состоит из оснастки новых конструкций.

В отличие от старых ценников, где индивидуальными признаками штампа являлись лишь номер чертежа и наименование изделия, в новых ценниках введены три вида дополнительных признаков, свойственных тем или иным штампам, что дает возможность более точно приравнивать другие штампы по аналогии.

Приспособления и пресс-формы. Нормативы на нормализованные и типовые приспособления и детали пневмо- и гидросистемы установлены на конкретные наименования по их индивидуальным признакам, определяемым чертежом.

На приспособления на базе стандарта, на многошпиндельные головки и кондукторные плиты, на контрольные и рабочие приспособления установлены нормативы по групповому принципу;

например, на головки и плиты — на представителя группы в зависимости от типа головки, количества шпинделей и характеризующих размеров (размеры и вес корпуса, крышки головки, кондукторной плиты).

На контрольные и рабочие приспособления нормативы установлены в зависимости от следующих признаков: суммы трех измерений (длина + ширина + высота); величины объема в $см^3$ (длина \times ширина \times высота); полного количества наименования деталей по спецификации чертежа.

Ценник составлен на пресс-формы для получения деталей автомобилей и другой продукции завода из металла методом литья под давлением, методом точного литья, на пресс-формы для деталей из резины, пластмассы, асбеста и для формовки абразивного инструмента.

Нормативы разработаны на конкретные наименования по их индивидуальным признакам, определяемым чертежом.

Металлодельный инструментарий. Нормативы построены по групповому принципу на базе действующих конструкций модельного инструментария для литых деталей автомобилей и отдельных представителей прочего литья серийного производства.

В ценнике изложена характеристика групп сложностей, определяемых геометрическими формами рабочей поверхности инструментария и технологичностью его конструкций.

Групповые нормативы на модельный инструментарий разработаны в зависимости от сложности изготовления и от ве-

личины обрабатываемой поверхности модельного инструментария.

Величина обрабатываемой поверхности в большинстве таблиц ценника характеризуется полупериметром в плоскости разреза и высотой (в мм) на единицу модельного инструментария — одну модель, один сушильщик, комплект опок и т. д.

Это сделано в целях облегчения работы технологов при применении ценника для исключения необходимости в каждом случае трудоемкого подсчета величины обрабатываемой поверхности.

На отдельные виды модельного инструментария — кокили, кондукторы для сборки и транспортировки комплекта стержней блока цилиндров — нормативы разработаны по индивидуальным признакам на основании чертежей и технологических карт на каждое конкретное наименование.

Внутризаводские ценники на продукцию инструментальных цехов применяются: для планирования и учета объема производства этих цехов; для установления этим цехам заданий по себестоимости и учета их выполнения; для расчетов с цехами-потребителями.

Объем производства измеряется или по ценностным нормативам ценников (планово-расчетным ценам), например, оценка инструмента, приспособлений, пресс-форм, или по нормативам трудоемкости из ценников, называемым стабильными нормочасами (так измеряется выпуск штампов, металлодельной оснастки).

Для приведения оценки выпуска инструментальных цехов к единому измерителю объем производства в стабильных нормочасах переводится также в ценностное выражение по устанавливаемой постоянной стоимости нормочаса.

Благодаря применению ценников достигается сопоставимость в измерении объемов и возможность анализа динамики производства инструментальных цехов в течение длительного отрезка времени, а также обеспечивается стабильность масштаба цен для определения затрат на их услуги при планировании и анализе себестоимости продукции цехов основного производства.

Внедренные в 1962 г. ценники за время их применения позволили охватить до 100% изготавливаемой заводом оснастки и инструмента.

Однако могут возникнуть отдельные номенклатурные позиции, не предусмотренные ценниками.

В этих случаях на изделия, не вошедшие в ценники, цены составляются на основании нормативов по текущей технологии и по расчетным условиям ценников.

К работе по составлению ценников привлекается большое количество работников завода: инженеров-технологов, нормировщиков, спецификаторов, специалистов-производственников, экономистов, бухгалтеров, чертежников, копировщиков и др.

Использование на заводе новых ценников является значительной предпосылкой для улучшения и повышения организации инструментального хозяйства и производства.

ОТ РЕДАКЦИИ

Для рационального управления производством при все возрастающих объемах выпуска продукции необходимо иметь обоснованные нормативы. Чем больше на предприятиях будет прогрессивных нормативов, тем лучше и рациональнее будут составляться планы производства, осуществляться контроль и регулирование производства, что также позволит дать экономическую оценку работы предприятия.

Разработанные на Московском автозаводе имени Лихачева внутризаводские ценники на инструмент и оснастку с учетом широкого внедрения новой технологии и применяемой техники в инструментальном производстве могут оказать большую помощь не только этому заводу, но и родственным заводам промышленности.

Исходя из этого, редакция журнала публикует статью, освещающую основные положения и состав разработанных ценников.



Исследование теплонапряженности деталей цилиндро-поршневой группы двигателя М-21

Канд. техн. наук В. А. ВЗОРОВ

НАМИ

СТЕПЕНЬ форсировки современных автомобильных карбюраторных двигателей во многом зависит от температурного уровня деталей цилиндро-поршневой группы: поршня, колец, гильзы цилиндра и др.

В частности, задача создания форсированного до 80—90 л. с. двигателя М-21, над которой работает в настоящее время Горьковский автозавод, может быть успешно решена лишь при условии сохранения на форсированных режимах температурных полей поршней в известных пределах.

Проведенное исследование позволило установить влияние степени форсировки двигателя на температуру поршней, гильз и стенок камеры сгорания, определив тем самым возможные пределы форсировки двигателя с точки зрения теплонапряженности деталей цилиндро-поршневой группы. Кроме того, проведен теоретический анализ температурного состояния поршня с помощью снятых индикаторных диаграмм двигателя и с использованием общих уравнений теории теплонапряженности поршней [1]. Этот анализ позволил провести теоретическую количественную оценку возможного снижения температур поршня при форсировке за счет некоторых конструктивных факторов. Температура при экспериментах измерялась на двух поршнях в первом и втором цилиндрах термокомпенсационным методом с помощью вильчатого токосъемного приспособления [2] и компенсационного прибора НАМИ. На каждом поршне (рис. 1) было по три точки измерения: центр днища (точка 1), край днища (точка 2), под первым кольцом (точка 3), под масляным кольцом (точка 4) и под тепловой прорезью юбки (точка 5).

Температура гильз цилиндра измерялась с помощью хромелькопелевых термпар. Термпары устанавливались в первом и втором цилиндрах в трех поясах гильз, причем в верхнем и среднем поясах измерялись температуры сухой нирезистовой вставки гильзы, а в нижнем поясе — собственно тела гильзы.

Температура внутренних стенок камеры сгорания измерялась аналогичным способом в камере первого цилиндра.

Измерялась температура у седла выпускного клапана в точке 6 (рис. 2), в перемычке клапанов в точке 7, у седла впускного клапана в точке 8, на боковых стенках центральной части камеры сгорания в точках 9, 10, 11, на вытеснителе в точке 12.

Температурные поля записывались с помощью самопишущих электронных потенциометров ЭПП-09М1.

Индицирование двигателя проводилось в целях получения параметров, определяющих теплоотдачу в поршень и стенки цилиндра.

Индикаторные диаграммы снимались с помощью пьезокварцевого датчика RFT, установленного в камере сгорания четвертого цилиндра.

В качестве усилителя использовался усилитель УПК-1 конструкции НАМИ. Осциллограммы записывались на шлейфовом осциллографе МПО-2, одновременно записывалась отметка мертвых точек, моменты зажигания во всех четырех цилиндрах и отметка времени.

Форсировка двигателя осуществ-

лялась с помощью наддува до заданной величины эффективной мощности. Как известно, температурный уровень поршня

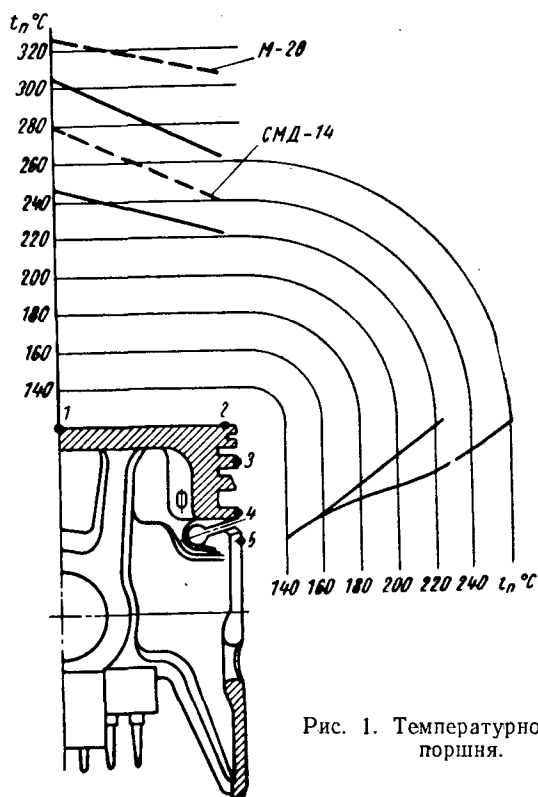


Рис. 1. Температурное поле поршня.

определяется уровнем достигнутой мощности (при оптимальных регулировках).

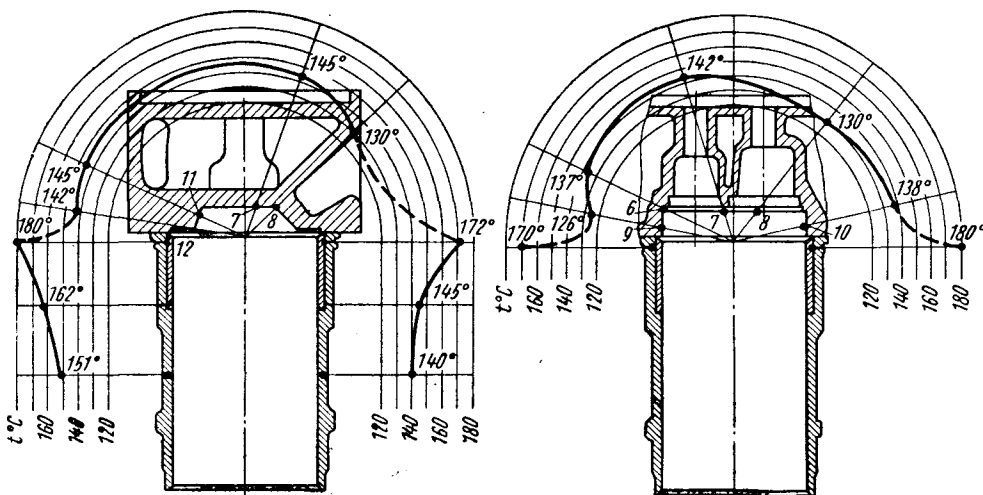


Рис. 2. Температурное поле первого цилиндра.

Для наддува двигателя использовался сжатый воздух от поршневого источника (компрессорная станция). Карбюратор двигателя помещался в специальном герметизирующем кожухе, в который и подводился воздух из успокоительного ресивера. Герметизирующий кожух имел прозрачную плексигласовую стенку для визуального наблюдения за работой карбюратора.

Наличие кожуха обеспечивало при работе с наддувом отсутствие перепада давлений внутри и снаружи карбюратора, что устранило подтекание топлива из неплотностей карбюратора.

В процессе работы сняты регулировочные характеристики при $n = 2000, 3000, 3500$ и 4000 об/мин на полностью открытом дросселе с измерением температур поршня, гильзы и камеры сгорания и индицированием рабочего процесса в точках перегиба этих характеристик (точки $N_e \max$).

Характеристики снимались при температуре воды и масла $85 \pm 5^\circ$ и оптимальном угле опережения зажигания.

Затем на указанных выше скоростных режимах работы двигателя сняты характеристики по давлению наддува, причем максимальное давление наддува не превышало 30 мм рт. ст.

Температуры поршня при $\alpha = 0.9$ по данным регулировочных характеристик приведены в табл. 1.

Таблица 1

Место измерения	Температура поршня в $^\circ\text{C}$ при n в об/мин			
	2000	3000	3500	4000
Центр днища	246	286	305	283
Край днища	223	260	261	249
Под первым кольцом	198	200	232	220
Под масляесъемным кольцом	160	160	160	155
На юбке под горизонтальной прорезью	143	140	140	—

Из табл. 1 видно, что максимальная температура в центре днища при снятой неполной мощности (63 л. с.) достигает 305° . Средняя температура в зоне верхнего поршневого кольца, равная 247° , свидетельствует о тяжелых условиях работы верхнего поршневого кольца. Характерно, что эти цифры несколько ниже соответствующих значений температур, полученных ранее на двигателе М-20 [3], где максимальная температура центра днища 325° , а температура в зоне первого кольца 260° .

Полученное температурное поле поршня на режиме максимальной мощности, соответствующем в данном случае $n = 3500$ об/мин (приведенная мощность 66 л. с.), на рис. 1 сопоставляется с полученными ранее температурными полями по днищу двигателя М-20 и дизеля СМД-14.

Параметром, значительно влияющим на температуру поршня, является температура охлаждающей жидкости. Для выявления ее влияния снята характеристика по температуре воды.

Зависимость температуры поршня от температуры охлаждающей жидкости линейна, причем коэффициент прироста температуры поршня на каждый градус температуры воды составляет 1.35° . У двигателя М-20 этот коэффициент был почти вдвое ниже и составлял 0.7° .

Таким образом, перегрев двигателя М-21, особенно при полной мощности, с точки зрения температур поршня весьма опасен. Так, на полной мощности при закипании воды в системе температура центра днища может подняться до 332° .

Измерения температур цилиндров двигателя показывают, что они зависят главным образом от режима охлаждения и состояния двигателя и наличия паровых мешков.

Режим работы двигателя мало влияет на температурные поля, снятые по регулировочным характеристикам. В диапазоне скоростных режимов полностью открытого дросселя от $n = 2000$ об/мин до $n = 4000$ об/мин колебания температур отдельных точек цилиндра и камеры сгорания не превышали нескольких градусов. На рис. 2 приведено температурное поле первого цилиндра для указанного скоростного диапазона.

Охлаждение головки верхнеклапанного двигателя более интенсивное, чем гильзы, в результате чего максимальная температура порядка 180° достигается в верхнем поясе гильзы на нирезиновой вставке. По окружности поле гильзы равномерное. Колебание температур в верхнем поясе по отдельным точкам не превышает 10° .

В отличие от гильзы первого цилиндра температурное поле второго цилиндра неравномерно. В верхнем поясе гильзы максимальная температура со стороны выпускного коллектора достигает 205° , что обусловлено образованием парового мешка. Падение температур по высоте гильзы между точками остановки верхнего поршневого кольца для обоих цилиндров одинаковое и составляет $\sim 30^\circ$.

Влияние температуры охлаждающей жидкости на температуры гильзы оценено путем снятия характеристики по температуре воды в системе охлаждения. Как установлено, с ростом температуры воды температура самой горячей точки гильзы стабилизируется, в результате чего происходит выравнивание температурного поля гильзы второго цилиндра.

Теоретический расчет температур в центре днища поршня базировался на значениях коэффициентов теплопередачи от газов к стенкам α_2 и эквивалентных температур газов $t_{гк}$, полученных расчетом с использованием результатов индицирования двигателя.

Как известно, эти параметры можно определить по формуле

$$\alpha_2 = 2,1 \sqrt[3]{c} \cdot \sqrt{p_{гк} T_{гк}}, \quad (1)$$

где α_2 — мгновенное значение коэффициента теплоотдачи в поршень в $\text{ккал}/\text{м}^2\text{с}^\circ\text{C}$;

c — средняя скорость поршня в $\text{м}/\text{сек}$;

$p_{гк}$; $T_{гк}$ — мгновенные значения давления (в атм) и температуры в цилиндре двигателя (в $^\circ\text{K}$).

Приведенное уравнение Эйхельберга хотя и получено на тихоходных двигателях, может быть с достаточной точностью положено в основу определения значений коэффициента теплопередачи, если известно протекание давлений и температур в цилиндре двигателя по углу поворота коленчатого вала.

Среднее за цикл значение величины коэффициента теплопередачи может быть получено графическим интегрированием кривой α_2 по φ , т. е.

$$(\alpha_2)_{ср} = \frac{1}{\varphi_0} \int_0^{4\pi} \alpha_2 d\varphi. \quad (2)$$

Эквивалентная температура газов

$$T_{гк} = \frac{1}{(\alpha_2)_{ср} \varphi_0} \int_0^{4\pi} \alpha_2 T_{гк} d\varphi. \quad (3)$$

Графическое построение подынтегральной функции не сложно, если по уравнению (1) определены значения α_2 для каждого φ от 0 до 720° и по уравнению (2) определено среднее значение $(\alpha_2)_{ср}$.

Таким образом, задача определения параметров теплоотдачи от газов к стенкам сводится к определению протекания давлений и температур в цилиндре двигателя по углу поворота коленчатого вала.

Экспериментальное определение протекания температуры газов по циклу практически весьма сложно, поэтому в настоящей работе экспериментально определялись лишь давления в цилиндре двигателя (индицирование рабочего цикла), а температура получалась расчетным путем с использованием действительных параметров цикла, полученных на индикаторных диаграммах.

Анализ проведен по трем скоростным режимам полностью открытого дросселя при $n = 2000, 3000$ и 4000 об/мин. Осциллограммы рабочего процесса на этих трех режимах приведены на рис. 3.

Показатели политроп сжатия и расширения определялись по действительным значениям давлений, полученных на индикаторных диаграммах.

Расчет протекания температур газов по циклу выполнен по общеизвестным термодинамическим соотношениям.

На основании полученных значений температур газов по циклу определены, согласно уравнению (1), значения коэффициента теплопередачи α_2 и значение подынтегральной функции в уравнении (3) $\alpha_2 T_{гк}$. Температура газов в период выпуска принималась условно равной температуре выпускных газов, измеренной при экспериментах.

В результате этих расчетов получены кривые изменения по циклу искомых параметров α_2 и $\alpha_2 T_{гк}$. Путем планиметрирования площадей под этими кривыми определялись их средние значения. Окончательные результаты определения $(\alpha_2)_{ср}$ и $T_{гк}$ приведены на рис. 4.

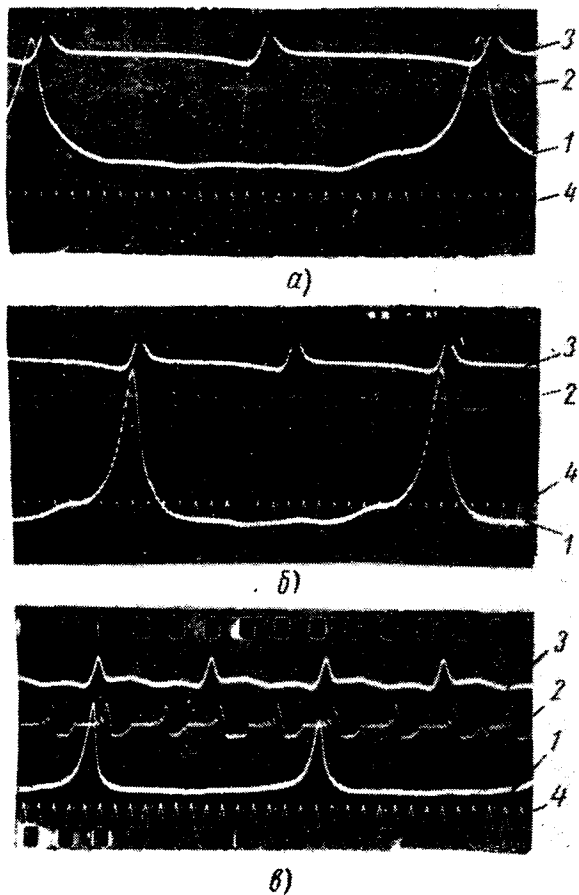


Рис. 3. Осциллограммы рабочего процесса: а — при $n=2000$ об/мин; б — при $n=3000$ об/мин; в — при $n=4000$ об/мин; 1 — давление в цилиндре; 2 — моменты зажигания; 3 — мертвые точки; 4 — отметка времени.

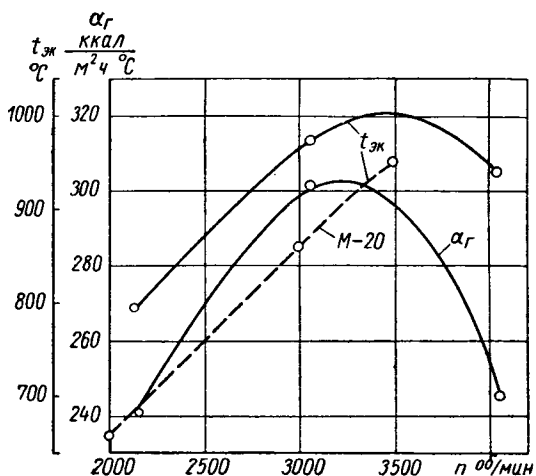


Рис. 4. Изменение среднего коэффициента теплопередачи и эквивалентной температуры по внешней характеристике.

Для сравнения на этом рисунке показано изменение эквивалентной температуры на двигателе М-20, полученное экстраполированием экспериментальной зависимости температуры поршня t_n от температуры охлаждающей жидкости $t_{жк}$. Получившееся несоответствие в значениях эквивалентных температур, полученных этими двумя способами, невелико и его следует объяснить неточностями, связанными с экстраполяцией [3]. Теоретический расчет температур поршня позволяет оценить возможность применения теории теплонапряженности поршней

[1] к поршням автомобильного типа, что очень важно для анализа полученных экспериментальных результатов.

Для расчета температур поршня необходимо определить его теплосоппротивление

$$R_{\Sigma} = R_{\partial} + (R_{ст} + R_{ц}) (1 - m) \text{ } ^\circ\text{C ч/ккал}, \quad (4)$$

где R_{Σ} — суммарное теплосоппротивление поршня;

R_{∂} — теплосоппротивление днища;

$R_{ст}$ — теплосоппротивление стакана поршня;

$R_{ц}$ — теплосоппротивление гильзы цилиндра;

m — доля тепла, снимаемого маслом при масляном охлаждении.

В данном случае $m=0$.

Теплосоппротивление днища определяется по формуле

$$R_{\partial} = \frac{1}{F} \left[\frac{1}{(\alpha_2)_{ср}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{D}{\lambda} \psi_c \right], \quad (5)$$

где δ — толщина днища 0,0075 м;

D — диаметр поршня 0,092 м;

F — площадь поршня $66,5 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$;

λ — коэффициент теплопроводности поршня $150 \text{ ккал/м}^2\text{ч}^\circ\text{C}$;

ψ_c — безразмерный параметр тепловой характеристики поршня.

По данным фиг. 17, приведенной в работе [1], для поршня диаметром 150 мм и отношением $\frac{\delta}{D} = 0,08$ получено значение

$\psi_c = 0,263$. Поршень двигателя М-21 имеет

$$\frac{\delta}{D} = \frac{0,0075}{0,092} = 0,08.$$

Принимаем значение $\psi_c = 0,263$.

Расчет по уравнению (5) показывает, что при $n=2130$, $\alpha_2 = 301$ и $R_{\partial} = 0,656$; при $n=3060$ об/мин $\alpha_2 = 241$ и $R_{\partial} = 0,532$;

при $n=4040$ об/мин $\alpha_2 = 245$ и $R_{\partial} = 0,645$.

Теплосоппротивление стакана поршня, подсчитанное для поршня $D=150$ мм и $\delta=12$ мм, составило по данным работы [1] $0,0481 \text{ г} \cdot \text{ч/ккал}$. Поскольку теплосоппротивление прямо пропорционально первой степени размера (путь тепла) и обратно пропорционально второй степени размера (площадь поперечного сечения), следует полагать, что в данном случае величина теплосоппротивления увеличится пропорционально первой степени размера

$$R_{ст} = 0,0481 \cdot \frac{150}{92} = 0,0785 \text{ } ^\circ\text{C ч/ккал}.$$

Теплосоппротивление гильзы цилиндра

$$R_{ц} = \frac{1}{\pi H D} \left(\frac{1}{\alpha_{жк}} + \frac{\delta_{ц}}{\lambda_{ц}} \right), \quad (6)$$

где $\alpha_{жк}$ — коэффициент теплоотдачи от поверхности гильзы к охлаждающей жидкости $2500 \text{ ккал/м}^2\text{ч}^\circ\text{C}$;

$\delta_{ц}$ — толщина стенки гильзы 6 мм;

$\lambda_{ц}$ — коэффициент теплопроводности материала гильзы $40 \text{ ккал/м}^2\text{ч}^\circ\text{C}$;

H — высота поршня.

По уравнению (6) величина $R_{ц}$ составляет $0,019 \text{ г} \cdot \text{ч/ккал}$.

Для трех расчетных случаев суммарное теплосоппротивление поршня R_{Σ} [по уравнению (4)] составит при $n=2130$ об/мин $0,7535$; при $n=3060$ об/мин $0,6297$; при $n=4040$ об/мин $0,7425$.

Располагая полученными данными, легко определить количество тепла, проходящего через поршень

$$Q = \frac{t_{жк} - t_{охла}}{R_{\Sigma}} \text{ ккал/ч}, \quad (7)$$

где $t_{охла}$ — температура охлаждающей жидкости при экспериментах.

Данные расчеты по формуле (7) приведены в табл. 2.

Температура базовой точки поршня, принятой автором [1]

Таблица 2

n в об/мин	$t_{\text{эк}}$ в °C	$t_{\text{охл}}$ в °C	Q в ккал/ч
< 2130	797	80	953
3060	977	82	1423
4040	940	81	1157

в месте стыка днища и стакана поршня (в центре сечения), определяется по формуле

$$(t_{\text{пор}})_{\text{баз}} = t_{\text{эк}} - R_{\text{д}} Q. \quad (8)$$

Перепад температур между центром днища поршня и его базовой точкой определяется, как

$$\Delta t_{\text{пор}} = \frac{Q}{F} \cdot \frac{D}{\lambda} \Delta \psi_c, \quad (9)$$

где $\Delta \psi_c$ — второй безразмерный параметр тепловой характеристики поршня, который по данным той же фиг. 17 [1] для подобного поршня составляет 0,661.

Определив по уравнению (9) значения $\Delta t_{\text{пор}}$, легко определить температуру в центре днища поршня

$$t_0 = (t_{\text{пор}})_{\text{баз}} + \Delta t_{\text{пор}}. \quad (10)$$

Результаты расчетов по уравнениям (8) — (10) приведены в табл. 3.

Таблица 3

n в об/мин	$(t_{\text{пор}})_{\text{баз}}$ в °C	$\Delta t_{\text{пор}}$ в °C	t_0
2130	179	58	237
3060	220	87	307
4040	194	71	265

Полученные расчетные (а) значения температур центра днища поршня с измеренными экспериментально (б) сравниваются на рис. 5.

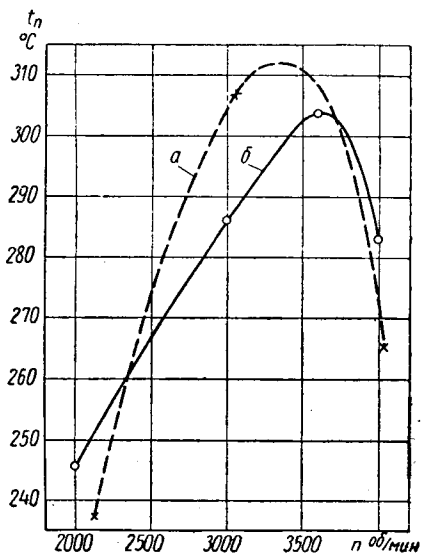


Рис. 5. Расчетная и измеренная температуры в центре днища поршня по внешней характеристике.

Несмотря на некоторую условность результатов вследствие того, что термометрия и индицирование проводились в разных цилиндрах, приведенные данные свидетельствуют о возможности теоретического расчета температурного уровня поршня автомобильного двигателя и правильном порядке полученных значений коэффициентов теплоотдачи в поршень и эквивалент-

ных температур газов, необходимых для всех тепловых расчетов двигателя.

Температуры поршней и цилиндров в условиях форсированных по мощности режимов измерялись при снятии характеристик по наддуву на упомянутых уже четырех скоростных режимах.

В целях унификации полученных данных и выявления общих закономерностей на рис. 6 приведены все экспериментальные точки как по наддувным характеристикам, так и по точкам перегиба регулировочных характеристик без наддува. Полученные графики иллюстрируют зависимость температур поршня от эффективной мощности двигателя при его форсировании.

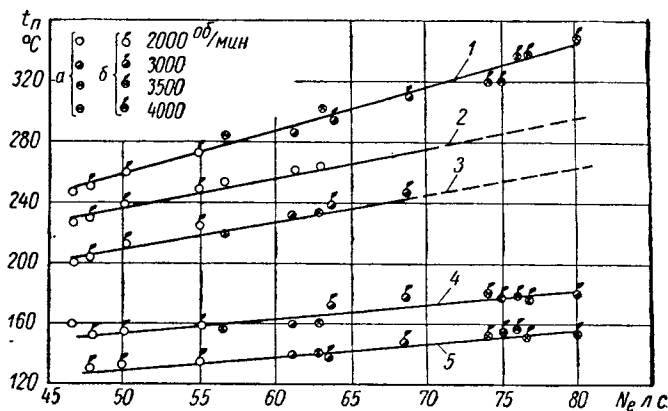


Рис. 6. Изменение температуры поршня при форсировке по эффективной мощности:

1 — в центре днища; 2 — у края днища; 3 — под первым кольцом; 4 — под масляным кольцом; 5 — на юбке под тепловой прорезью; а — без наддува; б — с наддувом.

Максимальная форсировка по наддуву достигнута при $n = 3500$ об/мин, где удалось обеспечить постоянство состава смеси по характеристике и получить эффективную мощность 80 л.с. Температура центра днища достигла 350° , т.е. предельно допустимой температуры для поршневого сплава, при этом отмечено начало слышимой детонации. Известно, что при данной температуре прочностные параметры алюминиевых сплавов составляют 15—20% от исходной величины при атмосферной температуре.

Уменьшение прочностных качеств ниже этого предела, как показывает практика, резко уменьшает надежность работы данного узла.

Экспериментальные закономерности, показанные на рис. 6, могут выражаться следующими эмпирическими зависимостями:

$$t_{n1} = 250 + 2,9 (N_e - 47); \quad (11)$$

край днища

$$t_{n2} = 230 + 2 (N_e - 47); \quad (12)$$

под первым кольцом

$$t_{n3} = 205 + 1,8 (N_e - 47). \quad (13)$$

Таким образом, уже при форсировке до 80 л.с. температура края днища и температура под первым кольцом по уравнениям (12) и (13) составляет соответственно 296 и 265° (термопары в этих местах при испытаниях не работали).

Средняя температура в зоне верхнего поршневого кольца

$$t_{cp} = \frac{296 + 265}{2} = 280^\circ. \quad (14)$$

При данной температуре повышенное коксование масла в канавке верхнего кольца неизбежно.

Если с точки зрения прочности поршневого сплава форсировка двигателя М-21 до 80 л.с. возможна без специальных мероприятий по снижению температур поршня, то при этом следует иметь в виду, что на режимах полной мощности будет повышенное нагароотложение в канавке верхнего поршневого кольца.

При форсировке двигателя до $N_e = 90$ л.с. температура центра днища по уравнению (11) может достигнуть 375° , а температура в зоне верхнего кольца $\sim 300^\circ$ [уравнения (12) и (13)]. Такой температурный уровень недопустим.

Следовательно, форсировка двигателя до 90 л. с. и выше должна сочетаться со специальными мероприятиями по снижению температур поршня.

Температурное поле цилиндров при форсировке до 90 л. с. изменялось незначительно — на 3—5° по отдельным точкам. Исключение составляет верхний пояс гильзы второго цилиндра. В месте образования парового мешка, где температура возросла с 205 до 237°.

Если учесть, что эта температура измерялась у наружной поверхности верхней нерезиновой вставки гильзы и что градиент температур по ее сечению не ниже 20—30°, то температура внутренней поверхности гильзы должна при этом составить ~260—270°. Таким образом, при форсировке до 90 л. с. повышенное коксование масла должно происходить и по верхней кромке отдельных гильз цилиндров.

Таким образом, установлено, что для форсировки двигателя М-21 до $N_e=90$ л. с. необходимо обеспечить снижение температур поршня примерно на 25—30°.

В зарубежной практике широко применяется снижение температур поршня за счет нанесения на его днище теплоизоляционного слоя, снижающего теплоотдачу в поршень. Применение теплоизолирующего слоя неизбежно должно сопровождаться некоторым изменением теплового баланса двигателя, увеличением температур и температурных градиентов в теплоизолирующем слое. Длительные поисковые работы по подбору материала, могущего противостоять возникающим в теплоизоляционном слое большим термическим напряжениям, показали, что таким материалом может служить окись алюминия Al_2O_3 .

Нанесение Al_2O_3 на поверхность поршня осуществляется напылением из специального пульверизатора, где Al_2O_3 плавится в пламени ацетиленовой горелки. Обычно на поверхность поршня наносят слой Al_2O_3 толщиной 0,2—0,3 мм.

Представляет интерес количественная оценка эффективности такого способа снижения температур. Согласно общей теории теплонпряженности поршня [1], при наличии теплоизоляционного слоя расчет температур поршня осуществляется по тем же формулам, с той лишь разницей, что в них вместо коэффициента теплопередачи вводится его приведенная величина, определяемая по уравнению

$$\alpha_{2,пр} = \frac{\alpha_2}{1 + \frac{\alpha_2 \delta_{из}}{\lambda_{из}}} \quad (14)$$

Проведенные расчеты для всех трех рассмотренных выше случаев показали, что возможное снижение температуры поршня в случае применения теплоизолирующего слоя на его днище по расчету составляет 20°, причем максимальная температура может быть снижена на 28°, т. е. будет возможность форсировки двигателя М-21 до $N_e=90$ л. с. Однако этот вывод требует экспериментальной проверки, включающей детонационные испытания, поскольку температура внутри камеры сгорания должна при этом несколько увеличиться.

ЛИТЕРАТУРА

1. Гинцбург Б. Я. «Тепловая напряженность поршней двигателя внутреннего сгорания». Труды НИЛД, 1958, № 6.
2. В з о р о в Б. А. «Измерение температуры поршня автомобильного двигателя». Труды НАМИ, вып. 38, 1961.
3. В з о р о в Б. А. «Автомобильная промышленность», 1961, № 4.

Единые относительные скоростные внешняя и частичные характеристики карбюраторных четырехтактных двигателей

Канд. техн. наук Р. П. ЛАХНО

Институт комплексных транспортных проблем

НА ОСНОВАНИИ проведенных экспериментальных исследований режимов работы двигателя и автомобиля в различных условиях эксплуатации [1] было установлено, что двигатель в эксплуатационных условиях работает преимущественно при 40, 30, 20 и 10% открытии дроссельной заслонки карбюратора по углу поворота. То или иное открытие дроссельной заслонки зависит от степени ровности проезжей части дороги и передачи в коробке передач (рис. 1). Дороги по степени ровности проезжей части были разбиты на четыре группы (ровные, с незначительными выбоинами — малоухабистые, со средними выбоинами — среднеухабистые и с большими выбоинами — ухабистые) в зависимости от средней глубины просвета под рейкой длиной 3 м и предельно допустимой скорости движения [1], [2].

На основании экспериментальных данных были получены зависимости скорости движения v_a в км/ч автомобиля (автопоезда) и расхода топлива на 1 км пробега Q_s в кг/км от тягового усилия на ведущих колесах P_c в кг, идущего на преодоление сопротивления дороги, для разных состояний проезжей части дороги. Указанные зависимости были названы тяговой $v_a = f(P_c)$ и экономической $Q_s = f(P_c)$ эксплуатационными характеристиками автомобиля (рис. 2). Как показывает расчет средней скорости движения и расхода топлива на 1 км пробега по этим характеристикам, расхождение расчетных данных с данными опытных поездок не превосходит 5% [1,2].

Чтобы построить тяговую и экономическую эксплуатационные характеристики для производства расчетов движения, необходимо иметь скоростные частичные характеристики двигателей. К сожалению, автозаводы не приводят частичных характеристик в инструкциях по уходу за автомобилями и часто вообще их не определяют. Необходимо также отметить, что частичные характеристики в настоящее время не могут быть определены до создания двигателя.

Однако, если до настоящего времени определены зависимости эффективной мощности (крутящего момента) двигателя от числа оборотов коленчатого вала при полностью открытой дроссельной заслонке, то таких зависимостей для частичных открытий дроссельных заслонок нет. Не имеется также зависи-

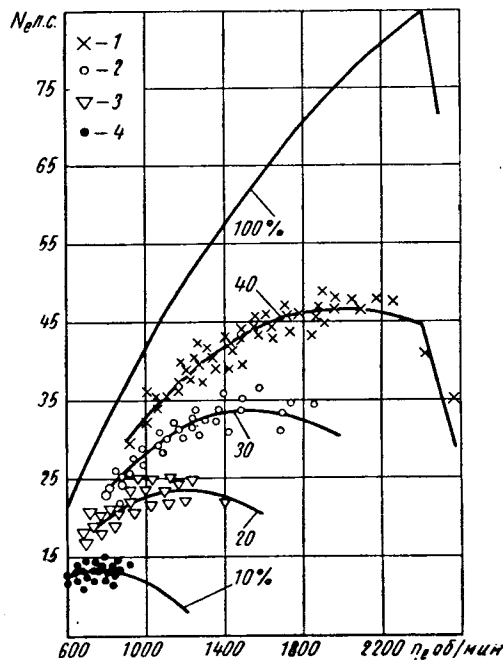


Рис. 1. Средние мощности, развиваемые двигателем при работе автомобиля ЗИЛ-150 на разных типах дорог с различными рейсовыми нагрузками:

1 — движение автомобиля на первой и второй передачах по любым дорогам, на третьей, четвертой и пятой передачах по ровным дорогам; 2 — движение автомобиля на третьей, четвертой и пятой передачах по малоухабистым дорогам; 3 — движение автомобиля на третьей передаче по ухабистым дорогам, на четвертой и пятой передачах по среднеухабистым дорогам; 4 — движение автомобиля на четвертой и пятой передачах по ухабистым дорогам.

мостей часовых расходов топлива от числа оборотов коленчатого вала двигателя при полном и частичных открытиях дроссельных заслонок.

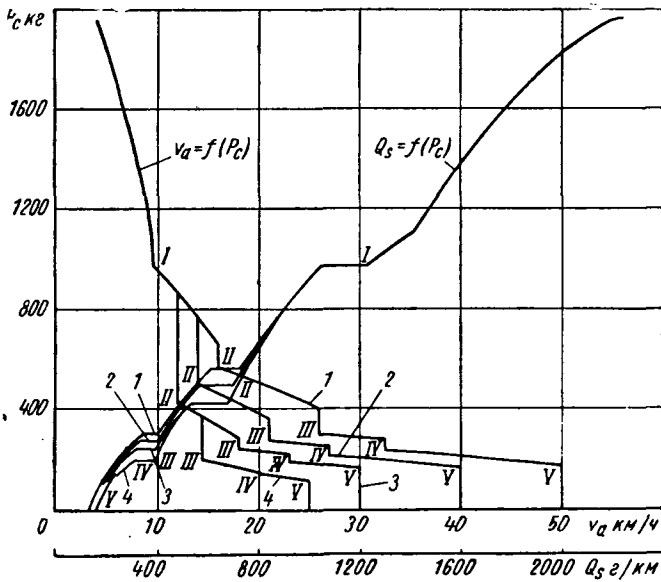


Рис. 2. Тяговая $v_a=f(P_c)$ и экономическая $Q_s=f(P_c)$ эксплуатационные характеристики автомобиля ЗИЛ-150 (римские цифры обозначают передачи): 1 — ровная дорога; 2 — малоухабиная дорога; 3 — среднеухабиная дорога; 4 — ухабиная дорога.

Указанные зависимости можно получить, если воспользоваться основными положениями, разработанными проф. И. М. Лениным [3] при установлении единой относительной скоростной внешней характеристики двигателя:

$$\frac{N_e}{N_{e \max}} = \frac{(\xi c + d - l + r) p_0 \left[1 - h \left(\frac{n_e}{n_N} \right)^n \right] - (d - m + t)}{(c + d - l + r) p_0 \left[1 - h \right]^n - (d - m + t)} \times \frac{n_e}{n_N}$$

где N_e — эффективная мощность двигателя на данных числах оборотов в л. с.; $N_{e \max}$ — максимальная эффективная мощность двигателя (точка перегиба внешней характеристики) при полностью открытой дроссельной заслонке в л. с.; n_e — число оборотов коленчатого вала двигателя, соответствующее мощности N_e , в об/мин; n_N — число оборотов коленчатого вала двигателя, соответствующее $N_{e \max}$, в об/мин; p_0 — давление среды, окружающей двигатель, в кг/см²; $\xi, c, d, l, r, m, t, h, n$ — постоянные коэффициенты, учитывающие термодинамические и механические явления в двигателе.

Зависимость $\frac{N_e}{N_{e \max}} = f\left(\frac{n_e}{n_N}\right)$ для скоростной внешней характеристики справедлива и для частичных характеристик. Только для частичных характеристик постоянные коэффициенты $\xi, c, d, l, r, m, t, h, n$ будут иметь другие числовые величины. Кроме того, могут быть установлены зависимости отношений часовых расходов топлива двигателем Q_c в кг/ч к часовому расходу топлива при максимальной эффективной мощности Q_{cN} в кг/ч от отношений чисел оборотов $\frac{n_e}{n_N}$ для полного и частичных открытий дроссельной заслонки.

Для установления относительных частичных характеристик были обработаны скоростные внешние и частичные характеристики 15 карбюраторных четырехтактных двигателей, полученных разными исследователями при испытаниях на стендах: ЗИЛ-120 (четыре двигателя), ГАЗ-51, ЗИЛ-110, М-20, М-21, М-21Б, «Москвич» моделей 402 и 407, Шкода-440, Фиат-600, ВМВ-600, Паккард Е-500. Характеристики двигателей были получены при стандартных (заводских) регулировках карбюратора и системы зажигания. Двигатели находились в технически исправном состоянии.

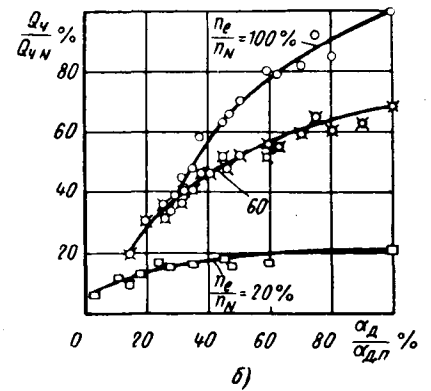
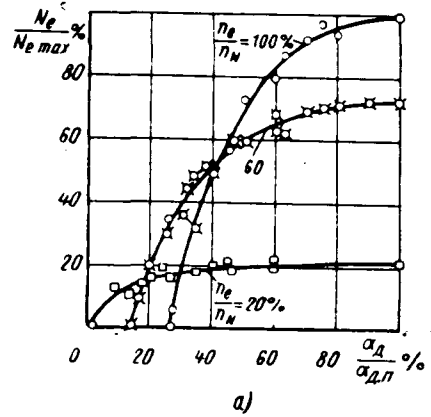


Рис. 3. Графики зависимости использования максимальной эффективной мощности (а) и отношений часовых расходов топлива к часовому расходу топлива при максимальной эффективной мощности (б) карбюраторного четырехтактного двигателя от степени открытия дроссельной заслонки карбюратора по углу поворота при различных отношениях чисел оборотов в минуту коленчатого вала двигателя к числу оборотов при максимальной эффективной мощности.

Так как при испытаниях отдельных двигателей открытие дроссельных заслонок карбюратора было самое различное, то первоначально на основании экспериментальных данных были построены зависимости относительной мощности $\frac{N_e}{N_{e \max}}$ (рис. 3, а) и относительных часовых расходов топлива $\frac{Q_c}{Q_{cN}}$ (рис. 3, б) от процента открытия дроссельной заслонки карбюратора по углу поворота $\frac{\alpha_d}{\alpha_{d.n}}$ при следующих значениях отношений чисел оборотов $\frac{n_e}{n_N}$: 100, 90, 80, 70, 60, 50, 40, 30 и 20%. При этом количество экспериментальных точек при установлении зависимостей:

$$\frac{N_e}{N_{e \max}} = f\left(\frac{\alpha_d}{\alpha_{d.n}}\right)$$

и

$$\frac{Q_c}{Q_{cN}} = f\left(\frac{\alpha_d}{\alpha_{d.n}}\right)$$

для разных отношений чисел оборотов колебалось в пределах от 27 до 71.

Как видно из расположения опытных точек на рис. 3, можно утверждать, что существуют определенные зависимости относительной мощности $\frac{N_e}{N_{e\max}}$ и относительного часового расхода топлива $\frac{Q_{\text{ч}}}{Q_{\text{ч}N}}$ от степени открытия дроссельной заслонки карбюратора по углу поворота $\frac{\alpha_{\text{д}}}{\alpha_{\text{д.н}}}$ для каждого значения отношений чисел оборотов $\frac{n_e}{n_N}$. Через опытные точки можно провести кривые, с достаточной точностью отражающие экспериментальные данные. Показатель точности α_0 , характеризующий степень соответствия полученных зависимостей (кривых) экспериментальным данным, во всех случаях получен менее 1,5%. Чем меньше α_0 , тем надежнее результаты исследования. Для большинства опытных работ принято считать, что достаточная надежность эксперимента обеспечивается в том случае, если показатель точности не превышает 5% [4].

Таким образом, при данных отношениях чисел оборотов $\frac{n_e}{n_N}$ для четырехтактных карбюраторных двигателей имеются единые зависимости относительной мощности $\frac{N_e}{N_{e\max}}$ и относительного часового расхода топлива $\frac{Q_{\text{ч}}}{Q_{\text{ч}N}}$ от относительного открытия дроссельной заслонки карбюратора по углу поворота $\frac{\alpha_{\text{д}}}{\alpha_{\text{д.н}}}$.

Полученные зависимости (рис. 3) дают возможность определить единые относительные скоростные внешние и частные характеристики двигателей, т. е. установить зависимости относительной эффективной мощности $\frac{N_e}{N_{e\max}}$ и относительного часового расхода топлива $\frac{Q_{\text{ч}}}{Q_{\text{ч}N}}$ от отношения чисел оборотов $\frac{n_e}{n_N}$ для разных относительных открытий дроссельной заслонки карбюратора $\frac{\alpha_{\text{д}}}{\alpha_{\text{д.н}}}$.

Полученные зависимости (рис. 3) дают возможность определить единые относительные скоростные внешние и частные характеристики двигателей, т. е. установить зависимости относительной эффективной мощности $\frac{N_e}{N_{e\max}}$ и относительного часового расхода топлива $\frac{Q_{\text{ч}}}{Q_{\text{ч}N}}$ от отношения чисел оборотов $\frac{n_e}{n_N}$ для разных относительных открытий дроссельной заслонки карбюратора $\frac{\alpha_{\text{д}}}{\alpha_{\text{д.н}}}$.

Полученные зависимости (рис. 3) дают возможность определить единые относительные скоростные внешние и частные характеристики двигателей, т. е. установить зависимости относительной эффективной мощности $\frac{N_e}{N_{e\max}}$ и относительного часового расхода топлива $\frac{Q_{\text{ч}}}{Q_{\text{ч}N}}$ от отношения чисел оборотов $\frac{n_e}{n_N}$ для разных относительных открытий дроссельной заслонки карбюратора $\frac{\alpha_{\text{д}}}{\alpha_{\text{д.н}}}$.

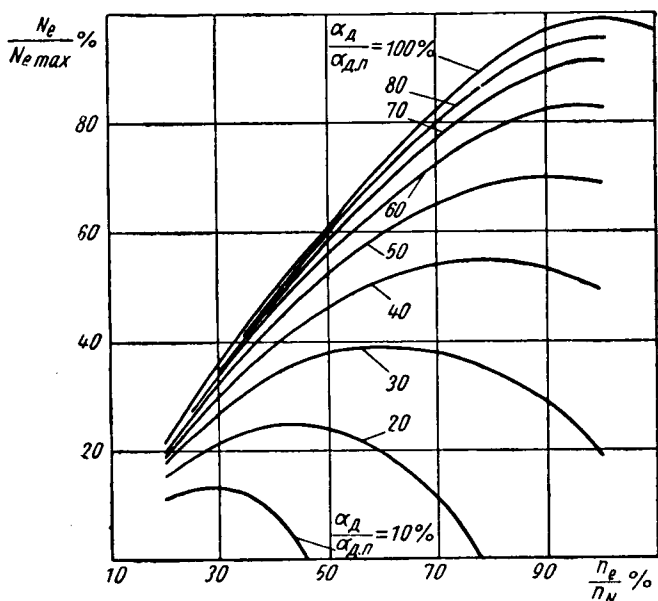


Рис. 4. Единые относительные скоростные характеристики эффективной мощности карбюраторного четырехтактного двигателя при полном и частичных открытиях дроссельной заслонки.

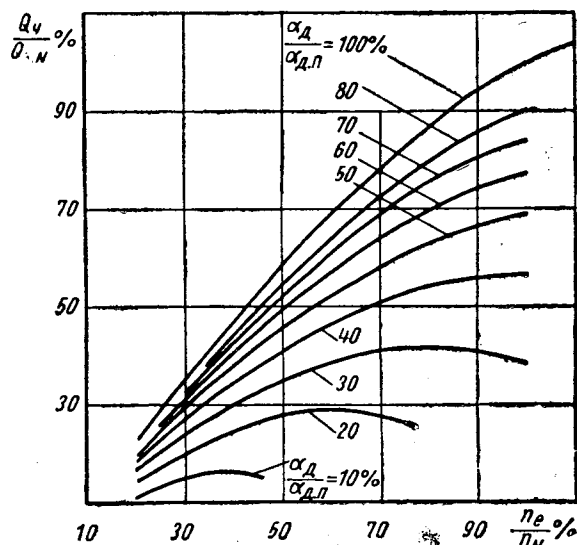


Рис. 5. Единые относительные скоростные характеристики часовых расходов топлива карбюраторного четырехтактного двигателя при полном и частичных открытиях дроссельной заслонки.

На рис. 4 приведены зависимости

$$\frac{N_e}{N_{e\max}} = f\left(\frac{n_e}{n_N}, \frac{\alpha_{\text{д}}}{\alpha_{\text{д.н}}}\right),$$

а на рис. 5 — зависимости $\frac{Q_{\text{ч}}}{Q_{\text{ч}N}} = f\left(\frac{n_e}{n_N}, \frac{\alpha_{\text{д}}}{\alpha_{\text{д.н}}}\right)$. В соответствии с едиными кривыми относительных эффективных мощностей двигателя и часовых расходов топлива при полном и частичных открытиях дроссельной заслонки должны существовать и единые кривые относительных эффективных крутящих моментов (отношение эффективного крутящего момента двигателя M_e в кгм при данных числах оборотов и положении дроссельной заслонки к крутящему моменту $M_{e.n}$ в кгм, соответствующему максимальной эффективной мощности при полном открытии дроссельной заслонки) и единые кривые относительных удельных эффективных расходов топлива (отношение

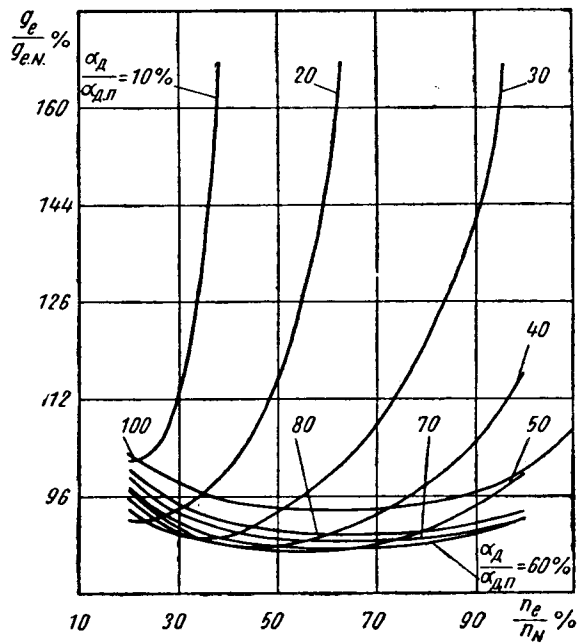


Рис. 6. Единые относительные характеристики удельных эффективных расходов топлива карбюраторного четырехтактного двигателя при полном и частичных открытиях дроссельной заслонки.

удельного эффективного расхода топлива g_e в $г/э.л.с.ч.$ при данных числа оборотов и положении дроссельной заслонки к удельному расходу g_{eN} в $г/э.л.с.ч.$ при максимальной эффективной мощности и полном открытии дроссельной заслонки).

На рис. 6 приведена зависимость

$$\frac{g_e}{g_{e \max}} = f\left(\frac{n_e}{n_N}, \frac{\alpha_{\partial}}{\alpha_{\partial.n}}\right).$$

Таким образом, приведенные материалы, являющиеся результатами обработки экспериментальных данных по скоростным внешним и частичным характеристикам, позволяют с достаточной для практического использования точностью утверждать, что существуют единые относительные скоростные

внешняя и частичные характеристики эффективной мощности, эффективного крутящего момента, часового расхода топлива и удельного эффективного расхода топлива карбюраторного четырехтактного двигателя.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лахно Р. П. «Автомобильный транспорт», 1957, № 2.
2. Лахно В. П. и Лахно Р. П. Автомобильные лесовозные поезда, Гослесбумиздат, 1961.
3. Ленин И. М. Скоростная внешняя характеристика автомобильного карбюраторного двигателя, Труды МАМИ, вып. 2, Автотрансиздат, 1954.
4. Леонтьев Н. Л. Статистическая обработка результатов наблюдений, Гослесбумиздат, 1952.

Исследование подвесок автобусов ЛАЗ

Канд. техн. наук Р. А. АКОПЯН

Львовский автобусный завод

СОЗДАНИЕ и исследование автобусных агрегатов ходовой части, а главным образом узлов пневматической подвески затруднено скудностью необходимых материалов, характеризующих преимущества того или иного конструктивного решения узлов.

Предварительные исследования параметров поддрессирования для автобусов [1]—[4] позволили правильно подойти к проектированию реальных конструкций, а дальнейшие испытания их должны были подтвердить правильность выбора исходных конструкторских данных.

На автобусах ЛАЗ-695Г, ЛАЗ-699 (рис. 1), подвески которых разработаны Львовским автобусным заводом совместно с НАМИ, используются двухрычаж-

ные независимые передние подвески, не являющиеся самостоятельным съемным узлом, — корытообразный подрамник крепления подвески из тонкостенных труб жестко связан с лонжеронами. Нижние и верхние рычаги подвески подсоединены с помощью специальных резьбовых пальцев к восьми кронштейнам, приваренным к подрамнику (рис. 1). Шарниры подвески резьбовые со съемными втулками. Эксцентриковое устройство расположено в нижней части стойки 10.

В отличие от компоновок упругих элементов на нижних рычагах подвески в описываемой подвеске упругий элемент (двойной баллон 1) установлен на стойке. При такой компоновке можно получить лучшую кинематику, большую поперечную жесткость, не снижая несущей способности упругого элемента, уменьшить попадание грязи на

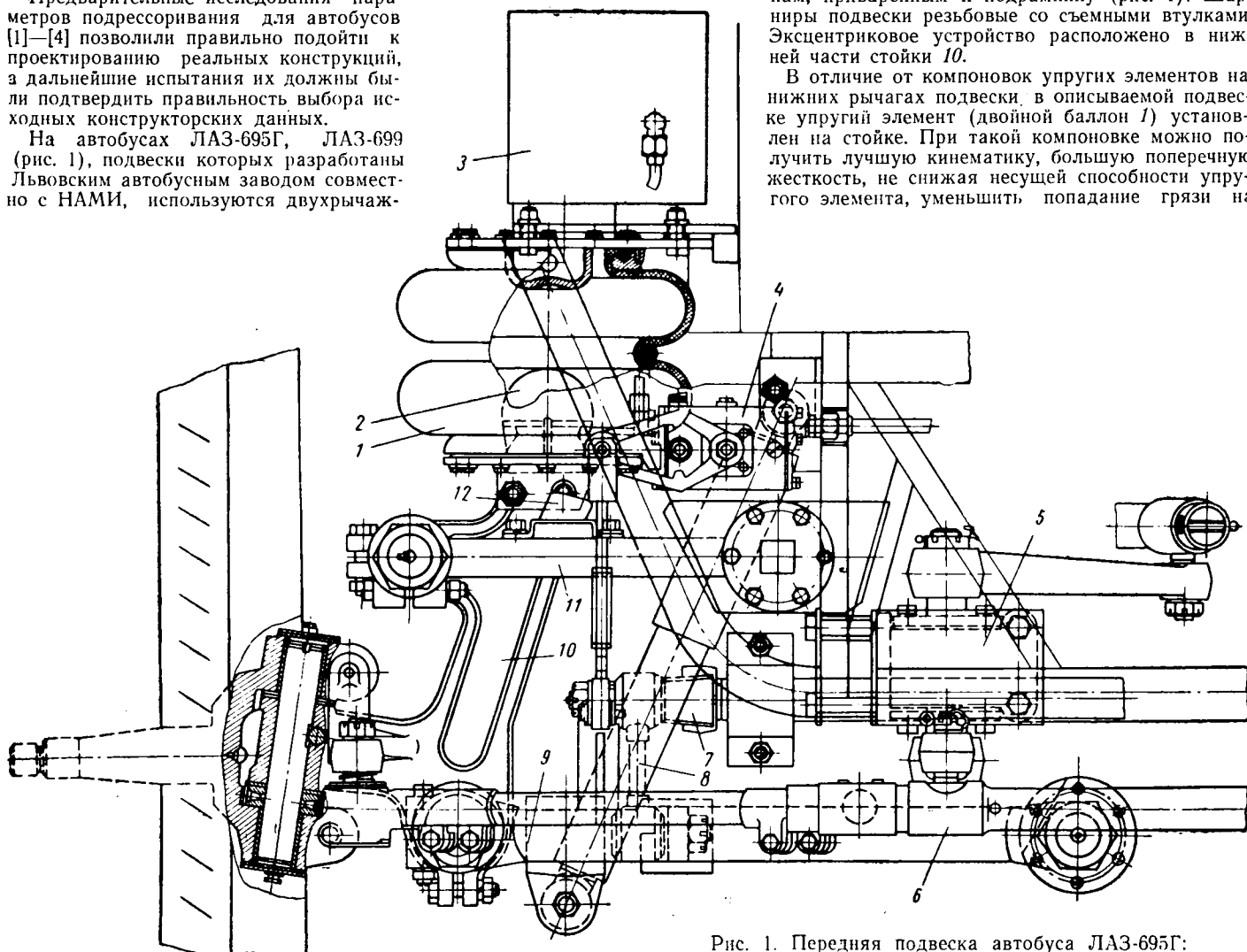


Рис. 1. Передняя подвеска автобуса ЛАЗ-695Г:

1 — двойной баллон; 2 — буфер сжатия; 3 — резервуар; 4 — регулятор; 5 — маятниковое устройство; 6 — поперечная тяга; 7 — стабилизатор; 8 — амортизатор; 9 — нижний рычаг; 10 — стойка; 11 — верхний рычаг; 12 — буфер отбоя.

него. Кинематика рычагов подвески исключает изменение колеи при колебаниях колес. Резервуары 3 объемом 12 л, смягчающие характеристику баллона, установлены в его верхней части, а телескопические амортизаторы 8 установлены под углом на конических резиновых втулках. Ход сжатия подвески ограничивается буферами 2, расположенными внутри баллона, а ход отбоя — буферами 12. Аналогичной является конструкция передней подвески автобуса ЛАЗ-699, за исключением поворотной цапфы и шкворневой группы, унифицированных с узлами автомобиля МАЗ-500 и новой компоновкой амортизаторов и буферов отбоя и сжатия.

Большое снижение веса подпрессоренных частей (до 110 кг) по сравнению с автобусом ЛАЗ-699, резкое сокращение числа шарниров, высокое расположение центра крена, обусловленное применением однорычажной передней независимой подвески, делают автобус «Украина 1» перспективным (рис. 2). Возможность применения однорычажных подвесок на большегрузных автомобилях обусловлена регуляторами, поддерживающими постоянную высоту упругого элемента, так как в противном случае такая подвеска могла бы привести к быстрому износу шин из-за больших (до 25 мм) изменений колеи на рабочих диапазонах колебаний. В подвеске использованы шарниры на съемных резиновых втулках, упрощающие сборку, облегчающие ремонт и обслуживание. Резервуары 3 объемом 24 л, как и в предыдущей конструкции подвески, установлены над баллонами.

Задние пневматические подвески автобусов (рис. 3) зависимые с фиксацией мостов системой тяг: А-образной сверху и двумя продольными снизу. При такой фиксации относительно невелик вес неподпрессоренных частей подвески.

В подвесках автобуса ЛАЗ-695Г, как правило, поперечную силу воспринимает А-образная тяга, установленная поперечно оси автобуса, а моменты, возникающие при трогании и торможении, воспринимает система тяг: верхняя А-образная и две нижние продольные с шарнирами на съемных резиновых втулках.

На автобусах ЛАЗ-699 и «Украина 1» из-за расположения А-образной тяги вдоль лонжеронов боковая сила воспринимается как А-образной тягой, так и продольными тягами 1 (рис. 3).

Описанные типы фиксации задних мостов обуславливают значительные перемещения или перекосы плоскости дифференциала, уменьшающие хода сжатия или отбоя подвески. Благодаря определенным соотношениям длин тяг направляющего устройства задней подвески автобусов ЛАЗ-699 и «Украина 1» устранены перекосы плоскости дифференциала при больших его перемещениях, сказывающихся на износе шлицев карданного вала. Фиксация задних мостов на автобусе ЛАЗ-695Г сокращает как перемещения, так и перекосы плоскости дифференциала.

На автобусах «Украина 1», ЛАЗ-699, ЛАЗ-695Г используются баллоны типоразмера 300×200 грузоподъемностью 2000 кг в отличие от автобуса ЛАЗ-695Д, на котором обычно

устанавливаются баллоны типоразмера 250×200 грузоподъемностью 1500 кг. На всех описанных автобусах за исключением «Украина 1» применяются три регулятора с гид-

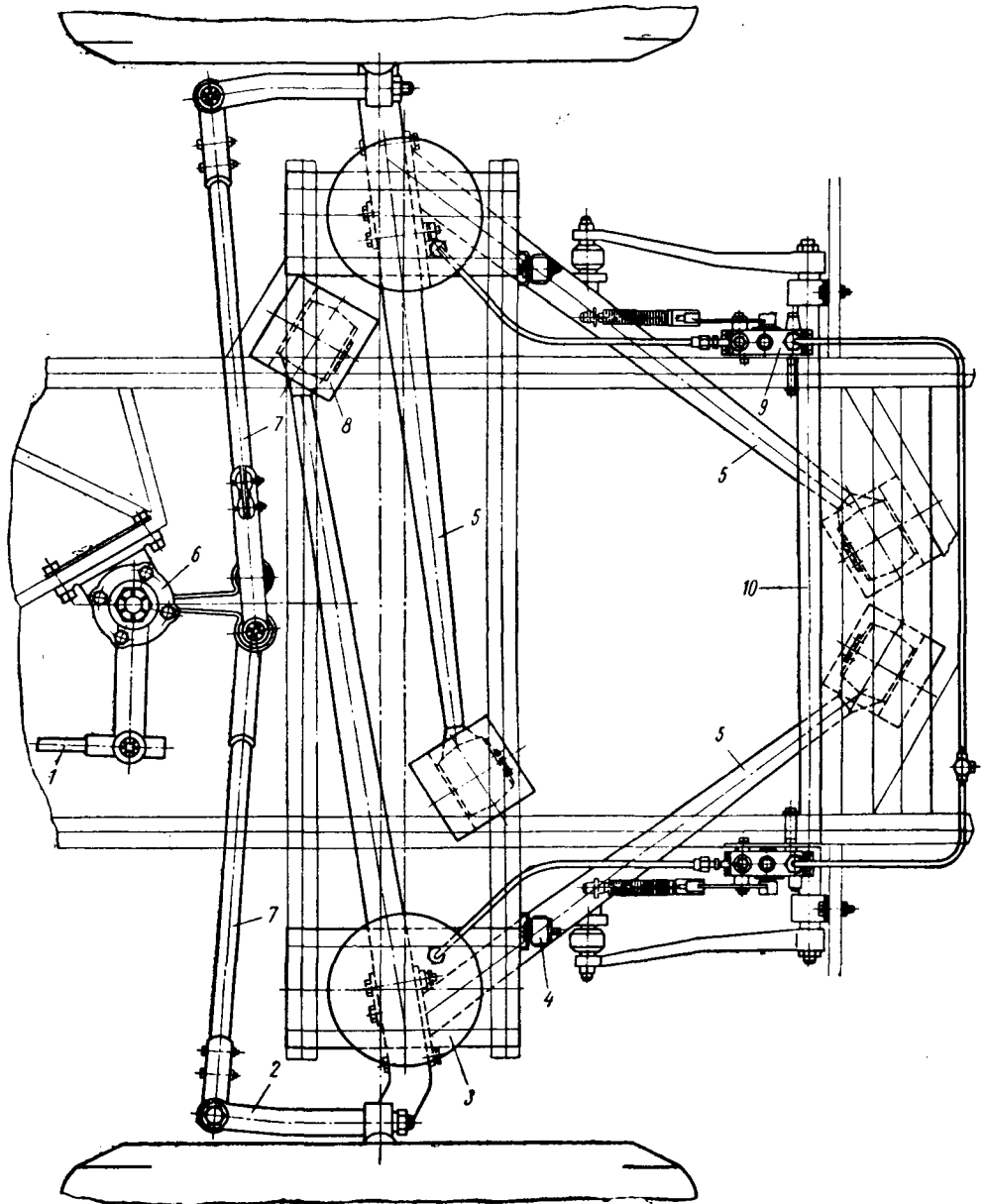


Рис. 2. Передняя подвеска автобуса «Украина 1» (вид сверху):

1 — продольная рулевая тяга; 2 — рычаг; 3 — резервуар; 4 — амортизатор; 5 — рычаги подвески; 6 — маятниковое устройство; 7 — поперечная рулевая тяга; 8 — шарнирное устройство; 9 — регулятор; 10 — стабилизатор поперечной устойчивости.

равлическим замедлителем и разобщающим пружинным устройством, период замедления которого равен 7—10 сек, причем в задней подвеске установлено по два регулятора. На автобусе «Украина 1» из-за специфических особенностей передней подвески используются четыре регулятора.

Рулевая трапеция автобусов «Украина 1» и ЛАЗ-699 состоит из двух поперечных тяг 7 и маятникового устройства 6 (рис. 2). На автобусах ЛАЗ-697Д, ЛАЗ-695Г (рис. 1) рулевая трапеция состоит из трех поперечных тяг 6 и двух маятниковых устройств 5, установленных сзади управляемых колес. Для облегчения управления и безопасности движения на автобусах ЛАЗ-699 и «Украина 1» применяются гидросилители рулевого управления ЗИЛ.

На автобусах «Украина 1» и ЛАЗ-699 применяются шины 10×20 повышенной грузоподъемности. Предполагается использовать шины 260×508 на всех автобусах в связи со снижением веса комплекта шин на 100 кг.

На всех описываемых автобусах основная система торможения состоит из четырех колодочных тормозов с гидравлическим разделным приводом на передние и задние тормоза, который включает пневмоусилитель со следящим устройством и гидроцилиндр с двумя секциями (для автобуса ЛАЗ-699 разработаны также тормоза с пневматическими цилиндрами). Диаметр колесных цилиндров передних колес 38 мм, а задних 44 мм.

нища не превышает 10%. На автобусе ЛАЗ-695Г из-за конструкции шарниров, делающих подвеску более жесткой в разгруженном состоянии, разница в вертикальных ускорениях до-

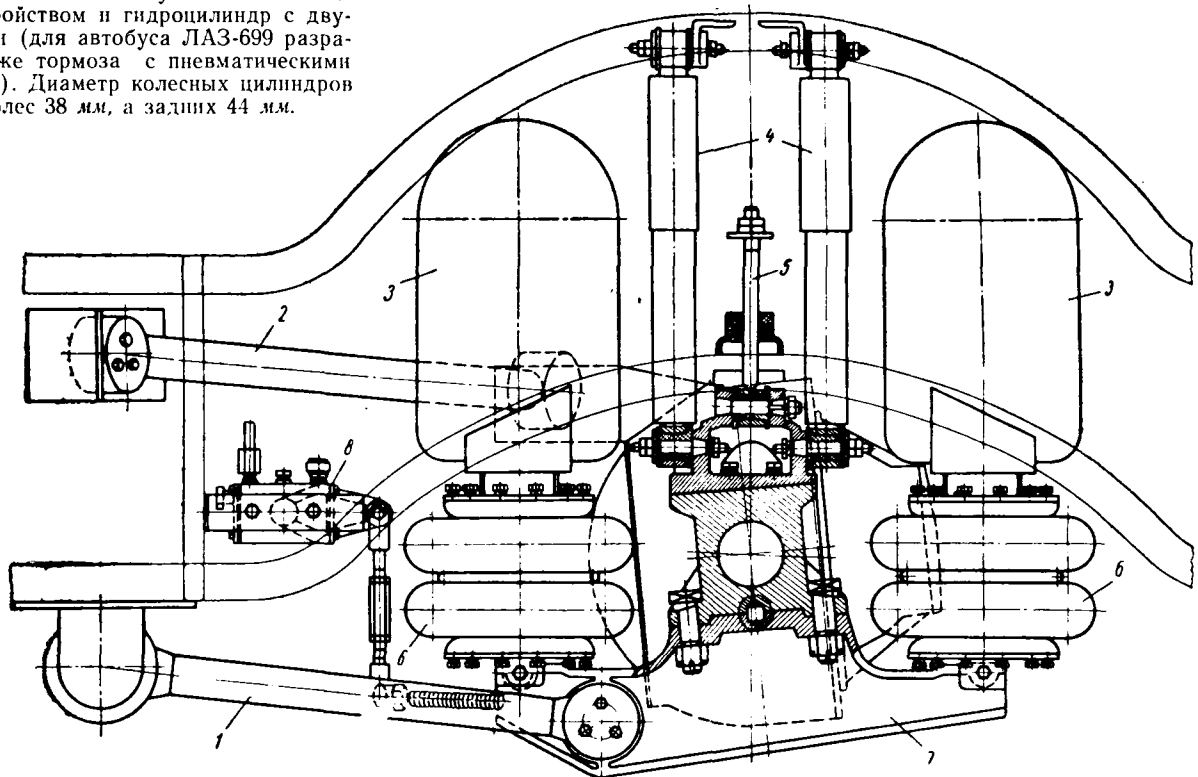


Рис. 3. Задняя подвеска автобусов ЛАЗ-699, «Украина 1», вид со стороны колеса;

1 — продольная тяга; 2 — Л-образная тяга; 3 — резервуары; 4 — амортизаторы; 5 — устройство отбоя; 6 — баллон; 7 — балка; 8 — регулятор уровня пола.

Испытания эффективности тормозов автобусов ЛАЗ-695Г, ЛАЗ-695Б при скоростях 20—50 км/ч выявили преимущество тормозов с пневмогидравлическим приводом. Тормозной путь автобуса ЛАЗ-695Б с пневматическим приводом тормозов составлял при скорости движения 30 км/ч 11,3 м, а тормозной путь автобуса ЛАЗ-695Г с пневматическим приводом при аналогичных условиях испытаний не достигал 8 м.

Измерения акселерографом вертикальных, продольных, поперечных ускорений системы сиденья—пассажир проводились по методике НАМИ в негруженном и груженом автобусах (в соответствии с грузоподъемностью) на мерных участках дорог с булыжным и асфальтовым покрытиями удовлетворительного качества.

Частоты колебаний, являющихся, наряду с ускорениями, важным критерием для оценки плавности хода автомобиля, определялись путем сбрасывания колес автобуса, а также анализом осциллограмм ускорений методом «огibaющей», полученных при движении автобусов.

На рис. 4, 5 приведены кривые вертикальных ускорений j ряда автобусов отечественного производства, автомобиля М-21 «Волга» и автобуса «Мерседес-Бенц ОМ 317».

Анализ полученных данных показывает, что у большинства сравниваемых автомобилей абсолютные значения ускорений поддресоренных масс на передних и задних сиденьях увеличиваются с увеличением скорости движения до 25%. На автобусах ЛАЗ-695Г с увеличением скорости ускорения сначала возрастают, а затем падают. Резонанс наблюдается при скоростях 40—50 км/ч.

Разница в вертикальных ускорениях груженых и негруженых автобусов ЗИЛ-155 и автомобиля М-21 «Волга» составляет 40—60%; для автобусов «Мерседес-Бенц ОМ 317» и «Украина 1» эта раз-

стигает 30%. В автобусах с регулируемой подвеской специфические особенности двойных баллонов приводят к уменьшению вертикальных ускорений при увеличении нагрузки [3].

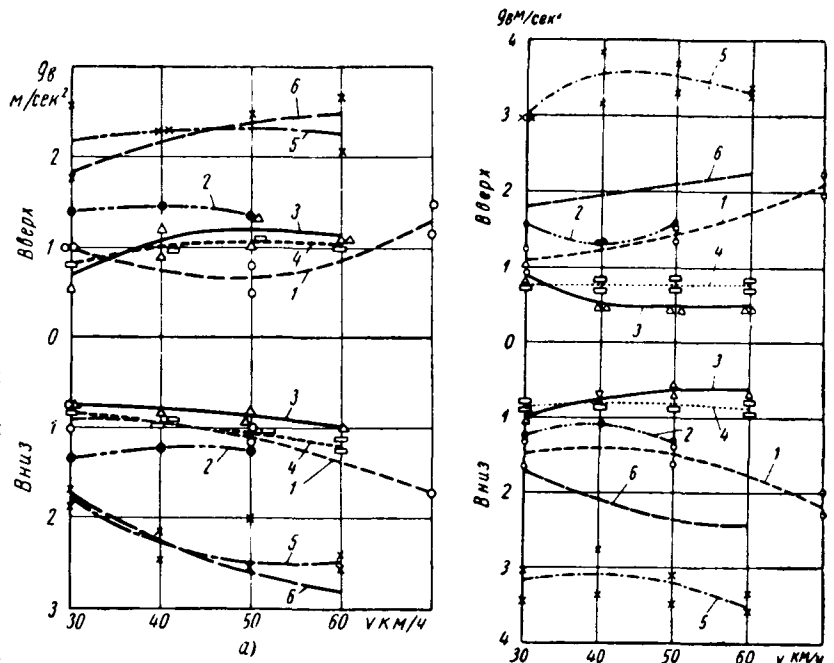


Рис. 4. Кривые вертикальных ускорений автобусов при движении по дорогам с асфальтовым покрытием:

а — переднее сиденье; б — заднее сиденье; 1 — автомобиль М-21 «Волга»; 2 — автобус ЛАЗ-695Б; 3 — автобус ЛАЗ-695Г; 4 — автобус «Украина 1»; 5 — автобус ЗИЛ-155; 6 — автобус «Мерседес-Бенц ОМ-317».

Вертикальные ускорения автобусов с пневматическими подвесками при движении по асфальтированному шоссе в 2—3 раза меньше, чем при движении по булыжному. На автобусах с подвесками на стальных упругих элементах разница в ускорениях не превышает 70%. Плавность хода автобуса с пневматическими подвесками особенно резко улучшается при движении на хороших дорогах.

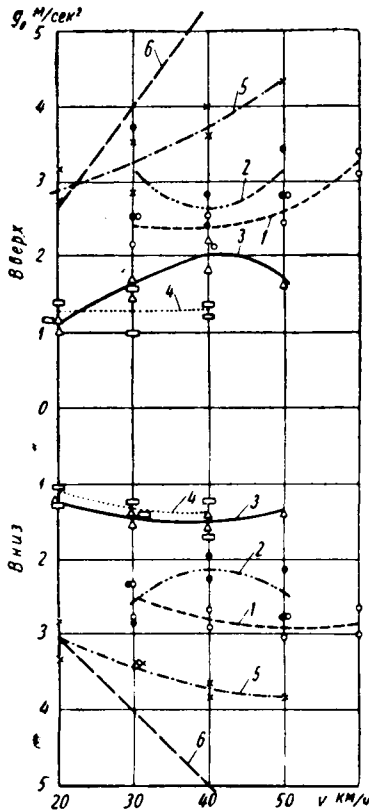


Рис. 5. Кривые вертикальных ускорений автобусов при движении по дорогам с булыжным покрытием, заднее сиденье. (Обозначения те же, что на рис. 4).

кривые ускорения располагаются намного выше этих же кривых для передних сидений.

Вертикальные ускорения поддресоренных масс автобусов «Украина 1» в большей части превышают ускорения автобуса ЛАЗ-695Г. Установлено, что уменьшение жесткости подвески на двойных баллонах ниже предела, соответствующего объемам резервуара 10—15 л на каждый баллон, не дает возможности улучшить плавность хода автобуса из-за малой динамической емкости.

Благодаря автоматическому регулированию жесткости на автобусах с пневматическими подвесками практически замечено расхождение в ускорениях на переднем и заднем сиденьях не наблюдалось. Характер кривых ускорений для тех же сидений различен на автомобилях с нерегулируемой подвеской ЛАЗ-695Б, М-21 «Волга» — для задних сидений

Таблица 1

Дорожное покрытие	Сиденье, на котором установлен акселерограф	Продольные ускорения автобуса в м/сек²	
		негруженого	груженого
Асфальтовое	Л А З-695Г		
	Переднее	—	0,9—1,3
	Заднее	0,4—0,1	0,7—0,8
Булыжное	Переднее	1,4—1,6	1,0—1,2
	Заднее	0,5—1,6	1,0—1,2
Булыжное	«У к р а и н а 1»		
	Переднее	1,2—1,8	1,0—1,1
	Заднее	1,3—1,5	1,2—1,3

В табл. 1 приведены числовые значения продольных ускорений автобусов «Украина 1» и ЛАЗ-695Г, абсолютная величина которых не превышает 2 м/сек² (в 1,2—3,5 раза меньше вертикальных ускорений), что признается удовлетворительным с точки зрения воздействия их на организм и ощущения

пассажира. Продольные ускорения автобусов «Украина 1» и ЛАЗ-695Г практически одинаковы, хотя объем резервуаров подвески последнего вдвое меньше. С увеличением нагрузки продольные ускорения несколько уменьшаются. Увеличение скорости движения повышает продольные ускорения. Поперечные ускорения, измеренные для проверки фиксации задней подвески автобуса ЛАЗ-695Г, не превышали 0,4 м/сек².

Таблица 2

Марка автомобиля	Собственные частоты колебаний автомобиля в кол/мин		Марка автомобиля	Собственные частоты колебаний автомобиля в кол/мин	
	Переднее сиденье	Заднее сиденье		Переднее сиденье	Заднее сиденье
	В негруженом состоянии		В груженом состоянии		
ЛАЗ-695Г	80; 75*	77; 75*	ЛАЗ-695Г	72; 73*	71; 69*
ЛАЗ-695Б	115	110	ЛАЗ-695Б	85	83
М-21 «Волга»	—	—	М-21 «Волга»	63	68
«Украина 1»	68; 73*	70; 78*	«Украина 1»	66; 67*	65; 72*

В табл. 2 приведены значения частот колебаний, полученных путем сбрасывания колес. Так как при нелинейных колебаниях изменение амплитуд колебаний приводит к изменению частот колебаний, результирующие частоты колебаний выбирались средненными. Из этой таблицы видно, что частоты колебаний поддресоренных масс автобусов, полученных путем сбрасывания и анализа осциллограмм (обозначены звездочкой), показывают удовлетворительное совпадение результатов.

Частоты автобуса ЛАЗ-695Г как в груженом, так и негруженом состоянии ниже частот автобуса ЛАЗ-695Б с подвеской на стальных упругих элементах.

При сбрасывании колес автобусов выявлялась также эффективность применяемых телескопических амортизаторов, характеризующаяся безразмерным коэффициентом аперидичности.

Анализ колебаний кузова автобуса ЛАЗ-695Г показал, что при наличии амортизаторов количество затухающих колебаний уменьшилось до 2,5. В груженом состоянии число затухающих колебаний кузова автобуса увеличивается, что подтверждает необходимость применения амортизаторов с регулируемой в зависимости от нагрузки характеристикой. В целом затухающие колебания груженого автобуса ЛАЗ-695Г составляют 0,15—0,2 от предельно аперидического, что вполне достаточно для эффективного затухания колебаний. Уменьшение жесткости упругих элементов на автобусе «Украина 1», связанное с увеличением резервуаров, привело к увеличению относительного коэффициента затухания колебаний.

Полученные данные исследований показывают высокую плавность хода автобусов ЛАЗ-695Г и «Украина 1» не только по сравнению с автобусами, имеющими подвески на стальных упругих элементах, и автомобилем М-21 «Волга», но и по сравнению с автобусом «Мерседес-Бенц ОМ 317» с пневматической подвеской. Повышенные ускорения автобуса «Мерседес-Бенц ОМ 317», обусловленные жесткой подвеской, по-видимому, объясняются особенностями эксплуатации городского автобуса в ФРГ. Снижение жесткости подвески автобусов потребовало проверки возможных поперечных кренов и определения допустимых пределов их с точки зрения комфортабельности и безопасности движения. В процессе экспериментальных исследований получены значения поперечных кренов автобусов ЛАЗ-695Б с пружинно-листовой подвеской и ЛАЗ-695Г с пневматической подвеской и регуляторами с гидравлическими замедлителями по методике НАМИ [5].

Результаты эксперимента приведены на рис. 6. Совмещенные кривые крена с началом координат, рекомендуемое НАМИ для подвесок с линейной характеристикой, не проведено, так как для подвесок с нелинейной характеристикой такая корректировка кривых крена приводит не к уменьшению, а к увеличению погрешности.

Анализ кривых кренов показывает, что если у груженого автобуса ЛАЗ-695Г при движении по кругу крен составляет 5°, то у автобуса ЛАЗ-695Г при той же удельной боковой нагрузке — 4°25'; причем в последнем случае автобус лежит

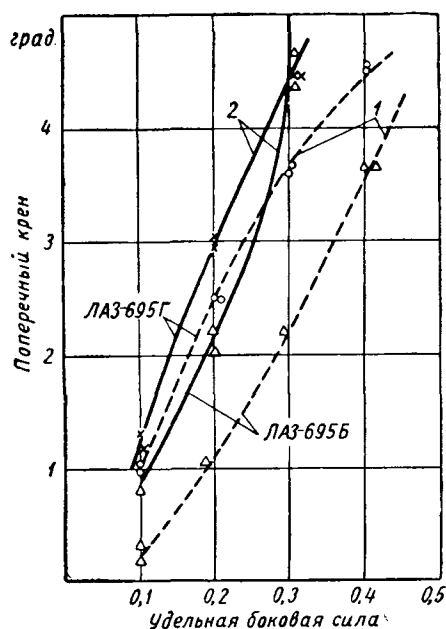


Рис. 6. Кривые поперечных кренов автобусов ЛАЗ-695Г, ЛАЗ-695Б:

1 — негруженный; 2 — груженный.

на буферах, а последующий крен без потери устойчивости невозможен. При удельной боковой нагрузке $\frac{N}{G_a} = 0,3$ крен

груженого автобуса ЛАЗ-695Г превышает крен разгруженного на $30'$, что также объясняется уменьшением жесткости подвески при нагрузке.

Характерна относительно большая разница (до $2^{\circ}40'$ при $\frac{N}{G_a} = 0,3$) кренов негруженого и груженого автобусов ЛАЗ-695Б с нерегулируемой подвеской. В результате проведенных исследований установлено, что крены автобуса с пневматической подвеской ЛАЗ-695Г лежат в пределах, допустимых для автобусов с подвесками на стальных упругих элементах.

Выводы

1. Проведенные исследования, охватывающие конструктивные особенности пневматических подвесок автобусов ЛАЗ и результаты сравнительных испытаний параметров, характеризующих комфортность движения автобусов, показали, что новая система поддрессоривания обладает большими преимуществами по сравнению со старой.

2. Испытания подтвердили правильность исходных конструкторских положений в выборе типа направляющих устройств подвески, в частности независимой подвески для междугородных автобусов, типоразмера баллонов, объема резервуаров, конструкций шарниров на съемных втулках и др.

ЛИТЕРАТУРА

1. Акопян Р. А. «Автомобильный транспорт», 1959, № 1.
2. Акопян Р. А. «Автомобильная промышленность», 1960, № 6.
3. Акопян Р. А. «Автомобильная промышленность», 1961, № 2.
4. Акопян Р. А., «Автомобильная промышленность», 1961, № 5.
5. Певзнер Я. М., Горелик А. М. Боковой крен автомобиля, Труды НАМИ, вып. 71, Машгиз, 1953.

Применение системы зажигания с полупроводниковой свечей для пуска газотурбинного двигателя

Канд. техн. наук А. С. ШТЕЙНБЕРГ
НАМИ

ВОСПЛАМЕНЕНИЕ топливо-воздушной смеси в камере сгорания газотурбинного двигателя может осуществляться либо факелом пламени, подающимся в камеру сгорания из специального запального устройства — воспламенителя, либо электрическим разрядом свечи, установленной непосредственно в камере сгорания.

В последнем случае большое влияние на пусковые характеристики камеры сгорания газотурбинного двигателя оказывает качество смесеобразования в первичной зоне камеры, которое в значительной степени зависит от мелкости распыливания топлива.

В тех случаях, когда газотурбинный двигатель работает на дизельном топливе, обладающем низкой испаряемостью и большой вязкостью при отрицательных температурах, качество распыливания и смесеобразования значительно ухудшается.

В этих условиях особое значение приобретает энергетическая характеристика системы зажигания. Обычная искровая свеча, работающая от высоковольтной катушки, ввиду малой энергии разряда не обеспечивает надежного пуска газотурбинного двигателя на дизельном топливе при отрицательных температурах, поэтому для пуска необходимо применять систему зажигания с повышенной энергией разряда.

Примером такой системы служит система зажигания с низковольтным разрядом емкостного характера вдоль поверхности полупроводника, которая в последние годы приобретает широкое распространение в газотурбостроении.

Преимущество этой системы зажигания в воспламенении смеси объясняется тем, что энергия, выделяемая в одиночном разряде, имеет значение приблизительно в сто раз больше, чем при высоковольтной системе (испытанного образца).

К преимуществам системы зажигания со свечей поверхностного разряда следует также отнести сравнительную низко-

вольтность всех элементов и коммуникаций (напряжение 2 кВ против 18—20 кВ в высоковольтной системе); независимость энергии разряда от состояния среды и загрязнения свечи нагаром; высокую энергию разряда при незначительном потреблении энергии от источника питания.

Вместе с тем длительность срока службы свечи поверхностного разряда недостаточна. По мере работы на полупроводнике свечи появляются борозды от искровых разрядов, которые в дальнейшем углубляются, и искра, проскакивающая в них, теряет воспламеняющие свойства.

Гарантийный срок работы свечи поверхностного разряда рассматриваемого типа 1000 пусков, а для обычной искровой свечи высоковольтной системы зажигания число пусков практически не ограничивается.

Объект и методика исследования. Для исследования выбрана низковольтная система зажигания с агрегатом типа НСЗ-2АМ и полупроводниковой свечой СЭ-15Б, а также экспериментальная система зажигания, с помощью которой можно регулировать энергию и частоту емкостных разрядов на свече СЭ-15Б.

В этой системе полупроводниковый элемент свечи расположен между электродами, соединенными через контактное устройство с накопительным конденсатором.

При замыкании разделительного устройства между электродами возникает разряд, внешне напоминающий конденсированную искру.

Исследования А. А. Натана и В. М. Смушкова показали, что низковольтный разряд состоит из двух стадий. В течение первой стадии на поверхности полупроводника образуются накаливающие нити — проводящие каналы, вызывающие его нагрев. Так как полупроводник имеет положительный коэффициент электропроводности, то по мере его нагрева увеличивается

ся проводимость, что также вызывает дальнейшее увеличение нагрева рабочей поверхности полупроводника.

При достижении определенной температуры наступает испарение материала полупроводника, и пространство между электродами ионизируется.

Вторая стадия процесса представляет собой электрический конденсированный разряд между электродами над поверхностью полупроводника.

На рис. 1 приведена принципиальная электрическая схема агрегата зажигания НСЗ-2АМ.

Питание от аккумуляторной батареи 24в подается к штепсельному разъему ШР.

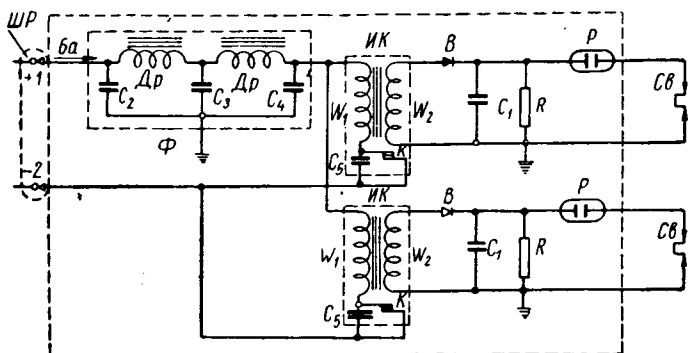


Рис. 1. Принципиальная электрическая схема агрегата зажигания НСЗ-2АМ.

Отклонение в напряжении для работы агрегата допускаются 15—30 в.

При включении источника питания по первичной обмотке w_1 проходит ток, создающий магнитное поле, в результате чего размыкаются контакты K , ток прекращается и исчезает магнитное поле.

Контакты замыкаются вновь под действием пружины. Частота разрядов первичной цепи 450—650 в секунду.

Э.д.с., возникающая во вторичной обмотке w_2 , создает ток, который через селеновый выпрямитель B заряжает рабочий конденсатор C_1 .

Максимальное напряжение вторичной обмотки ~ 3 кв. Когда напряжение на конденсаторе достигнет необходимой величины (порядка 2 кв), произойдет пробой газонаполненного разрядника P и искрового промежутка свечи $Св$. Частота искрообразования составляет 2—7 *млн/сек*.

Во избежание искрения контактов прерывателя параллельно им подключен конденсатор C_5 .

Радиопомехи устраняются электрофильтром, состоящим из двух дросселей $Др$ и трех конденсаторов C_2, C_3, C_4 .

Параллельно рабочему конденсатору подключено сопротивление $R=3$ *мгом* для исключения возможности поражения током персонала после выключения агрегата.

Агрегат рассчитан на две свечи. При испытаниях применялась одна свеча, поэтому вторая катушка агрегата отключалась. Ток, потребляемый одной катушкой, составлял 2,5 а.

На рис. 2 показана свеча СЭ-15Б. Полупроводниковый элемент I , заключенный между центральным электродом 2 и корпусом 3 , выполнен в виде сегмента из керамического материала с содержанием частично восстановленной двуокиси титана.

Искровой разряд свечи СЭ-15Б сконцентрирован в месте установки сегмента из полупроводника.

Корпус свечи имеет овальный вырез, служащий для подачи охлаждающего воздуха.

Запасенная в накопительном конденсаторе энергия при емкости конденсатора $C=1$ *мкф* и напряжении на нем $U=2$ *кв* составляет

$$Q = \frac{CU^2}{2} = \frac{1 \cdot 10^{-6} \cdot 22 \cdot 10^5}{2} = 2 \text{ дж.}$$

Непосредственно реализуется в искровой стадии разряда около половины запасенной энергии, т. е. $Q_p \approx 1$ *дж*.

Время существования искровой стадии разряда τ составляет всего 20 *мксек*.

При этом мгновенная мощность разряда достигает

$$P = \frac{Q_p}{\tau} = \frac{1}{20 \cdot 10^{-6}} = 50 \text{ квт.}$$

Исследование воспламеняющей способности свечи СЭ-15Б производилось в камере сгорания газотурбинного двигателя I (рис. 3), смонтированной в кожухе 2 диаметром 180 мм. Свеча 3 монтировалась в специальном переходном стакане, предназначенном одновременно для фиксации камеры сгорания.

Температура воздуха, поступающего в камеру сгорания от центробежного компрессора, изменялась в зависимости от расхода воздуха в пределах 30—60°. Выход воздуха из камеры был открытым, поэтому давление в ней мало отличалось от атмосферного. Испытания проводились на зимнем дизельном топливе ГОСТа 4749-49 при температуре топлива +20°.

Одноканальная топливная форсунка 4

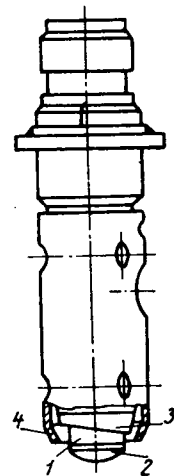


Рис. 2. Свеча СЭ-15Б:
1 — полупроводниковый элемент; 2 — центральный электрод; 3 — корпус; 4 — защитный кожух.

центробежного типа обеспечивала удовлетворительный мелкокапельный распыл топлива, начиная с давления топлива $p_m=2$ *кг/см²*.

Испытания по запуску сводились к снятию характеристик зависимости минимального давления топлива перед форсункой p_m , при котором происходило воспламенение смеси, от средней скорости воздуха в отверстиях камеры.

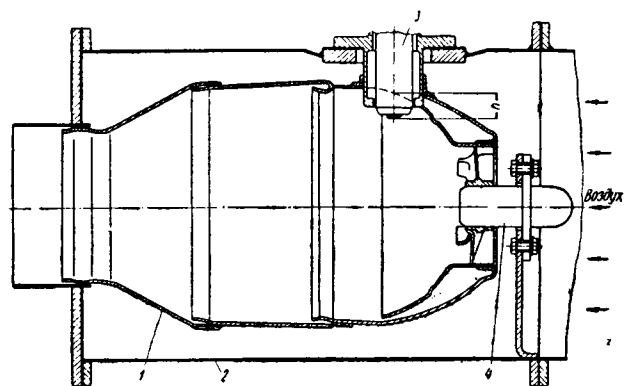


Рис. 3. Схема установки свечи СЭ-15Б в камере сгорания.

Таким образом, определялись нижние концентрационные пределы воспламенения, соответствующие бедным смесям, что является характерным для режимов пуска.

При испытаниях глубина погружения свечи в камеру h (рис. 3) составляла 5,15 и 25 мм.

Свеча устанавливалась искровым пробоем в сторону форсунки, что обеспечивало лучшие условия воспламенения.

Для сравнения со свечой СЭ-15Б по той же методике была испытана свеча СД-55 обычного искрового типа с воздушным разрядным промежутком $\delta=1,75$ мм, которая устанавливалась в тех же положениях, что и свеча СЭ-15Б.

Предварительно свеча СД-55 испытывалась с различными искровыми зазорами и была выбрана оптимальная величина зазора.

Свеча СД-55 питалась от высоковольтной катушки КП-471Б. Напряжение в первичной цепи составляло 24 в, во вторичной цепи — 18 000—20 000 в, сила тока 2 а. Частота разрядов в секунду 500—600, энергия единичного разряда порядка 0,01 *дж*.

Результаты исследования. Газодинамическая структура потока в первичной зоне камеры очень сложна. Наряду с поступательным движением воздуха происходит закрутка потока завихрителем, в результате чего абсолютная скорость воздуха в данной точке приобретает три составляющие:

осевую, тангенциальную и радиальную. С помощью пятиканального насадка измерялась абсолютная скорость воздуха в камере $w_{к.с}$ на расстоянии от стенки $h=5,15$ и 25 мм в плоскости свечи при различной скорости воздуха в отверстиях w_0 .

Проведенные измерения показали, что значения $w_{к.с}$ при $h=5$ и 15 мм почти одинаковы, а при $h=25$ мм значительно снижаются и составляют примерно 14% от w_0 .

Исследования профиля осевой составляющей скорости воздуха $w_{осев}$, проведенные с помощью Т-образного насадка по всему сечению камеры в плоскости свечи, показали, что в центре камеры образуется зона реверсивного потока с отрицательным значением скорости $w_{осев}$ (поток направлен к форсунке).

На некотором радиусе $w_{осев}$ переходит через нулевое значение и затем плавно возрастает по мере приближения к стенке.

Чтобы определить местную концентрацию жидкой фазы топлива или удельный поток его q_m г/см²·сек, в плоскости свечи по диаметру камеры был произведен отбор топлива ориентированной по оси камеры трубкой диаметром 4×6 мм.

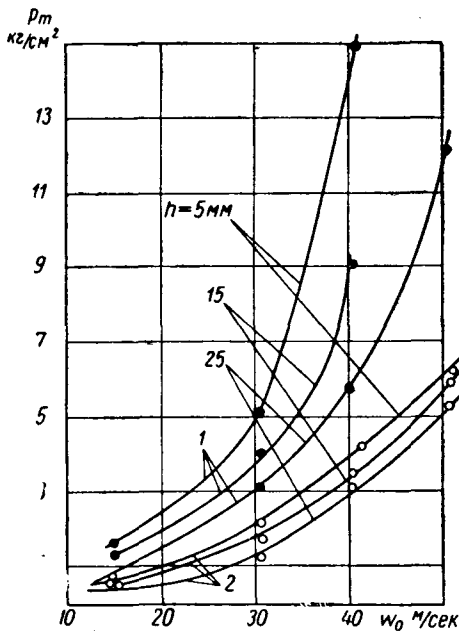


Рис. 4. Характеристика изменения минимального давления топлива при воспламенении смеси свечами СЭ-15Б и СД-55 в зависимости от скорости воздуха w_0 при различной глубине погружения свечи:
1 — свеча СД-55; 2 — свеча СЭ-15Б.

Топливо отбиралось при различном давлении p_m и различной скорости w_0 .

Как показали проведенные опыты по мере увеличения как p_m , так и w_0 максимум кривой $q_m=f(R)$ смещается от центра к периферии камеры, причем с увеличением w_0 топливо распределяется более равномерно по сечению.

Рассмотрим экспериментальные данные по воспламенению смеси в камере сгорания свечами СЭ-15Б и СД-55.

На рис. 4 приведены характеристики изменения минимального давления топлива, при котором происходит воспламенение смеси в камере сгорания свечами СЭ-15Б и СД-55 в зависимости от скорости воздуха w_0 при различной глубине погружения свечей.

Скорость w_0 в процессе пуска двигателя обычно не превышает примерно 15—20 м/сек, однако, чтобы имитировать более тяжелые условия пуска, соответствующие эксплуатации газотурбинного двигателя при отрицательных температурах, в данных опытах скорость воздуха w_0 была повышена.

Как показал опыт эксплуатации газотурбинного двигателя, система зажигания, обеспечивающая лучший пуск при больших значениях w_0 при положительной температуре воздуха, давала соответственно лучший эффект и во время пуска двигателя в зимних условиях.

Из приведенных на рис. 4 данных видно, что по мере увеличения глубины установки свечи в камеру условия воспламе-

нения смеси улучшаются, так как скорость потока снижается, а концентрация топлива возрастает.

С увеличением энергии разряда внешняя граница области воспламенения расширяется, так как при этом более интенсивно нагревается воздух в зоне свечи и воспламеняющая способность теплового источника сохраняется на большем расстоянии.

Этим объясняется малая чувствительность свечи СЭ-15Б к изменению глубины ее установки в камере h ; со свечой СД-55 по мере уменьшения h пуск двигателя резко ухудшается (рис. 4).

Кроме того, свеча СЭ-15Б менее чувствительна к изменениям скорости потока. Характеристики $p_m=f(w_0)$ со свечой СЭ-15Б проходят более полого, поэтому с увеличением скорости разница в воспламеняющей способности обеих систем зажигания возрастает.

Способность свечи СЭ-15Б воспламенять смесь при значительно меньших давлениях топлива, чем это происходит со свечой СД-55, и при большем удалении от топливного факела особенно важна в условиях зимнего пуска газотурбинного двигателя, когда повышенная вязкость топлива ухудшает его распыл.

Таблица 1

w_0 в м/сек	G_B в кг/сек	p_m в кг/см ²	G_m в кг/л	$\alpha_{местн}$	$w_{к.с}$ в м/сек	G_B в г/см ² ·сек	q_m в г/см ² ·сек	$\frac{\alpha_{местн}}{G_B} = \frac{L_0}{q_m}$
Свеча СЭ-15Б								
15	0,135	0,6	7,4	4,46	4,0	0,436	0,005	5,9
30,5	0,265	1,6	12,1	5,36	7,5	0,82	0,02	2,76
41	0,365	3,6	18,1	4,9	10,0	1,1	0,07	1,07
51	0,445	6,0	23,4	4,65	12,5	1,52	0,115	0,8
Свеча СД-55								
15	0,135	1,35	11,0	2,98	4,0	0,436	0,016	1,85
30,5	0,265	3,95	18,8	3,44	7,5	0,82	0,081	0,69
41	0,365	9,2	28,8	3,1	10,0	1,1	0,2	0,37

В табл. 1 приведены значения местных коэффициентов избытка воздуха по жидкой фазе $\alpha_{местн}$, определенные на глубине $h=15$ мм при давлениях топлива, соответствующих пуску камеры со свечами СЭ-15Б и СД-55 при различных w_0 и $w_{к.с}$.

Расход воздуха через камеру G_B при этом соответствовал скорости воздуха $w_0 = 15; 30,5; 41$ и 51 м/сек для свечи СЭ-15Б и скорости $w_0 = 15; 30,5$ и 41 м/сек для свечи СД-55. Воспламенение смеси при $w_0 = 51$ м/сек со свечой СД-55 осуществить не удалось.

Значения удельных потоков воздуха G_B , приведенные в таблице, рассчитывались по формуле

$$G_B = w_{к.с} \gamma,$$

где $w_{к.с}$ — местная скорость воздуха в камере сгорания;
 γ — удельный вес воздуха в камере сгорания.

Как следует из приведенных данных, по мере увеличения скорости потока для воспламенения смеси обоими типами свечей требуются более богатые $\alpha_{местн}$; т. е. область воспламенения с увеличением скорости сужается, и границы ее смещаются в сторону более богатых составов смеси.

Однако воспламенить смесь свечей СЭ-15Б можно при значительно более высоких значениях $\alpha_{местн}$, чем со свечой СД-55.

Лучшая воспламеняющая способность системы зажигания со свечой поверхностного разряда объясняется более высокой (примерно в 100 раз) энергией одиночных разрядных импульсов у свечи СЭ-15Б, чем у свечи СД-55.

Несмотря на то, что частота разрядных импульсов у свечи СЭ-15Б примерно в 100 раз меньше, чем у свечи СД-55, решающим является выделение значительной энергии в одиночном разряде, которое происходит у свечи СЭ-15Б, так как такое компактное выделение энергии вызывает интенсификацию химических процессов, приводящих к воспламенению смеси.

Как известно, воспламеняющаяся способность свечи зависит от величины энергии одиночных разрядов, а также от частоты их следования.

Для изучения влияния энергии и частоты емкостных разрядов на воспламенение топливо-воздушной смеси в камере сто-

ранья газотурбинного двигателя использована экспериментальная система зажигания, разработанная Н. Г. Максимовым и В. М. Смушковым.

Экспериментальная система зажигания позволяла с помощью набора конденсаторов и разрядников в широких пределах изменять запасенную энергию (от 0,5 мдж до 50 дж) при различной частоте импульсов.

Рассмотрим влияние на пуск двигателя частоты разрядных импульсов. На рис. 5 приведены характеристики изменения минимального давления топлива, при котором происходит воспламенение смеси в камере сгорания в зависимости от изменения частоты разрядов.

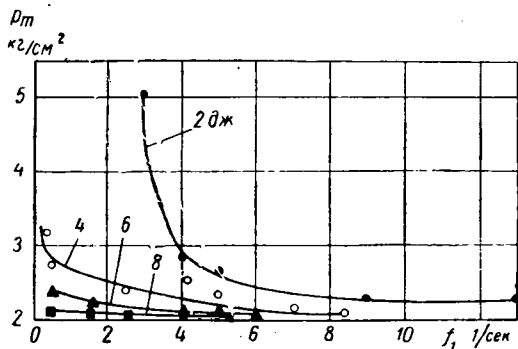


Рис. 5. Влияние частоты разрядов f свечи СЭ-15Б на пусковые характеристики камеры.

Характеристики получены при глубине установки свечи СЭ-15Б в камере сгорания $h=25$ мм и при постоянной скорости воздуха в отверстиях камеры $\omega_0 = 43$ м/сек. Пробивное напряжение разрядника составляло 2 кв, т. е. столько же, сколько и у агрегата НСЗ-2АМ.

Характеристики сняты с конденсаторами, имеющими емкость $C = 1, 2, 3$ и 4 мкф.

При этом запасенная энергия получена соответственно $Q = 2; 4; 6$ и 8 дж.

Как следует из анализа полученных характеристик, при запасенной энергии $Q = 2$ дж воспламеняющая способность свечи в значительной степени зависит от частоты следования разрядных импульсов. При снижении частоты разрядов ниже $f_1 = 5 \div 8$ 1/сек воспламеняющая способность свечи резко ухудшается. По мере увеличения энергии одиночных разрядов влияние частоты импульсов на воспламеняющую способность свечи снижается и при энергии $Q = 8$ дж изменение частоты в пределах $f = 0,4 \div 6$ 1/сек не сказывается на границе воспламенения. Практически воспламенение происходит не от серии искр, а от одиночного разряда.

Вторая серия опытов проведена по выяснению влияния энергии разряда на воспламеняющую способность свечи при почти одинаковой частоте разрядных импульсов ($f = 2,3 \div 4,3$ 1/сек).

На рис. 6 даны характеристики пуска камеры сгорания при глубине установки свечи СЭ-15Б в камере $h = 25$ мм.

Характеристики сняты при постоянных значениях запасенной энергии $Q = 0,4; 2,0; 4,4; 8,8; 17,6; 26,4$ и $35,2$ дж, которые получены при указанных в табл. 2 параметрах системы зажигания.

Из анализа приведенных на рис. 6 характеристик следует, что в области небольших скоростей потока ($\omega_0 = 15$ м/сек),

Таблица 2

Пробивное напряжение разрядника в кв	Емкость накопительного конденсатора в мкф	Запасенная энергия в дж	Частота разрядов в сек
1,25	0,5	0,4	3,5
2,0	1,0	2,0	4,0
4,2	0,5	4,4	3,6
4,2	1,0	8,8	4,3
4,2	2,0	17,6	4,0
4,2	3,0	26,4	3,8
4,2	4,0	35,2	2,3

где условия для воспламенения смеси облегчены, влияние энергии разряда практически не сказывается на границе воспламенения в области бедных смесей. Однако по мере увеличения скорости потока, при утяжелении условий пуска двигателя влияние энергии разряда сказывается все более ощутимо, особенно в области низких значений энергии ($Q < 2$ дж).

Создание систем зажигания с очень высокой энергией разряда связано с усложнением конструкции и увеличением габаритов агрегата зажигания, а также, по-видимому, с сокра-

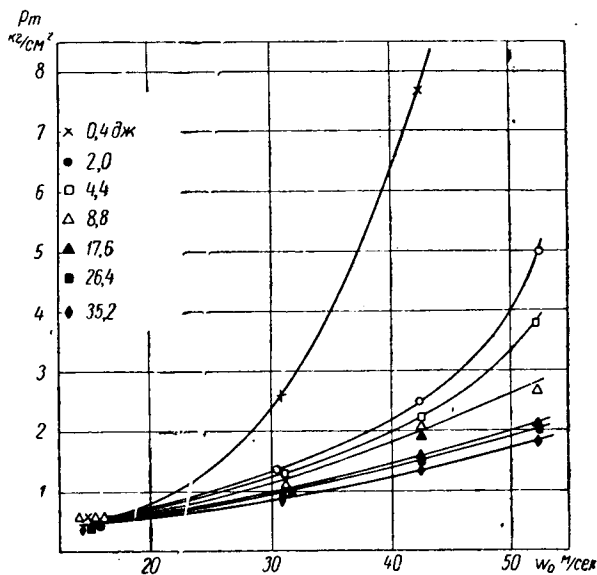


Рис. 6. Влияние запасенной энергии в системе зажигания со свечой СЭ-15Б на пусковые характеристики камеры.

шением срока службы свечи. Эти обстоятельства следует учитывать при создании таких систем. Очевидно, что увеличение запасенной энергии свыше 10—12 дж нерационально, так как дальнейшее возрастание энергии при значительном увеличении габаритов не дает существенного улучшения пуска двигателя.

Выводы

1. Низковольтная система зажигания с агрегатом НСЗ-2АМ и полупроводниковой свечой поверхностного разряда СЭ-15Б значительно улучшает пусковые характеристики камеры сгорания газотурбинного двигателя по сравнению с высоковольтной системой зажигания со свечой СД-55.

2. Энергия одиночного разряда свечи СЭ-15Б во много раз превышает энергию разряда свечи СД-55, поэтому пуск камеры сгорания со свечой СЭ-15Б происходит при значительно меньшем давлении топлива, чем со свечой СД-55.

3. Свеча СЭ-15Б обеспечивает воспламенение смеси при большем удалении от топливного факела, чем свеча СД-55, и при большей скорости потока.

4. По мере увеличения скорости потока (утяжеление условий пуска) разница в воспламеняющей способности обеих систем возрастает.

5. Важным эксплуатационным преимуществом системы зажигания со свечой поверхностного разряда, помимо лучшей воспламеняющей способности, является надежная работа свечи даже при значительном отложении на ней нагара.

Недостатком этой системы является меньший срок работы свечи поверхностного разряда (гарантийный срок работы 1000 пусков), чем обычной искровой свечи.

6. Преимуществом системы зажигания с полупроводниковой свечой является также возможность значительно повысить энергию разряда и тем самым обеспечить пуск газотурбинного двигателя в наиболее тяжелых эксплуатационных условиях.

Исследование дифференциала с гидравлическим трением

Д-р техн. наук Н.А. БУХАРИН, А. А. МАЛЮКОВ

ДЛЯ ПОВЫШЕНИЯ проходимости автомобиля при одновременном сохранении хорошей управляемости большое значение имеет величина и характер изменения момента трения M_r в механизме дифференциала.

Идеальный дифференциал для автомобилей высокой проходимости должен иметь переменные значения момента трения в механизме дифференциала. Для лучшей управляемости автомобилем при движении по дорогам с высоким значением коэффициента сцепления φ величина M_r должна быть минимальной. При движении автомобиля по дорогам и местностям с переменными значениями φ и использовании максимальной силы тяги по сцеплению величина момента трения в механизме дифференциала M_r должна изменяться в зависимости от коэффициентов сцепления φ' и φ'' под забегавшим и отстающим колесами.

Обычно при оценке блокирующих свойств дифференциала пользуются не моментом трения M_r , а коэффициентами блокировки K'_δ и K_δ . Величина момента трения M_r связана с коэффициентом блокировки K_δ следующим соотношением:

$$K_\delta = \frac{M'' - M'}{M'' + M'} = \frac{M_r}{M_0}, \quad (1)$$

где M'' , M' и M_0 — моменты на отстающей, забегавшей и обеих полуосях.

В отдельных работах коэффициент блокировки дифференциала выражается отношением

$$K'_\delta = \frac{M''}{M'} = \frac{M' + M_r}{M'} = 1 + \frac{M_r}{M'}. \quad (2)$$

Коэффициент блокировки K_δ изменяется в пределах от $K_\delta = 0$ при $M_r = 0$ до $K_\delta = 1$ при $M_r = M_0$. Соответственно коэффициент блокировки K'_δ изменяется в пределах от $K'_\delta = 1$ при $M_r = 0$ до $K'_\delta = \infty$ при $M_r = M_0$.

Зависимость между коэффициентами блокировки K_δ и K'_δ может быть представлена формулой

$$K_\delta = \frac{K'_\delta - 1}{K'_\delta + 1}. \quad (3)$$

Для обеспечения хорошей управляемости дифференциала величины K_δ и K'_δ должны быть малыми. С целью повышения проходимости по дорогам со значительно отличающимися коэффициентами сцепления φ' и φ'' под соосными ведущими колесами коэффициенты блокировки K_δ или K'_δ должны быть высокими. Эти противоречивые требования не могут выполняться при использовании дифференциалов кулачкового и червячного

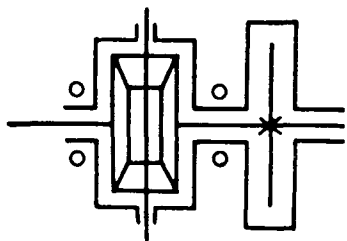


Рис. 1.

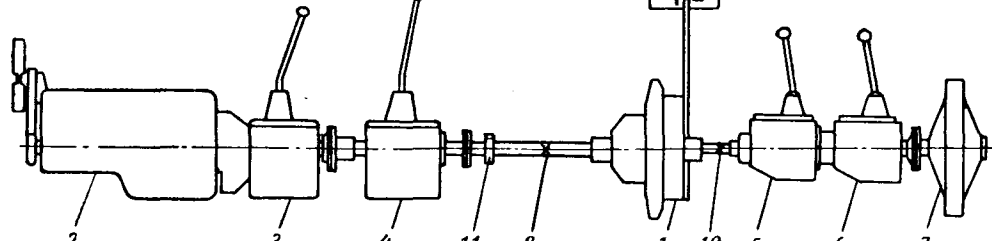


Рис. 2.

типов и обеспечиваются у дифференциалов с гидравлическим трением. Момент трения M_r у дифференциала этого типа изменяется по квадратичной кривой в зависимости от разности угловых скоростей забегавшей и отстающей полуошей.

$$M_r = A(n' - n'')^2, \quad (4)$$

где n' и n'' — числа оборотов забегавшей и отстающей полуошей в минуту;

A — коэффициент пропорциональности.

Разность чисел оборотов для забегавшей и отстающей полуошей $n_{отн} = n' - n''$ составляет

$$n' - n'' = \frac{v \cdot B}{0,377 \cdot R \cdot r_k}, \quad (5)$$

где v — скорость автомобиля в км/ч;

R — радиус поворота в м;

r_k — радиус колеса в м;

B — колея автомобиля в м.

При размещении гидронасоса, создающего трение, в механизме дифференциала между корпусом и полуосью, как это показано на рис. 1, $n_{отн}$ будет равно полуразности чисел оборотов забегавшей и отстающей полуошей.

Величина $n_{отн}$ даже при наиболее крутых поворотах, совершаемых на максимально допустимой скорости, мала. Так, при $R = 10$ м, $B = 1,6$ м и $r_k = 0,4$ м величина $n_{отн}$ для автомобиля средней грузоподъемности составляет при скорости 10 км/ч

$$n_{отн} = \frac{n' - n''}{2} = \frac{v \cdot B}{0,377 \cdot 2 \cdot R \cdot r_k} = 5,3 \text{ об/мин.}$$

В случае буксования одного из колес $n_{отн}$ значительно больше, чем во время поворота.

Самоблокирующийся дифференциал с гидравлическим трением состоит из поршневого насоса с дросселирующими отверстиями на пути потока жидкости (масла). Момент трения может быть выражен следующей формулой:

$$M_r = \frac{k^2 \cdot q^3 \cdot \eta_{об}^2}{7200\pi} \cdot \xi \cdot \frac{\gamma}{2g} \cdot \frac{n_{отн}^2}{f_\delta^2}, \quad (6)$$

где $k = \frac{1}{6}$ — коэффициент, зависящий от конструктивной

- схемы гидронасоса;
- q — рабочий объем гидронасоса;
- $\eta_{об}$ — объемный к.п.д. насоса;
- ξ — коэффициент местных сопротивлений дросселя;
- γ — удельный вес жидкости;
- f_δ — площадь сечения дросселя;
- $n_{отн}$ — число оборотов ротора насоса относительно корпуса в минуту.

Заменяя все постоянные для данного насоса буквой A , получим формулу (4).

Характеристика дифференциала с гидравлическим трением не в полной мере отвечает оптимальной характеристике самоблокирующегося дифференциала. Это относится к случаю движения автомобиля по дорогам с переменными значениями

коэффициента сцепления φ . Существенные значения коэффициента блокировки K_δ будут наблюдаться при росте $n_{отн} = n' - n''$ и связанного с этим буксования одного из колес. Однако на некоторых видах грунтов даже малая величина пробуксовки может привести к увеличению глубины колеи и снижению проходимости автомобиля.

С целью исследования самоблокирующегося дифференциала с гидравлическим трением был спроектирован и изготовлен гидравлический дифференциал для автомобиля ГАЗ-51. Диффе-

ренциал испытывался в лабораторных условиях на специальном стенде (рис. 2).

Дифференциал 1, удерживаемый от вращения реактивным рычагом, устанавливался на стенде, оборудованном электроизмерительной аппаратурой. Одна из полуосей приводилась во вращение от двигателя 2 через две последовательно соединенные коробки передач 3 и 4, позволяющие получить большой диапазон передаточных чисел. Вторая полуось через две коробки 5 и 6 притормаживалась с различной интенсивностью тормозом 7 с регулируемым моментом. В процессе испытаний измерялись и записывались величины крутящих моментов на корпусе дифференциала и на обеих полуосях с помощью тензодатчиков 8, 9, 10 и осциллографа К-4-21.

Обороты одной из полуосей измерялись отметчиком 11. Для измерения скорости вращения вала двигателя 2 использовался электротомомер. Одновременно фиксировалась температура масла в гидромеханизме посредством термодары и чувствительного гальванометра.

В процессе испытания определялись: зависимость момента трения дифференциала M_r от относительной скорости $n_{отн}$ и

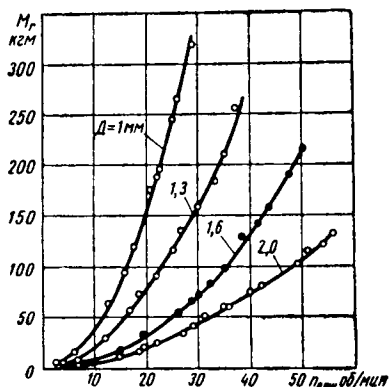


Рис. 3.

сечения дросселирующих отверстий D (рис. 3), а также величины момента на забегающей полуоси.

Температурный режим и стабильность блокирующих свойств измерялись при длительном буксовании. Рабочая жидкость — масло турбинное Л.

При снятии этих характеристик крутящий момент на буксующем колесе был равен нулю, т. е. это условие соответствовало случаю, когда одно из ведущих колес вывешено. Характеристики снимались при различных диаметрах дросселирующих отверстий от 1 до 2 мм. Величина момента трения M_r возрастала при увеличении относительной скорости, а также при уменьшении диаметра дросселирующих отверстий. При диаметре дросселя 1 мм была получена максимальная величина момента трения $M_r = 320$ кгм, что соответствовало дополнительному приросту силы тяги $P_p = 760$ кг по сравнению с дифференциалом без трения (для автомобиля ГАЗ-51). Относительная скорость забегающей и отстающей полуосей составляла $n_{отн} = 29$ об/мин, что соответствовало полному буксованию колеса на первой передаче во время работы двигателя с числом оборотов $n_m = 1250$ об/мин.

Дифференциал с гидравлическим трением обеспечивает блокирующее действие даже в случае, если $M' = 0$. Момент трения в нем при постоянном сечении дросселирующего отверстия и неизменной вязкости масла будет зависеть только от относительной скорости полуоси. Крутящий момент на полуосях

$$M_0 = 2M' + M_r$$

или

$$P_p = 2P' + \frac{M_r}{r_k}$$

Так как

$$P' = z'_k \cdot \varphi', \text{ то}$$

$$P_p = 2 \cdot z'_k \cdot \varphi' + \frac{M_r}{r_k}, \quad (7)$$

где φ' — коэффициент сцепления под забегающим колесом;

$P_p = P' + P''$ — тяговое усилие на ведущих колесах;

P' и P'' — тяговые усилия на забегающем и отстающем колесах.

При этом имеется в виду, что сила тяги на отстающем колесе P'' обеспечена сцеплением с грунтом.

Рис. 4 иллюстрирует изменение тягового усилия на ведущих колесах как функцию относительного числа оборотов в мину-

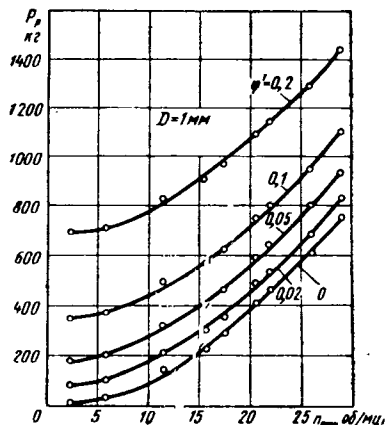


Рис. 4.

ту $n_{отн}$ при различных значениях коэффициента сцепления φ' под забегающим колесом.

При $\varphi' = 0$ и $n_{отн} < 3$ об/мин сила тяги $P_p \approx 0$. Однако уже при $n_{отн} = 25$ об/мин $P_p = 560$ кг и при $n_{отн} = 29$ об/мин $P_p = 750$ кг.

Дифференциал с гидравлическим трением будет нормально работать лишь при допустимом тепловом режиме.

Кривая нагрева дифференциала $t = t_1 - t_2 = f(\tau)$ может определяться по формуле

$$t = \frac{Q}{F \cdot k} \left(1 - e^{-\frac{\tau}{A'}} \right),$$

где Q — количество тепла, выделяемого за единицу времени (сек), за счет работы трения дифференциала в ккал/сек;

F — поверхность охлаждения в m^2 ;

$k = 8 \div 15$ — коэффициент теплопередачи от корпуса дифференциала внешней среде в ккал/ $m^2 \cdot ^\circ C$;

$t = t_1 - t_2$ — прирост температуры за счет нагревания (t_1 и t_2 — температура дифференциала и окружающего воздуха в $^\circ C$);

τ — время в сек;

$$A' = \frac{G_p \cdot c + G_m \cdot c_m}{F \cdot k};$$

G_p и G_m — вес нагреваемых металлических деталей и масла в корпусе дифференциала в кг;

c и c_m — теплоемкость металла ($c = 0,12$) и масла ($c_m = 0,4$) в ккал/ $kg \cdot ^\circ C$.

При прямолинейном движении автомобиля дифференциал охлаждается, так как работа трения равна нулю. Кривая охлаждения $t = f(\tau)$ может определяться по формуле

$$t = t_0 e^{-\frac{\tau}{A'}},$$

где t_0 — разность температур в начале охлаждения при $\tau = 0$.

Для определения температурного режима и стабильности работы дифференциала устанавливались постоянные обороты двигателя и включалась первая передача в коробках передач. Забегающая полуось в это время не нагружалась. Такой режим испытаний соответствовал непрерывному буксованию вывешенного колеса с относительной скоростью $n_{отн} = 20$ об/мин. Момент трения дифференциала M_r в это время был равен 160 кгм, что соответствовало приросту тягового усилия 380 кг (для ГАЗ-51).

На осциллографе записывались величины крутящих моментов и относительной скорости. Температура масла измерялась посредством термодары и чувствительного гальванометра. Осциллограф включался в начале работы дифференциала, а затем через каждые 30 сек. В эти же моменты регистрировалась температура масла в гидромеханизме. Результаты исследования температурного режима и стабильности работы дифференциала приведены на рис. 5. Температура масла (турбин-

ное Л), в начале равная $t=32^\circ$, через 5 мин непрерывного буксования поднималась до $t=94^\circ$. Через 10 мин после прекращения буксования температура масла снижалась до $t=65^\circ$. За все время буксования, несмотря на значительное возраста-

ние температур, момент трения дифференциала не изменялся и оставался равным $M_r = 160$ кгм.

ки K'_σ близок к единице. При увеличении относительной скорости коэффициент блокировки резко возрастает.

С уменьшением коэффициента сцепления под забегавшим колесом коэффициент блокировки увеличивается и при

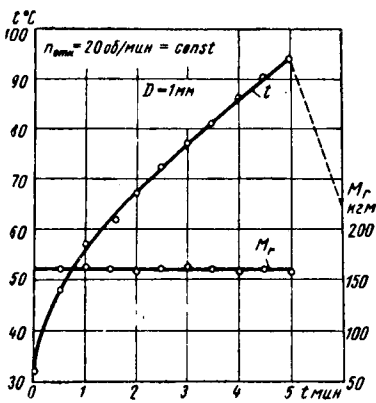


Рис. 5.

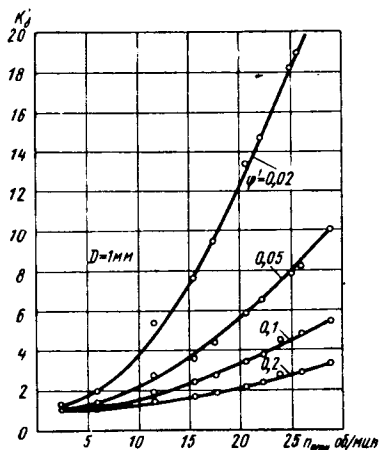


Рис. 6.

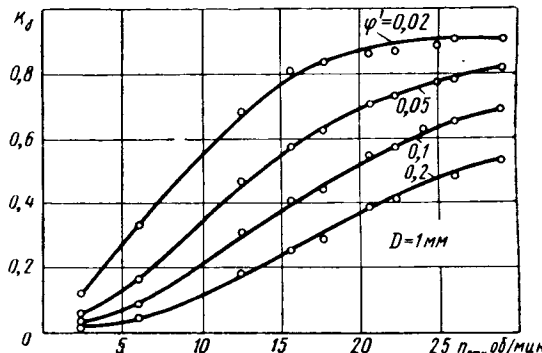


Рис. 7.

ние температур, момент трения дифференциала не изменялся и оставался равным $M_r = 160$ кгм.

Исследование теплового режима дифференциала с гидравлическим трением, выполненное в лабораторных условиях, следует считать предварительным.

Поскольку в формулах (1) и (2) M_r и M'_r переменные величины, то и коэффициенты блокировки K_σ и K'_σ будут переменными. Их величины будут зависеть для данного дифференциала от относительной скорости вращения полуосей и величины коэффициента сцепления под забегавшим колесом. Эта зависимость приведена на рис. 6.

На графике видно, что при малых относительных скоростях, соответствующих режиму поворота, коэффициент блокиров-

$\varphi' = 0$ $K'_\sigma = \infty$. То же самое происходит с коэффициентом блокировки K_σ . График изменения коэффициента блокировки приведен на рис. 7.

Величина K_σ изменяется от 0,02 до 1,0 в зависимости от φ' и $n_{отн}$.

Выводы

1. Характеристика дифференциала с гидравлическим трением близка к оптимальной, она позволяет осуществлять поворот при малых значениях коэффициента блокировки и движение по скользкой дороге — при больших.
2. Проведенные испытания опытного дифференциала дали хорошее совпадение расчетных характеристик с опытными.
3. Тепловой режим дифференциала с гидравлическим трением следует признать допустимым.

Расчет разгона автомобиля с гидромеханической трансмиссией

К. Ю. СЫТИН
НАМИ

ОБЩЕПРИНЯТЫЙ динамический расчет автомобиля с гидромеханической трансмиссией весьма неточен, так как большинство исходных величин, принимаемых для расчета, берется приближенно. Особенно часто ошибки встречаются при выборе исходных величин для расчета неустановившегося движения. В этом случае разгон автомобиля рассчитывается по характеристикам двигателя, гидротрансформатора и их к. п. д., полученным при установившемся движении. Таким образом, при разгоне совершенно не учитывается влияние угловых ускорений коленчатого вала и колес гидротрансформатора на изменение скоростной характеристики двигателя и безразмерной характеристики гидротрансформатора.

Для определения величины ошибки, возникающей при расчете динамических качеств автомобиля по характеристикам установившегося движения, в лаборатории стендовых испытаний НАМИ был подробно исследован разгон автомобиля М-21 «Волга» с гидромеханической трансмиссией.

Результаты испытаний позволили установить следующее:
1. Использование для расчета разгона скоростной и частичной характеристик двигателя, снятых на установившихся режимах, может вызывать завышение этих исходных величин до 20%, так как в этом случае не учитывается ухудшение рабочих показателей двигателя на режиме разгона по сравнению с показателями при установившемся режиме.
2. Динамический расчет наиболее правильно проводить на основе разгонной характеристики двигателя [1]; в этом случае

учитывается зависимость мощности двигателя не только от угла открытия дроссельной заслонки и числа оборотов коленчатого вала, но также и от величины углового ускорения последнего.

3. Характеристики гидротрансформатора при интенсивном разгоне в значительной степени отличаются от характеристик при установившемся режиме. Так, например, при угловом ускорении колеса насоса $\frac{d\omega}{d\tau_H} = 501/сек^2$ передаточное число гидротрансформатора i' понижается на 16%, а его к.п.д. $\eta_{m\varphi}$ снижается на 14%.

На рис. 1 показана интенсивность разгона автомобиля М-21 «Волга» с места с переключением передач при полном открытии дроссельной заслонки в случае движения по прямой горизонтальной дороге с асфальтовым покрытием. Кривая 1 получена путем дорожных испытаний автомобиля, кривая 2 построена по данным расчета разгона автомобиля, произведенного по характеристикам двигателя и гидротрансформатора, соответствующим установившимся режимам движения.

Сопоставление кривых позволяет оценить точность общепринятого расчета по характеристикам установившегося движения. Время, необходимое для достижения скоростей автомобиля 45, 75 и 100 км/ч (кривая 2), значительно отличается от экспериментального и превышает его соответственно на 23, 14 и 12%.

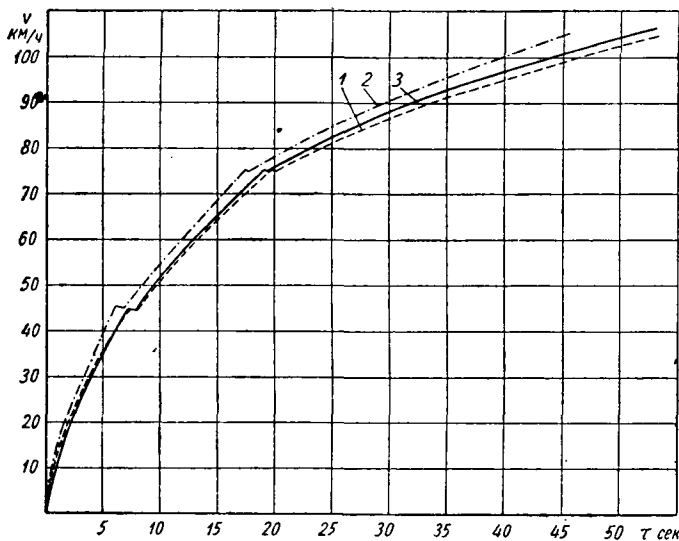


Рис. 1. Разгон автомобиля М-21 «Волга» с переключением передач ($G = 1915 \text{ кг}$).

Кривая 3 соответствует данным, полученным при помощи уточненного экспериментально-расчетного метода.

Сравнение кривых 1 и 3 показывает достаточно близкое совпадение расчетных и экспериментальных данных.

Для расчета разгона автомобиля с гидромеханической трансмиссией на ровной горизонтальной дороге с твердым покрытием должна быть получена в виде графика разгонная характеристика двигателя $N_{ep} = f\left(n_1, \frac{d\omega}{d\tau_H}\right)$ по методике,

предлагаемой в работе [1], или путем испытаний на стенде.

Разгонная характеристика должна быть получена для того угла открытия дроссельной заслонки, при котором намечено провести исследование разгона (в данном случае рассматривается разгон при полном открытии дроссельной заслонки, т. е. $\alpha = 70^\circ = 100\%$).

По данным соответствующих испытаний или по аналогии с другими исходными конструкциями должна быть задана зависимость мощности $N_{пн}$, затрачиваемой на привод переднего шестеренчатого насоса, от числа n_1 оборотов вала двигателя.

В результате испытаний автомобиля на стенде с беговыми барабанами или в результате испытаний демонтированного гидротрансформатора на специализированном стенде должны быть получены:

- 1) входная характеристика гидротрансформатора;
- 2) зависимость справочного коэффициента $\Delta i''$ на изменение передаточного числа гидротрансформатора по входной

характеристике от углового ускорения $\frac{d\omega}{d\tau_H}$ колеса насоса [2]:

$$\Delta i'' = f\left(\frac{d\omega}{d\tau_H}\right);$$

- 3) разгонная характеристика гидротрансформатора, выражающая зависимость его к. п. д. η_{mp} от углового ускорения $\frac{d\omega}{d\tau_H}$ колеса насоса и передаточного числа гидротрансформатора i'' , а именно:

$$\eta_{mp} = f\left(\frac{d\omega}{d\tau_H}, i''\right);$$

- 4) зависимость отношения K_ϵ углового ускорения колеса насоса к угловому ускорению колеса турбины от числа n_1 колеса насоса $K_\epsilon = f(n_1)$.

При разгоне мощность N_{ep} двигателя по разгонной характеристике будет складываться из следующих составляющих:

$$N_{ep} = N_{\Delta t} + N_{jm} + N_{mp} + N_{пн} + N_{кп} + N_{эм} + N_{j2} + N_{fm2} + N_{n1} + N_{f1} + N_{j1} + N_w + N_{ja}, \quad (1)$$

где $N_{\Delta t}$ — потери мощности в связи с отклонением температуры и давления в подкапотном пространстве от нормальных условий;

N_{jm} — мощность, затрачиваемая на разгон вращающихся масс двигателя;

$N_{пн}$ — мощность, затрачиваемая на привод переднего насоса планетарной коробки передач;

N_{mp} — мощность потерь в гидротрансформаторе;

$N_{кп}$ — мощность потерь в планетарной коробке передач (без переднего насоса);

$N_{эм}$ — мощность потерь в карданах и главной передаче;

N_{j2} — мощность, затрачиваемая на разгон вращающихся масс ведущих колес;

N_{fm2} — мощность сопротивления качению шин задних колес при передаче ими крутящего момента;

N_{n1} — мощность потерь в подшипниках передних колес;

N_{f1} — мощность потерь в шинах передних колес;

N_{j1} — мощность, затрачиваемая на разгон вращающихся масс передних колес;

N_w — мощность сопротивления воздуха;

N_{ja} — мощность, затрачиваемая на разгон поступательно движущейся массы автомобиля.

Полная мощность потерь в планетарной коробке передач при передаче крутящего момента

$$N_{кпн} = N_{кп} + N_{пн}. \quad (2)$$

Разделим составляющие N_{ep} , т. е. члены правой части уравнения (1), на три группы; в первую группу включим мощности потерь и сопротивлений между двигателем и дорогой ($N_{\Delta t}$, N_{jm} , N_{mp} , $N_{пн}$, $N_{кп}$, $N_{эм}$, N_{j2} , N_{fm2}), во вторую — мощности сопротивлений ведомых передних колес и воздуха (N_{n1} , N_{f1} , N_{j1} , N_w) и в третью — мощность N_{ja} .

Выделим теперь дополнительно к величине N_{ep} мощности, передаваемые от двигателя. К ним относятся: мощность двигателя по разгонной характеристике, приведенная к давлению и температуре подкапотного пространства N'_{ep} ; мощность двигателя при разгоне $N_{epм}$ за вычетом инерционных потерь; мощность на колесе насоса гидротрансформатора N_H ; мощность на колесе турбины гидротрансформатора N_m ; мощность на выходном валу планетарной коробки передач $N_{вмх}$; мощность на полуосях ведущих колес $N_{к2}$; мощность на ободах задних (ведущих) колес $N_{к2м}$; мощность, снимаемая с шин задних (ведущих) колес, $N_{ш2}$.

При исследовании разгона в первую очередь необходимо получить расчетом зависимость ускорения j_a автомобиля в m/sec^2 от скорости v в km/h . При расчете необходимо исходить из разгонной характеристики, учитывающей изменение мощности двигателя не только от числа оборотов коленчатого вала, но и от его углового ускорения. Поэтому ускорение автомобиля нельзя определить обычным путем, так как, не зная заранее ускорения, нельзя узнать и мощность двигателя для заданного числа оборотов, поскольку мощность, в свою очередь, зависит от ускорения; также неизвестно и передаточное число гидротрансформатора по входной характеристике, а следовательно, неизвестна и мгновенная скорость автомобиля при разгоне. Расчетное определение при разгоне для заданного числа n_1 оборотов колеса насоса, мгновенных значений передаточного числа i'' гидротрансформатора, скорости v автомобиля, углового ускорения $\frac{d\omega}{d\tau_H}$ колеса насоса и ускорения j_a автомобиля становится достаточно сложным.

Поставленная задача может быть решена графоаналитическим способом. Мощность $N_{к2}$ на полуосях ведущих колес, подзоднимую со стороны двигателя, будем называть расходуемой мощностью $N'_{к2}$, эту же мощность, необходимую для движения по дороге, назовем потребной мощностью $N''_{к2}$. При гидромеханической трансмиссии каждому значению n_1 могут соответствовать различные значения скорости v , причем последняя является функцией передаточного числа i'' гидротрансформатора при разгоне, которое, в свою очередь, зави-

сит от углового ускорения $\frac{d\omega}{d\tau_H}$ колеса насоса. При заданном n_1 каждой расчетной скорости v будет соответствовать определенное значение $N_{к2}$ и $N'_{к2}$ (поскольку сопротивлен. движению N_w , N_{f1} и т. д. являются функцией скорости v). Ясно, что в действительности в каждый данный момент в

процессе разгона соответствующей скорости должно соблюдаться равенство $N'_{к2} = N_{к2}$.

Построим теперь для заданного значения n_1 зависимости $N'_{к2} = f(v)$ и $N_{к2} = f(v)$ и найдем их точку пересечения, эта точка пересечения однозначно характеризует величину $N_{к2}$ в момент рассматриваемого мгновенного числа n_1 оборотов вала двигателя.

Зная n_1 и v , найдем мгновенные значения углового ускорения $\frac{d\omega}{d\tau_m}$ колеса турбины и, следовательно, значения i_a , $\frac{d\omega}{d\tau_n}$ и т. д.

Расчет начинаем с выбора чисел оборотов n_1 , которые зададим для нахождения мгновенных значений v и $N_{к2}$.

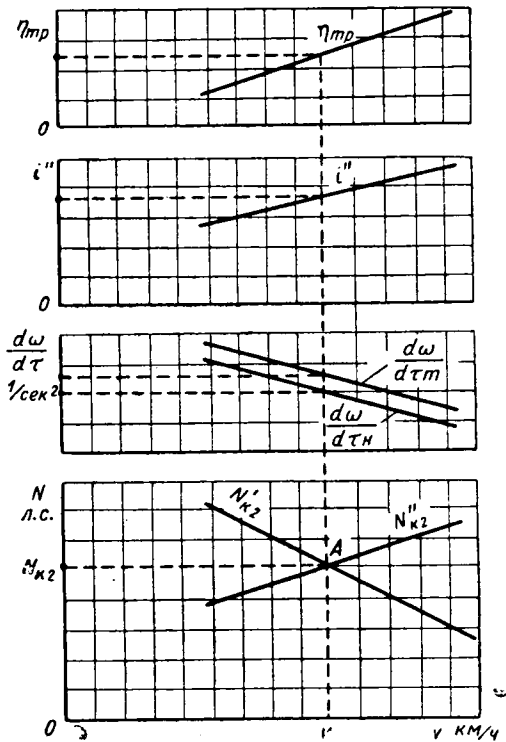


Рис. 2. Схема определения величин $N_{к2}$, v , $\frac{d\omega}{d\tau_n}$, $\frac{d\omega}{d\tau_m}$, η_{mp} и i'' путем построения.

Построим кривую $N'_{к2} = f(v)$, как показано на рис. 2. Для этого зададимся несколькими ожидаемыми значениями $\frac{d\omega}{d\tau_n}$ и найдем для каждого из них и рассматриваемого n_1 мощность N_{ep} двигателя при разгоне, воспользовавшись для этого разгонной характеристикой двигателя $N_{ep} = f\left(n_1, \frac{d\omega}{d\tau_n}\right)$.

Зная величину N_{ep} , определим располагаемую мощность N'_n и момент M'_n на насосном колесе гидротрансформатора аналогично способу, приведенному в работе [2]. Затем по нагрузочной характеристике гидротрансформатора найдем передаточное число i' . Умножив его на поправочный коэффициент $\Delta i''$, взятый по графику $\Delta i'' = f\left(\frac{d\omega}{d\tau_n}\right)$ для каждого рассматриваемого $\frac{d\omega}{d\tau_n}$ получим расчетное передаточное число i'' при разгоне

$$i'' = i' \Delta i'' \quad (4)$$

Определим расчетный к.п.д. η_{mp} [2] гидротрансформатора для полученных значений i'' и $\frac{d\omega}{d\tau_n}$ по разгонной характеристике гидротрансформатора $\eta_{mp} = f\left(i'', \frac{d\omega}{d\tau_n}\right)$.

Расчетную скорость v найдем по формуле

$$v = 0,377 i'' \frac{r_k n_1}{i_0 i_{kn}} \quad (5)$$

Перейдем теперь к нахождению $N'_{к2}$. Вначале определим мощность N'_m на колесе турбины

$$N'_m = N'_n \eta_{mp} \quad (6)$$

К.п.д. η_m планетарной коробки передач (без переднего насоса), карданных сочленений и главной передачи получим по уравнению

$$\eta_m = \eta_n \left(1 - \frac{N_m}{N'_m}\right) \quad (7)$$

где η_n — коэффициент нагрузки.

Теперь найдем $N'_{к2} = N'_m \eta_m$.

Определив подобным образом значения $N'_{к2}$ для нескольких (обычно двух-трех) значений v , соответствующих рассматриваемому n_1 , построим кривую $N'_{к2} = f(v)$, показанную на рис. 2.

Для определения величины $N'_{к2}$ необходимо прежде всего задаться угловым ускорением $\frac{d\omega}{d\tau_m}$ колеса турбины, которое находится в определенном соотношении с принятым ранее угловым ускорением $\frac{d\omega}{d\tau_n}$ колеса насоса. Это соотношение выражается коэффициентом

$$K_\epsilon = \frac{\frac{d\omega}{d\tau_n}}{\frac{d\omega}{d\tau_m}} \quad (8)$$

Коэффициент K_ϵ является функцией n_1 , причем эта зависимость определяется экспериментальным путем; график $K_\epsilon = f(n_1)$, полученный для гидротрансформатора автомоби-

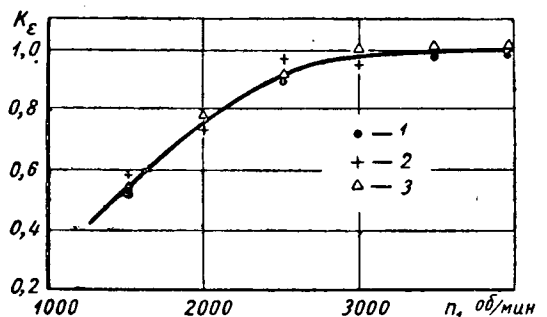


Рис. 3. Отношение угловых ускорений колеса насоса и колеса турбины:

1 — угол открытия дроссельной заслонки 70°; 2 — угол открытия дроссельной заслонки 36°; 3 — угол открытия дроссельной заслонки 16°.

ля М-21 «Волга», приведен на рис. 3. Задавшись значением K_ϵ для рассматриваемого числа n_1 , получим

$$\frac{d\omega}{d\tau_m} = \frac{d\omega}{d\tau_n} \frac{1}{K_\epsilon} \quad (9)$$

Теперь найдем

$$N_{j1} = 0,00371 \frac{J_1}{r_k} \cdot \frac{v}{i_0 i_{kn}} \cdot \frac{d\omega}{d\tau_m} \quad (10)$$

$$N_{ia} = \frac{G v r_k}{270 g i_0 i_{kn}} \cdot \frac{d\omega}{d\tau_m} \quad (11)$$

Определив значения N_{n1} , N_{f1} и N_w для соответствующей скорости из заданных графиков N_{n1} , N_{f1} , $N_w = f(v)$, найдем потребляемую мощность $N_{ш2}$, снимаемую с шин задних колес.

Определим далее мощность $N_{fк2}$ сопротивления качению шин задних колес при передаче ими крутящего момента. Для этого по заранее полученному графику $N_{f2} = f(v)$ найдем

для рассматриваемой скорости v мощность N_{j2} сопротивления свободному качению шин задних колес. Далее находим силу, снимаемую с шин задних колес,

$$P_{ш2} = \frac{270 N_{ш2}}{v} \quad (12)$$

Также определяем отношение $\frac{P_{ш2}}{G_2}$, после чего по за-

ранее полученному графику $K_M = f\left(\frac{P_{ш2}}{G_2}\right)$ найдем величину поправочного коэффициента $K_M > 1$, учитывающего увеличение сопротивления качению вследствие передачи шиной ведущего колеса крутящего момента. Тогда получим мощность сопротивления качению шин задних колес при передаче ими крутящего момента

$$N_{f.m2} = N_{j2} K_M \quad (13)$$

Определив мощность N_{j2} , затрачиваемую на разгон вращающихся масс ведущих колес, находим искомую мощность на полуосях ведущих колес

$$N_{к2}'' = N_{ш2} + N_{f.m2} + N_{j2} \quad (14)$$

Определив подобным образом значения $N_{к2}''$ в интересующем нас интервале v , найдем точку A (рис. 2) пересечения кривых $N_{к2}' = f(v)$ и $N_{к2}'' = f(v)$. Абсцисса точки дает истинное значение мгновенной скорости v , которое будет соответствовать рассматриваемому числу n_1 оборотов вала двигателя, а ордината — истинное значение мощности $N_{к2}$, соответствующее этому моменту. Нанесем теперь на рис. 2 шкалы

для $\frac{d\omega}{d\tau_H}$, $\frac{d\omega}{d\tau_m}$, i'' и η_{mp} , построим кривые изменения этих величин в функции v (данные для указанного построения уже получены в ходе расчета). Проведем вертикальную прямую через точку A ; ординаты пересечения этой прямой с каждой из кривых дадут истинные значения $\frac{d\omega}{d\tau_H}$, $\frac{d\omega}{d\tau_m}$, i'' ,

η_{mp} , соответствующие рассматриваемому моменту разгона.

Действуя таким же образом для всех намеченных к расчету значений n_1 (а их следует брать по шесть-восемь для каждой передачи, например, $n_1 = 800, 1200, 1600$ и т. д.), построим для автомобиля с гидромеханической трансмиссией зависимости полученных величин от скорости движения. Пересчитав ускорение автомобиля j_a по формуле

$$j_a = \frac{r_k}{i_0 i_{kn}} \cdot \frac{d\omega}{d\tau_m} \quad (15)$$

построим зависимость $j_a = f(v)$. На основании этой зависимости строятся графики $v = f(\tau)$, $v = f(S)$ и $S = f(\tau)$, характеризующие разгон автомобиля в заданных условиях.

Результаты, полученные путем стендовых испытаний автомобиля с гидромеханической трансмиссией и последующего расчета, были сопоставлены по ряду параметров с результатами дорожных испытаний на разгон, проведенных на мерном участке горизонтальной дороги с твердым покрытием. В процессе дорожных испытаний на ленту осциллографа в функции времени записывались числа оборотов в минуту ведущих колес автомобиля и коленчатого вала двигателя, что позволило построить графики $v = f(\tau)$ и $i'' = f(v)$, приведенные на рис. 1 и 4.

Из рис. 4 следует, что значения передаточного числа при разгоне, полученные в результате стендовых испытаний и расчета, совпадают в пределах точности опытов (отклонения не превышают 3—4%).

На основании предыдущего расчета и полученных графиков, а также при помощи разгонной характеристики двигателя и графиков, заданных ранее, строим полный мощностной баланс разгона автомобиля с гидромеханической трансмиссией. На рис. 5 приведен мощностной баланс разгона автомобиля М-21 «Волга» на первой передаче.

Штриховая кривая, нанесенная на этот рисунок, соответствует скоростной характеристике двигателя $N_e = f(n_1)$, полученной при установившихся режимах. Величина $N_{\Delta\omega}$ ха-

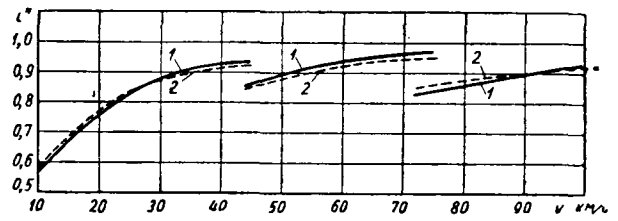


Рис. 4. Сопоставление передаточного числа в гидротрансформаторе при разгоне: 1 — стендовые испытания и расчет; 2 — дорожные испытания.

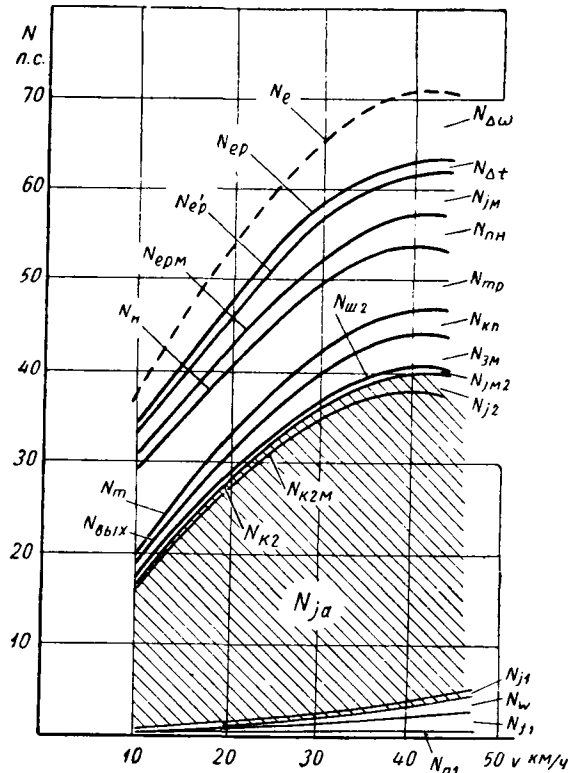


Рис. 5. Развернутый мощностной баланс автомобиля с гидромеханической трансмиссией при разгоне на первой передаче.

актеризует потери мощности, связанные с ухудшением рабочих показателей двигателя на режиме разгона по сравнению с установившимся режимом.

Выводы

Изложенная методика исследования разгона автомобиля с гидромеханической трансмиссией позволяет:

- 1) определить режимы работы гидротрансформатора и двигателя на режиме разгона в заданных дорожных условиях; к.п.д., мощности потерь и сопротивлений движению как для отдельных агрегатов, так и для всего автомобиля в целом;
- 2) с достаточной для практических целей точностью определять расчетным путем влияние на тяговую динамику и топливную экономичность предполагаемых изменений передаточных чисел, параметров гидротрансформаторов, момента инерции вращающихся масс двигателя, веса автомобиля, сопротивления воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лурье М. И. «Автомобильная промышленность», 1958, № 8.
2. Лурье М. И., Сытин К. Ю. «Автомобильная промышленность», 1962, № 9.

К вопросу о рациональной конструкции крепления дисковых колес грузовых автомобилей

И. В. БАЛАБИН, В. А. ПУТИН

Центральное конструкторское бюро по ободам

СОЗДАНИЕ надежного и экономичного крепления дисковых колес к ступице автомобиля является весьма актуальным вопросом в автомобилестроении.

От надежности конструкции крепления зависит безопасность движения; конструкция крепления оказывает существенное влияние на величину радиального и осевого биения колес, что сказывается на износе шин и появлении дополнительных динамических нагрузок, действующих на ходовую часть автомобиля. Кроме того, как показывает эксплуатация, конструкция крепления оказывает влияние и на срок службы дисковых колес.

В отечественном автомобилестроении крепление колес грузовых автомобилей осуществляется по ГОСТу 1066-54.

Колеса центрируются по сферическим фаскам шпильчатых отверстий дисков. Передние и задние наружные колеса центрируются с помощью гаек со сферическими поверхностями, а задние внутренние — внутренними гайками, имеющими аналогичные сферические пояски, которые, кроме того, служат для фиксации гаек от самоотвинчивания.

Между центральными отверстиями дисков и посадочными поясками ступиц, как у передних, так и у задних колес имеется зазор 1,5—2,0 мм.

В результате длительного периода эксплуатации существующего крепления выявились отрицательные качества его конструкции.

Значительно сокращается срок службы дисковых колес вследствие ослабления кромок крепежных отверстий двусторонней зенковкой, на которых при завинчивании крепежных гаек возникают большие контактные напряжения, возрастающие при действии на колесо внешних сил, особенно в случае ослабления резьбового соединения.

Эксперименты, проведенные в ЦКБ по ободам, показали, что максимальное напряжение в зоне шпильчатых отверстий только от затяжки крепежных гаек весьма высокое.

Напряжения находятся в прямой пропорциональной зависимости от нагрузки и возрастают с ее увеличением; например, при усилии затяжки 25 кгм напряжения достигают 2250 кг/см² (рис. 1). На рисунке показаны шпильчатые отверстия, на которых были зафиксированы минимальные и максимальные кольцевые напряжения при одном и том же усилии затяжки крепежных гаек.

Высокие контактные напряжения на фасках шпильчатых отверстий дисков приводят к разрывам волокон металла, способствующих образованию микротрещин, которые во время работы колеса под воздействием знакопеременных нагрузок быстро развиваются и приводят к усталостному разрушению диска.

При нормальных условиях технической эксплуатации колес по дорогам с твердым ровным покрытием и тщательном наблюдении за работой крепления, периодическом подтягивании гаек с усилиями, соответствующими данному креплению, срок эксплуатации дисков увеличивается. Однако полностью устранить все вредные последствия не представляется возможным.

Кроме того, по ГОСТу 1056-54 отклонения диаметра расположения шпильчатых отверстий не должны превышать $\pm 0,15 \div 0,3$ мм. Этот допуск в ряде случаев не выдерживается предприятиями, выпускающими детали крепления и автомобильные колеса. Это приводит к нарушению контакта гайки с диском по сферической поверхности. Контакт резко уменьшается, что еще более усугубляет причины, обуславливающие появление микротрещин. Радиальные и тангенциальные силы, действующие на колесо, передаются на ступицу силой трения, возникающей в результате затягивания крепежных гаек. При самоотвинчивании гаек силы трения исчезают и указанные нагрузки воспринимаются шпильками, что в эксплуатации часто приводит к срезу шпилек и к разработке шпильчатых отверстий.

На отечественных автомобилях каждое колесо крепится крепежными гайками на 6, 8, 10 шпильках, усилие затяжки гайк составляет около 30 кгм и более, что свидетельствует о значительной трудоемкости монтажа и демонтажа колес.

Большая номенклатура крепежных деталей затрудняет снабжение автохозяйств запасными частями. Усложняется контроль за состоянием крепления внутренних задних колес во время эксплуатации ввиду того, что невозможно проконтролировать степень их затяжки без отвинчивания наружных крепежных гаек. При работе автомобиля с незатянутыми дисками задних внутренних колес значительно осложняется их демонтаж, так как наружные гайки вращаются как одно целое с внутренними и для извлечения гаек из диска приходится срывать наружные гайки, что, как правило, приводит к преждевременному разрушению крепежных отверстий дисков и к выходу колес из строя.

Правая и левая резьбы для крепления правых и левых колес, сложная технология производства внутренних гаек, трудоемкость обработки шпильчатых отверстий дисков, значительная металлоемкость — все это усложняет и удорожает производство применяемых в настоящее время крепления и колес.

Эксплуатация показывает, что в подавляющем большинстве колеса выходят из строя в результате образования трещин, которые, как правило, распространяются в радиальном направлении от фаски крепежного отверстия к периферии (рис. 2). Иногда вполне пригодные для эксплуатации колеса диска подлежат списанию только по причине разрушения шпильчатых отверстий (табл. 1).

За рубежом наряду с описанным вариантом крепления колес применяются и другие конструкции крепления:

а) крепление колес с центрированием диска по фаскам шпильчатых отверстий; б) крепление колес с центрированием диска по ступице, имеющей центрирующий посадочный поясок.

На ряде моделей европейских грузовых автомобилей распространен способ крепления как сдвоенных, так и одинарных

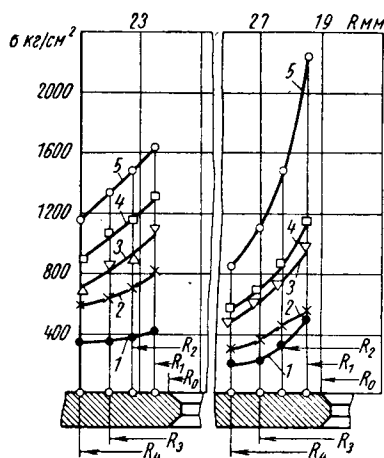


Рис. 1. Кольцевые напряжения в диске колеса 5,00—20 в зоне шпильчатых отверстий от момента затяжки гаек:

1 — 5 кгм; 2 — 10 кгм; 3 — 15 кгм, 4 — 20 кгм; 5 — 25 кгм.

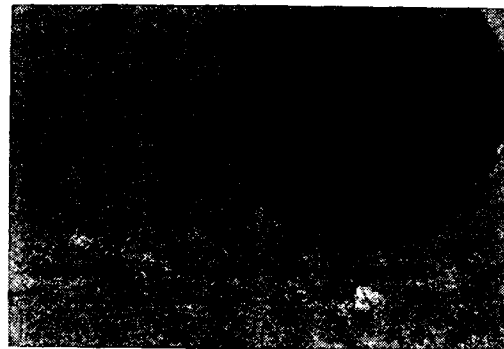


Рис. 2. Образование трещин в диске колеса.

Таблица 1

Размер колес	Модель автомобиля	Количество обследованных колес	Количество выбракованных колес	
			в шт.	в %
8,37—20 6,00Г—20	МАЗ-200; МАЗ-205 ЗИЛ-150; ЗИЛ-164; ЗИЛ-585	3922	818	20,9
5,00—20	ГАЗ-51; ГАЗ-93	7226 3210	299 181	4,0 5,6

колес к ступицам гайками со сферическими или конусными фасками. Особенностью этого крепления является отсутствие внутренних гаек (футорок) для крепления сдвоенных колес, крепление и центрирование которых соответственно осуществ-

ляется при помощи сферических или конусных поверхностей на крепежных шпильках. Передние и наружные задние колеса центрируются посредством сферических или конусных поверхностей гайк (рис. 3, а).

Шпильные отверстия диска имеют двустороннюю зенковку под сферу или конус. Зазор между центральным отверстием диска и посадочным пояском ступицы (передней и задней) составляет 1,5—2,0 мм.

Данный тип крепления колес применяется на ряде моделей автомобилей Чехословакии, Англии, Франции, ФРГ.

На некоторых европейских автомобилях получило распространение крепление дисков колес к ступицам гайками, под которые устанавливаются разрезные пружинящие шайбы со сферической поверхностью (рис. 3, б).

Пружинящие шайбы выполняют две функции: центрируют диски наружных колес и стопорят крепежные гайки от самоотвинчивания. В остальном данная конструкция крепления колес аналогична описанной.

Зазор между центральным отверстием дисков и ступиц, составляющий 0,5—1,0 мм, исключает большие смещения центрирующих поверхностей шпилек и дисков при установке колес на ступицу автомобиля. Резьба шпилек метрическая от М18×1,5 до М22×1,5.

В США широко применяется крепление колес с центрированием дисков центральным отверстием по специальному пояску на ступице с зазором между ними 0,35—0,7 мм. Конструкция состоит из обычных шпилек (как одинарных, так и сдвоенных колес), гаек, которые для фиксации от самоотвинчивания выполняются или разрезными, или снабжаются индивидуальными колпачковыми шайбами (рис. 3, в), устанавливаемыми под каждую гайку, или имеют специальный общий фланец (рис. 3, г), надеваемый одновременно на все шпильки. Данные типы крепления нашли применение на автомобилях Шевроле, Студебеккер и др.

Центрирование дисков колес по посадочному пояску на ступице дает возможность выполнять шпильные отверстия без сложной механической обработки и жестких допусков на точность их расположения.

В целях изучения и сопоставления способов крепления, а также влияния его конструкции на прочность диска колес в ЦКБ по ободьям были исследованы пять различных типов крепления (рис. 4).

Четыре типа креплений (I—а, I—б, III и IV) имели конструктивные особенности крепления колес, применяемых за рубежом, а один тип крепления разработан с учетом предложения токаря Калининской автобазы А. Н. Корилова (тип II).

В креплениях I—а, I—б и II колесо центрируется по шпильным отверстиям диска, а в креплениях III и IV — по специальному центрирующему пояску на ступице.

Крепление I—а для односкатных колес аналогично стандартному, а крепление для двухскатных колес состоит из шпилек со сферическими поясками и гаек.

Передние и задние наружные колеса центрируются по сферическим фаскам на крепежных гайках, а задних внутренних — по сферическим фаскам на шпильках.

Крепежные отверстия в дисках имеют двусторонние сферические фаски.

Сферические фаски на шпильках выполнены по радиусу 1 мм с переходом в цилиндрическую часть радиусом 2 мм.

Крепление I—б отличается от крепления I—а тем, что у деталей крепления I—б вместо сферических посадочных поверхностей применены конические поверхности с углом конуса 80°. В остальном конструкция этого крепления аналогична конструкции крепления I—а.

Крепление II отличается от стандартного только наличием разрезной пружинящей шайбы с двусторонними сферическими фасками, которые устанавливаются вместо внутренних гаек (футорок). Центрирование внутренних колес относительно ступицы осуществляется с помощью указанных шайб.

Крепление III как для односкатных, так и для двухскатных колес состоит из шпилек и гаек с кол-

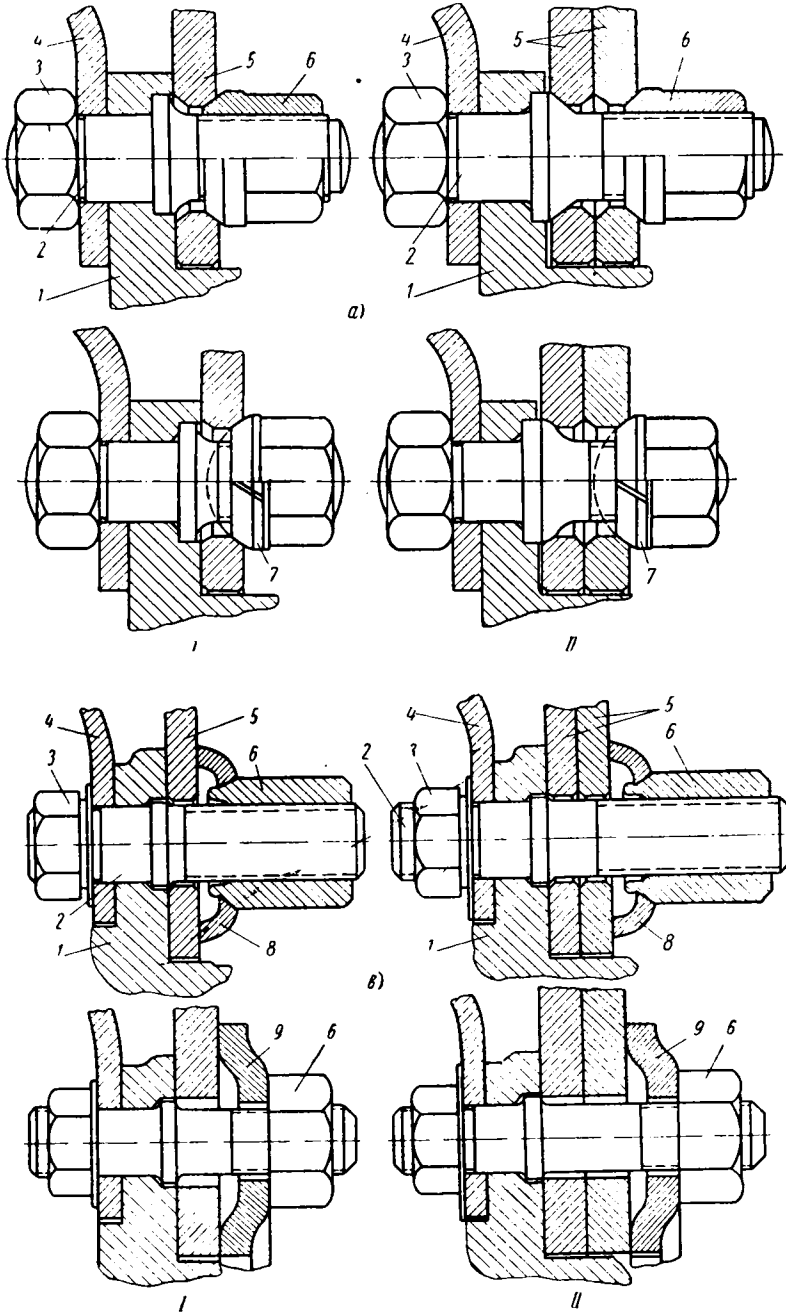


Рис. 3. Способы крепления колес:

- 1 — одинарные колеса; II — сдвоенные колеса; I — ступица колеса;
- 2 — шпилька; 3 — гайка крепления шпильки; 4 — тормозной барабан;
- 5 — диски колес; 6 — гайка крепления колеса; 7 — пружинная шайба;
- 8 — шайба; 9 — специальный фланец.

пачковыми шайбами, которые служат для предотвращения самоотвинчивания гаек.

Зазор между центральным отверстием диска и центрирующим пояском на ступице составляет 0,6—0,8 мм. Крепежные отверстия выполнены без фасок. Данная конструкция при сохранении диаметра стандартных шпилек позволяет уменьшить диаметр крепежных отверстий по сравнению с обычными дисками.

Крепление IV отличается от крепления III тем, что вместо индивидуальных колпачковых шайб применен специальный фланец, надеваемый одновременно на все шпильки.

Как показали результаты испытаний, время, затрачиваемое на монтаж и демонтаж колес с применением крепления типов I—а и I—б, в 2 раза меньше, чем у стандартного крепления (табл. 3). В начальный период испытаний за креплениями данных типов требовался усиленный контроль, так как наблюдалось систематическое самоотвинчивание гаек передних и задних колес. Степень самоотвинчивания гаек резко повышалась при движении автомобилей по разбитым дорогам и в условиях бездорожья. За время испытаний на шести автомобилях, оборудованных креплением I—а, на левой стороне была подтянута 121 гайка, на правой подтянуты 132 гайки. Установлено, что диски задних колес фиксируются на шпильках и гайках неустойчиво.

В начальный период после монтажа колес на ступицу контакт посадочных поверхностей фасок шпилек и дисков наблюдался неполный. Проверка показала, что на вывешенном колесе при затягивании крепежных гаек диски внутренних колес не заходят полностью своими фасками на сферу шпилек. При этом область контакта характеризуется узким пояском в верхней полусфере на всех шпильках и исчезает в нижней полусфере. После пробега автомобилями 15—30 км контакт посадочных поверхностей стал полнее и равномернее. У крепления типа I—б самоотвинчивание гаек наблюдалось несколько меньше. Во время испытаний были зафиксированы случаи среза шпилек, особенно на задних колесах. Всего за время испытаний этих типов крепления было срезано 27 шпилек.

Срез шпилек, как правило, происходил в результате ослабления затяжки крепежных гаек во время работы автомобиля.

Как показали испытания, время на монтаж и демонтаж колес с применением крепления типа II сокращается примерно в 1,5 раза по сравнению со стандартным креплением.

В процессе эксплуатационных испытаний крепления были выявлены и его недостатки. Во время движения наблюдалось самоотвинчивание гаек, что повлекло за собой разработку фасок крепежных отверстий в дисках, сминание резьбы шпилек и было отмечено повышенное биение колес.

Испытания показали, что термически обработанные шайбы обладают значительно более стойкой работой соединения, однако самоотвинчивания крепежных гаек полностью устранить не удалось.

Испытания крепления типа III выявили значительные его преимущества по сравнению с другими типами, как по затратам времени на монтаж — демонтаж колес, так и по надежности в работе. За весь период работы этого крепления не бы-

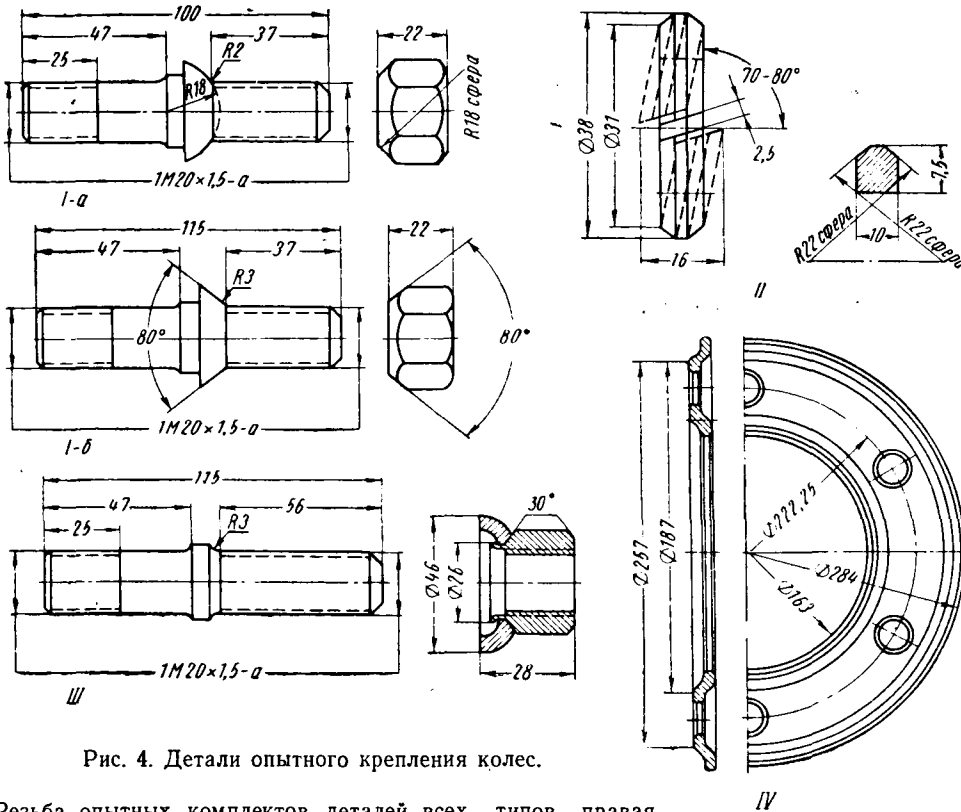


Рис. 4. Детали опытного крепления колес.

Резьба опытных комплектов деталей всех типов правая 1М20×1,5. Шпильки всех опытных типов конструкций крепятся к ступице гайками.

Технико-экономические показатели описанных типов крепления применительно к автомобилю Урал-355М приведены в табл. 2.

Таблица 2

Крепление	Количество деталей	Вес в кг	Технологический расход металла в кг	Стоимость изготовления в коп.	Взаимозаменяемость деталей нового крепления со стандартными ступицами и дисками колес
Стандартное	11	10,116	17,65	55,3	13
I—а	4	9,216	10,68	50,0	8
I—б	4	8,536	10,68	50,0	11
II	6	10080	13,84	46,3	8
III	5	10550	13,86	44,4	11
IV	5	13888	13,56	52,6	11

Эксплуатационные испытания проводились в автохозяйстве автомобильно-транспортной конторы № 5 Управления автотранспорта Челябинского совнархоза в реальных условиях работы автомобилей.

Опытные типы креплений были установлены на 24 автомобилях Урал-355М, в том числе: тип I—а на шести автомобилях, тип I—б на шести автомобилях, тип II на шести автомобилях, тип III на трех автомобилях, тип IV на трех автомобилях.

Автомобили работали длительное время в различных дорожных условиях, включающих подъездные пути к строящимся объектам, разбитые грунтовые дороги глубинных районов, дороги с твердым покрытием и бездорожье. Наблюдались неизбежные в эксплуатации перегрузки автомобилей до 4,0—5,5 т.

Таблица 3

Типы крепления	Надежность стопорения (количество подтянутых гаек за период испытания)		Количество обрывов шпилек	Разрушение фасок крепежных отверстий	Средняя трудоемкость монтажа и демонтажа одного комплекта колес
	Левое крепление	Правое крепление			
I—а	121	132	19	Имеется	39,5
I—б	168	112	8	—	41,0
II	52	60	10	—	49,5*
III	0	24	—	—	30,5
IV	186	270	—	—	31,5

* Время, затрачиваемое на монтаж и демонтаж комплекта колес с помощью стандартного крепления, составляет 77 мин.

ло отмечено ни одного случая обрыва шпилек, разработки шпильчатых отверстий и ряда других недостатков, отмеченных у креплений, рассмотренных ранее. Так, за весь период испытаний было подтянуто всего лишь 12 гаек на правых задних колесах.

Крепление типа III по надежности стопорения имеет самые лучшие результаты (табл. 3). В автохозяйстве, в котором были организованы испытания, получены хорошие результаты, подтвердившиеся и экспериментами в ЦКБ по ободьям.

Указанные преимущества объясняются тем, что напряжения, возникающие от действия усилий крепежных гаек, сняты с кромок шпильчатых отверстий дисков за счет устранения зенковки и установки колпачковых шайб, что резко повышает срок службы дисков. Удельные давления, приходящиеся на диски со стороны крепежных гаек, уменьшены в несколько раз по сравнению с креплениями типа I—а, I—б, II и стандартным.

Наряду с положительными качествами во время испытаний был выявлен и недостаток — «прикипание» дисков к центрирующему пояску на ступице. Особенно это наблюдалось после преодоления автомобилем водных преград и эксплуатации в дождливую погоду.

Однако этот недостаток нельзя считать существенным, так как он может быть устранен уменьшением площади контакта посадочных поверхностей между центровочным пояском диска и ступицы.

Испытания крепления типа IV дали результаты, аналогичные результатам испытаний крепления типа III. В начальный

период наблюдалось самоотвинчивание гаек из-за конструктивной недоработки фланца, что явилось причиной разработки отверстий во фланце со стороны крепежных гаек.

Крепления типа III и IV эксплуатируются в автохозяйстве и в настоящее время. Пробег автомобилей составляет 85 000—127 000 км. За весь период эксплуатации не было замечено дефектов, кроме отмеченного «прикипания» диска к посадочному пояску ступицы. Не было ни одного случая выхода из строя дисков даже при ослабленных крепежных гайках.

В автохозяйстве, где проводились испытания на автомобилях Урал-355М, оборудованных стандартным креплением и работавших в аналогичных условиях эксплуатации, за этот же период отмечены 21 случай обрыва шпилек как на передних, так и на задних колесах и разработка шпильчатых отверстий в пяти дисках.

Выводы

1. В результате проведенной работы выявлены значительные преимущества крепления колес с центрированием диска относительно посадочного пояса на ступице по основным эксплуатационным и технико-экономическим показателям. Улучшение в этом случае условий работы дисков увеличивает их срок службы и резко сокращает разрушение крепежных шпилек.

2. Расчеты показали, что годовая экономия в производстве данного типа крепления составит не менее 0,5 млн. руб., не считая той экономии, которая будет получена за счет сокращения разрушения шпилек в эксплуатации.

Регулирование тормозных сил на осях легковых автомобилей

**А. С. БРЫКОВ
НАМИ**

ИЗМЕНЕНИЕ соотношения тормозных сил на осях автомобиля в соответствии с динамическим перераспределением веса, т. е. в зависимости от эффективности торможения, как известно, подчиняется отношению

$$\lambda_{дин} = \frac{T_1}{T_2} = \frac{b + qh}{a - qh}, \tag{1}$$

где *a*; *b* — координаты центра тяжести автомобиля по длине; *h* — высота центра тяжести; *q* — коэффициент эффективности торможения (замедление в долях *g*);

*T*₁; *T*₂ — тормозные силы на передней и задней осях.

Из выражения (1) следует, что соотношение тормозных сил должно меняться при изменении координат центра тяжести и интенсивности торможения. Однако координаты *a* и *b* практически не изменяются при различных состояниях нагружения, и также высота центра тяжести *h* мало меняется у легковых автомобилей.

Таким образом, регулирование тормозных сил на осях легковых автомобилей достаточно производить только в зависимости от эффективности торможения *q*.

Наиболее простым способом регулирования тормозных сил на легковых автомобилях с гидравлическим приводом к тормозам является способ изменения соотношения давлений к передним и задним тормозам с помощью усилителей или ограничителей давлений [1] и [2], устанавливаемых в приводе между главным тормозным цилиндром и колесными цилиндрами передних или задних тормозов.

Требуемое соотношение давлений можно определить из соотношения тормозных сил λ через тормозные моменты, развиваемые передними и задними тормозами, т. е.

$$\lambda = \frac{M_1}{M_2} = \frac{m_1(p_1 - \Delta p_1)}{m_2(p_2 - \Delta p_2)}, \tag{2}$$

где *M*₁ и *M*₂ — тормозные моменты переднего и заднего тормоза;

*m*₁ и *m*₂ — тормозные моменты, соответствующие единице приводного давления *p*₁ и *p*₂;

Δp_1 и Δp_2 — потеря приводного давления на возвратные пружины и прочие потери.

Величины *m*₁ и *m*₂ являются постоянными для тормозных механизмов определенного автомобиля, а потери давления Δp_1

и Δp_2 , как правило, одинаковы у передних и задних тормозов. Следовательно, меняя соотношение давлений *p*₁ и *p*₂ при их возрастании пропорционально эффективности торможения, можно достигнуть изменения соотношения тормозных сил λ в зависимости от интенсивности торможения, близкого к идеальному соотношению $\lambda_{дин}$.

Практическое действие такого регулирования покажем на примере экспериментального легкового автомобиля типа М-21 «Волга».

Для данного автомобиля изменение идеального $\lambda_{дин}$ в зависимости от коэффициента эффективности *q* показано на рис. 1 (сплошные кривые для двух случаев нагрузки).

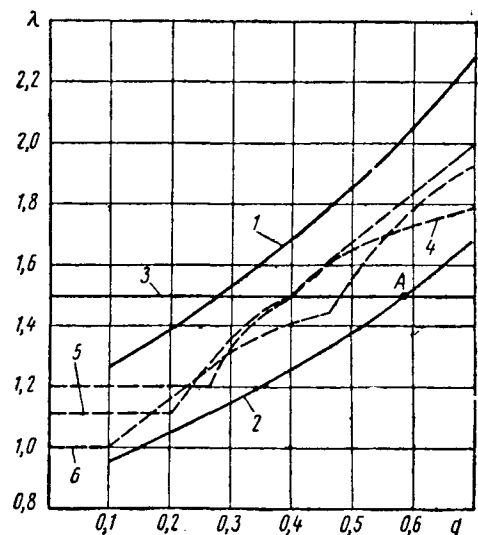


Рис. 1. Изменение соотношения тормозных сил в зависимости от эффективности торможения *q*:

1 — идеальное, с двумя передними пассажирами; 2 — идеальное, с полной нагрузкой; 3 — постоянное значение $\lambda=1,5$; 4 — при регулировании с помощью усилителя и ограничителя давлений; 5 — при регулировании с разными тормозами передних и задних колес; 6 — при регулировании с одинаковыми тормозами передних и задних колес.

Значения тормозных моментов передних M_1 и задних M_2 тормозов, определенные по известным формулам [3]:

$$M_1 = m_1 (p_1 - \Delta p_1) = 3,6 (p_1 - \Delta p_1);$$

$$M_2 = m_2 (p_2 - \Delta p_2) = 2,4 (p_2 - \Delta p_2).$$

Отсюда постоянное соотношение тормозных сил, выраженное через соотношение тормозных моментов M_1 и M_2 при одинаковых давлениях p_1 и p_2 для экспериментального автомобиля, равно $\lambda = 1,5$.

Из рис. 1 видно, что при полной нагрузке и постоянном соотношении тормозных сил 1,5 одновременная блокировка колес передней и задней осей наступает на дороге с коэффициентом сцепления, близким к $\varphi = 0,6$ (точка А), а на дорогах с меньшими значениями φ всегда первыми блокируются колеса передней оси. Это происходит потому, что при $\lambda = 1,5$ тормозная сила на колесах передней оси больше, чем тормозная сила при требуемом соотношении тормозных сил, так как требуемое соотношение тормозных сил для дорог с $\varphi < 0,6$ меньше, чем $\lambda = 1,5$. С двумя передними пассажирами первыми блокируются колеса передней оси на дорогах с φ до 0,3, а на дорогах с $\varphi > 0,3$ первыми блокируются колеса задней оси. Это показывает, что при постоянном соотношении тормозных сил происходит значительное недоиспользование сцепного веса при торможении автомобиля.

Для устранения преждевременной блокировки передних колес при торможении на скользких дорогах необходимо уменьшить λ с 1,5, например до 1,2 в диапазоне q до $\sim 0,25$. Такое регулирование возможно с помощью ограничителя давления, который включается в магистраль привода к передним тормозам и уменьшает давление в отношении $\frac{p_1 - \Delta p_1}{p_2 - \Delta p_2} = 0,8$.

Регулирование удобнее вести для средних значений нагрузок автомобиля, чтобы получить наиболее полное использование сцепного веса для всех случаев нагружения автомобиля, так как при этом получается наименьшая ошибка в регулировании при груженом и негруженом состоянии.

На основании ранее предложенной методики выбора величины λ [1] в диапазоне $q = 0,25 \div 0,5$ среднее значение λ должно быть около 1,5 и в диапазоне $q = 0,5 \div 0,7$ — среднее значение около $\lambda = 1,8$. Обеспечение выбранного изменения λ возможно в случае применения усилителя давления, подключенного также к передним тормозам.

На рис. 2 приведен график изменения давления жидкости передних и задних тормозов, при подключении в привод к передним тормозам ограничителя и усилителя давления.

В точке О включается ограничитель давления, а в точке А, соответствующей значению $q \approx 0,25$ и давлению в главном тормозном цилиндре $p_4 = 15 \text{ кг/см}^2$, — усилитель давления.

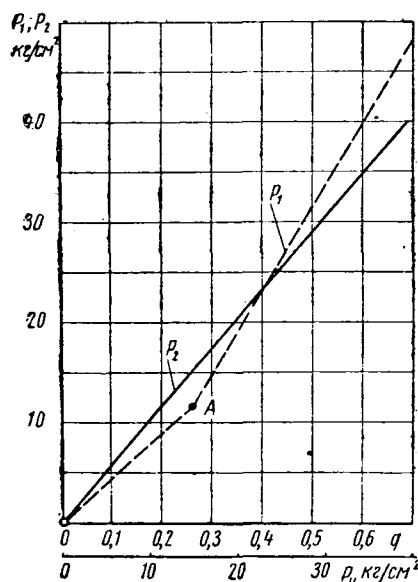


Рис. 2. Характер протекания давления при регулировании в приводе к передним p_1 и задним p_2 тормозам в зависимости от эффективности торможения q и от величины давления в главном тормозном цилиндре p_4 .

Такое регулирование обеспечивает изменение соотношения тормозных сил по кривой, указанной на рис. 1 штриховой линией 4.

В НАМИ было осуществлено подобное регулирование на экспериментальном автомобиле М-21 с помощью ограничителя и усилителя давления, выполненных по схемам, приведенным на рис. 3.

Ограничитель давления (рис. 3, а) имеет поршень 1 и поршень 2, штифт которого упирается в клапан 3 поршня 1.

При отсутствии давления в главном тормозном цилиндре клапан 3 открыт. Он будет открыт до тех пор, пока давление жидкости в полости между поршнями 1 и 2 не достигнет величины, при которой начнется сжатие пружины 4 и перемещение поршня 2.

При дальнейшем увеличении давления в главном тормозном цилиндре наступит равновесие сил, действующих на поршень 1, из-за разницы в давлениях в левой и правой полостях цилиндра и за счет усилий пружин 5 и 4.

Соотношение между давлением жидкости в главном тормозном цилиндре и давлением, подводимым к колесным цилиндрам, зависит от площади цилиндра и характеристик пружин 5 и 4.

Из условия равновесия сил, действующих на поршень 1, определяется зависимость между давлением, подводимым к задним тормозам p_2 , и усилием Q пружины 5 при заданной площади цилиндра S для выбранного значения

$$\text{соотношения тормозных элементов } \lambda \text{ и отношения } \frac{m_1}{m_2}.$$

Отсюда получим

$$Q = p_2 \left(1 - \lambda \frac{m_2}{m_1} \right) S.$$

Из приведенного уравнения следует, что для получения требуемого λ каждому значению p_2 должно соответствовать определенное усилие Q пружины 5. Таким образом, можно определить характеристику пружины 5 при выбранных размерах цилиндра и хода поршня 1.

Для обеспечения нормальной работы ограничителя давления требуется подобрать характеристику пружины 4 исходя из условия, что пружина 4 должна иметь то же перемещение, что и пружина 5, под действием силы, определяемой давлением p_1 и площадью поршня 2.

Момент включения ограничителя давления может регулироваться затяжкой пружины 4. В данном случае давление p_1 , подводимое к колесным цилиндрам, будет меньше давления p_2 .

Усилитель давления (рис. 3, б) состоит из цилиндра, в котором перемещается ступенчатый поршень. В нем размещен со стороны большего диаметра клапан 6. С противоположной стороны на поршень 7 опирается пружина 8, которая регулирует начало включения усилителя.

При отсутствии давления поршень 7 удерживается пружиной 8 в крайнем левом положении. При этом клапан 6 находится в открытом положении посредством штифта, который проходит с зазором через отверстие в поршне 7 и упирается в клапан 6.

При увеличении давления поршень 7 начнет перемещаться, закроется клапан 6 и давление к колесным цилиндрам будет увеличиваться в отношении площадей сечения ступенчатого поршня 7.

Для уменьшения влияния пружины 8 на характеристику работы усилителя при перемещении поршня 7 применяется пружина малой жесткости.

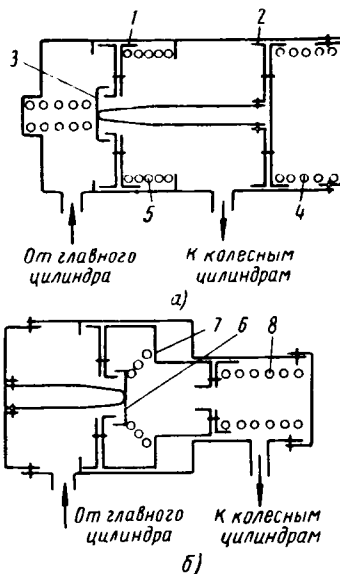


Рис. 3. Схема ограничителя давления (а) и усилителя давления (б).

Насколько улучшается использование сцепного веса при указанном регулировании тормозных сил на экспериментальном автомобиле, можно определить коэффициентом приспособляемости K , который представляет собой отношение коэффициента эффективности торможения q до начала блокировки колес какой-либо оси автомобиля к коэффициенту сцепления φ [1]. Этим коэффициентом оценивается приспособляемость тормозной системы автомобиля к изменению нагрузки на осях автомобиля в зависимости от эффективности торможения.

Из рис. 4 видно, что при постоянном соотношении тормозных сил ($\lambda=1,5$) коэффициент K колеблется в зависимости от коэффициента сцепления φ в пределах 0,8—1,0.

Следовательно, на каких-то дорогах при торможении реализуется

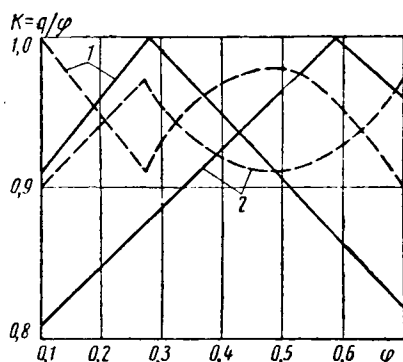


Рис. 4. Изменение коэффициента приспособляемости в зависимости от коэффициента сцепления при постоянном соотношении $\lambda=1,5$ (сплошные линии) и при регулировании тормозных сил (штриховые линии):
1 — автомобиль без нагрузки; 2 — автомобиль с полной нагрузкой.

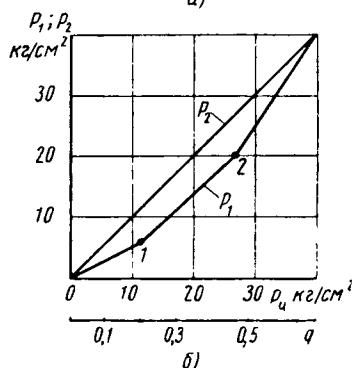
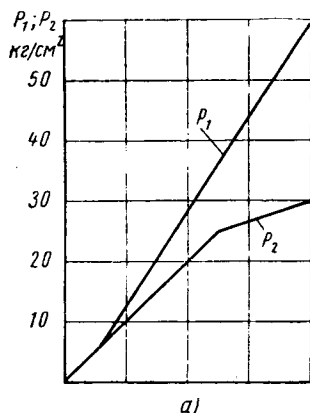


Рис. 5. Характер протекания давлений в приводе к передним и задним тормозам в зависимости от величины давления в главном тормозном цилиндре $p_{ц}$ и коэффициента q при регулировании:
а — с одинаковыми тормозами передних и задних колес; б — с разными тормозами передних и задних колес.

На рис. 5 показан характер изменения давлений к передним и задним тормозам экспериментального автомобиля в зависимости от величины q и давления в главном цилиндре $p_{ц}$ при одинаковых передних и задних тормозных механизмах (рис. 5, а) и разных (рис. 5, б).

В первом случае регулирование осуществляется усилителем давления, который устанавливается в приводе к передним тормозам, и ограничителем давления, который устанавливается в приводе к задним тормозам.

Усилитель давления включается при давлении в главном тормозном цилиндре 5 кг/см^2 и обеспечивает изменение λ от 1,0 до 1,45 в диапазоне $q=0,1 \div 0,45$.

Ограничитель давления включается при давлении в главном тормозном цилиндре 25 кг/см^2 . При этом соотношение тормозных сил λ меняется от 1,45 до 1,92 в диапазоне $q=0,45 \div 0,7$.

Общий характер протекания изменения λ в зависимости от коэффициента и эффективности q в результате регулирования при одинаковых передних и задних тормозах показан на рис. 1 (кривая б).

При использовании разных тормозов (в данном случае передние тормоза в 2 раза сильнее задних) желаемый характер изменения давлений показан на рис. 5, б. Из графика видно, что давление к задним тормозам создается непосредственно главным тормозным цилиндром, а давление к передним изменяется регулятором, состоящим из ограничителя давления (первая ступень) и усилителя давления (вторая ступень). Ограничитель давления включается в работу с момента начала создания давления в главном тормозном цилиндре и выключается в точке 1 (см. рис. 5, б) за счет прекращения перемещения поршня 2 (см. рис. 3, а). Дальше разность в давлениях p_1 и p_2 определяется в основном пружиной 5, и давление в приводе к передним тормозам растет параллельно давлению в приводе к задним тормозам. В точке 2 (см. рис. 5, б) включается усилитель давления. Общий характер протекания соотношения тормозных сил для данного случая приведен на рис. 1 (кривая 5).

При сравнении протекания кривых соотношений λ , приведенных на рис. 1, можно сказать, что они обеспечивают практически одинаковую приспособляемость тормозной системы при изменении нагрузки на колесах при рассмотренных случаях регулирования тормозных сил.

Выводы

1. С помощью усилителей и ограничителей давлений можно добиться удовлетворительного регулирования тормозных сил на осях легковых автомобилей, что обеспечивает получение максимально возможного замедления до начала блокировки колес на дорогах с любым покрытием.
2. Регулирование тормозных сил изменением давления в приводе к передним и задним тормозам позволяет получить экономический эффект за счет унификации деталей тормозов и уменьшения веса тормозных механизмов. Кроме того, создание большей величины давления с помощью усилителя давления при том же усилии нажатия на тормозную педаль даст возможность, в отдельных случаях, не применять вакуумные усилители, так как в этом случае усилитель давления будет выполнять роль двухступенчатого главного тормозного цилиндра, т. е. будет являться усилителем.

ЛИТЕРАТУРА

1. Брыков А. С., Розанов В. Г. «Автомобильная промышленность», 1962, № 7.
2. "SAE Journal", № 5, 1961, стр. 69.
3. Гольд Б. В., Фалькевич В. С. Теория, конструкция и расчет автомобиля. Машгиз, 1957.

только 80% сцепного веса автомобиля до начала блокировки колес. Особенно неблагоприятное использование сцепного веса получается при торможении автомобиля на скользких дорогах (сплошная линия 2).

При регулировании давления в тормозном приводе приспособляемость тормозной системы при изменении веса на осях от перераспределения нагрузок значительно лучше; коэффициент K меняется в пределах 0,9—1,0 (штриховые линии).

Выше был рассмотрен случай применения регулирования тормозных сил к тормозной системе, у которой соотношение тормозных сил выдерживается постоянным из условия получения максимального замедления при одновременной блокировке колес всех осей.

Это соотношение ($\lambda=1,5$) определило конструкцию и размеры передних и задних тормозных механизмов на экспериментальном автомобиле.

Применение принципа регулирования тормозных сил для вновь проектируемых легковых автомобилей даст возможность рациональнее выбирать тип и конструкцию тормозных механизмов. В зависимости от экономических или производственных вопросов тормозные механизмы передних и задних колес по эффективности могут выбираться либо одинаковыми, либо разными.

Качение автомобильного колеса на твердой дороге

Канд. техн. наук Ю. А. ЕЧЕИСТОВ
Московский автомеханический институт

ПРИ ИССЛЕДОВАНИИ процесса качения должны применяться такие параметры, которые позволили бы оценивать работу колеса безотносительно его режимов движения (ведущее, ведомое, тормозящее). Так, например, в соответствии с классификацией, предложенной д-ром техн. наук В. Н. Прокофьевым [1], свойства механизмов первого ранга (пара шестерен и пр.) могут характеризоваться двумя параметрами — передаточным отношением $i = \text{const}$ и к.п.д. η , механизмы второго ранга (гидротрансформатор и ему подобные) требуют для этого введения еще одного параметра коэффициента трансформации k , причем эти три параметра связываются следующей зависимостью:

$$\eta = ki. \quad (1)$$

Поскольку пара автомобильное колесо — твердая дорога не является жестким механизмом и относится к механизмам второго ранга, ее работу целесообразно оценивать указанными тремя параметрами (оценочными). Для этого помимо выражения (1) необходимо ввести еще следующие зависимости:

$$i = \frac{v}{\omega r_d}; \quad (2)$$

$$k = \frac{Pr_d}{M}. \quad (3)$$

На основании выражений (2) и (3) можно записать

$$\eta = \frac{vP}{\omega M}.$$

Введение этих соотношений позволит в дальнейшем при рассмотрении кинематики качения колеса пользоваться только параметром i , динамика колеса будет оцениваться только параметром k , а энергетика — их произведением, равным к.п.д.

На перечисленные параметры влияют режимы движения колеса ω , M , не зависящие друг от друга, а также конструкция автомобиля и его шин.

Связь между оценочными параметрами, независимыми показателями и конструкцией шины следующая:

$$k = 1 - \frac{G \cdot a}{M}; \quad (4)$$

$$i = \frac{r_k}{r_d}; \quad (5)$$

$$\eta = \frac{r_k}{r_d} \left(1 - \frac{G \cdot a}{M} \right). \quad (6)$$

При рассмотрении обратной задачи в качестве независимых показателей режима (ω , M) могут использоваться величины P и v .

Таким образом, исследование процесса качения автомобильного колеса по твердой дороге сводится к рассмотрению связей величин r_d , r_k и a с независимыми показателями режима. Эти связи и будут характеризовать конструкцию автомобильного колеса при его качении по твердой дороге.

Имеющиеся экспериментальные данные [2]—[4] показывают, что оба радиуса колеса r_d , r_k , а также и снос нормальной реакции a зависят при прочих равных условиях от обоих независимых показателей режима. На основании этого

$$r_d = F_d(\omega; M);$$

$$r_k = F_k(\omega; M);$$

$$a_s = F_a(\omega; M).$$

Теоретическое или экспериментальное определение записанных функций позволит решить задачу о качении автомобильного колеса по твердой дороге в общем виде.

К настоящему времени имеется ряд экспериментальных работ, посвященных исследованию качения автомобильного колеса.

Однако большинство из них носит частный характер и поэтому не может использоваться для определения оценочных параметров i , k и η в широком диапазоне изменения независимых показателей режима ω и M . В этом отношении наибо-

лее полной и обстоятельной является экспериментальная часть работы [4], поэтому i , k и η определялись на базе данной работы.

В ограниченном диапазоне изменения независимых показателей режима функции F_d , F_k и F_a можно записать достаточно точными эмпирическими зависимостями.

Так, например для шин 7,00—16" при номинальной радиальной нагрузке 540 кг и давлении воздуха $p_{ш} = 2 \text{ кг/см}^2$ в диапазоне изменения скорости от 0 до 70 км/ч и момента от $-0,80 \text{ ф}$ до $+0,80 \text{ ф}$ (здесь ф — коэффициент сцепления) названные зависимости определяются следующим образом:

$$r_d = r_{cm} + \lambda_d v; \quad (7)$$

$$r_k = r_d - \lambda_k v; \quad (8)$$

$$a = a_0 = \text{const}, \quad (9)$$

где r_{cm} — статический радиус колеса;

λ_d ; λ_k — коэффициенты пропорциональности.

Обработка данных экспериментов [4] приводит к следующим цифровым значениям постоянных членов выражений (7)—(9): $\lambda_d = 0,091 \text{ мм} \cdot \text{км/ч}$; $\lambda_k = 0,261 \text{ мм/кгм}$; $r_{cm} = 356,5 \text{ мм}$; $a_0 = 8,2 \text{ мм}$.

На основании подсчетов с использованием этих данных на рисунке построены кривые изменения оценочных параметров в функции изменения момента M .



Изменение оценочных параметров в функции изменения момента M :

I — ведомое колесо; II — свободное колесо; III — тормозящее колесо; IV — ведущее колесо; V — нейтральное колесо (шина 7,00—16"; $p_{ш} = 2 \text{ кг/см}^2$; $G = 540 \text{ кг}$).

В рассматриваемом диапазоне изменения скорости оценочные параметры практически не зависят от величины последней (отличаются в третьем, четвертом знаке); поэтому в первом приближении можно считать, что параметры зависят только от подводимого к колесу момента M . К.п.д. ведущего колеса η достигает максимального значения при моменте, соответствующем точке пересечения кривых i и k и составляет примерно 89%.

Кроме кривых i , k и η , на рисунке нанесены зависимости силы P от M для двух значений скорости v (10 км/ч, 60 км/ч), показывающие, что в изображенном диапазоне скорости величина P мало зависит от последней. На этом же рисунке показаны области режимов работы колеса, соответствующие классификации, предложенной акад. Е. А. Чудаковым [4] (ведущее, свободное, нейтральное, ведомое и тормозящее колеса).

Таким образом, на основании всего изложенного уравнение тягового баланса автомобиля с количеством ведущих шин m и ведомых n может быть записано при прямолинейном, неравномерном движении

$$\sum_{q=1}^{q=m} \left(\frac{M_q - J_q \frac{d\omega_q}{dt}}{r_{dq}} \right) k_q = P_w + P_h + \frac{G_a}{g} \cdot \frac{dv}{dt} + \sum_{q=1}^{q=n} \frac{J_q \frac{d\omega_q}{dt}}{r_{dq}} k_q, \quad (10)$$

где J_q — момент инерции колеса с шиной q ;
 G_a — вес автомобиля;
 P_w — сопротивление воздуха;
 P_h — сопротивление подъема;
 g — ускорение земного притяжения;
 M_q — момент на полуоси q ;
 ω_q — угловая скорость колеса q ;
 r_{dq} — динамический радиус колеса q ;
 k_q — коэффициент трансформации колеса q .

Уравнение баланса мощности автомобиля

$$\sum_{q=1}^{q=m} \left(M_q - J_q \frac{d\omega_q}{dt} \right) \omega_q \eta_q = \left(P_w + P_h + \frac{G_a}{g} \frac{dv}{dt} \right) v + \sum_{q=1}^{q=n} J_q \frac{d\omega_q}{dt} \omega_q \eta_q. \quad (11)$$

В частном случае при равномерном движении автомобиля по горизонтальной дороге последние два выражения примут вид

$$\sum_{q=1}^{q=m} \frac{M_q k_q}{r_{dq}} = P_w + \sum_{q=1}^{q=n} \frac{G_q a_q}{r_{dq}}; \quad (12)$$

$$\sum_{q=1}^{q=m} M_q \omega_q \eta_q = \left(P_w + \sum_{q=1}^{q=n} \frac{G_q a_q}{r_{dq}} \right) v, \quad (13)$$

где G_q — нормальная реакция на колесо q ;
 a_q — снос нормальной реакции колеса q .

Полученные выражения дают возможность определить минимальное значение к.п.д. ведущих колес. Так, для двухосного автомобиля с равным распределением веса по осям и с однокатными шинами при равномерном движении по горизонтальной дороге с очень малой скоростью ($v \rightarrow 0$) на основании выражений (12), (4), (6) и (5) $\eta = 0,5$ при $M = 2 G \cdot a$. Для шин 7,00—16" с давлением воздуха 2 кг/см^2 и нормальной нагрузкой 540 кг соответственно получим $i = 0,999355$ и $\eta = 0,499678$. Эти цифры показывают, что у подобных автомобилей минимальное значение η к.п.д. шин ведущих колес примерно равно 0,5.

Рассмотрение автомобильного колеса как не жесткого механизма (механизм второго ранга) показывает, что всесторонняя оценка процесса качения может вестись только с учетом силовых и скоростных потерь. Методически это целесообразно делать, применяя предложенные оценочные параметры.

Расчеты, сделанные для ограниченного диапазона изменения скорости и момента, показывают, что обобщающий оценочный параметр η меняется в широких пределах, причем его максимальное значение соизмеримо с к.п.д. трансмиссии. На этом основании тяговые и экономические расчеты следует вести с учетом к.п.д. шин ведущих колес автомобиля.

Для оценки работы автомобильных колес во всем диапазоне изменения скорости и момента необходимо теоретическое и экспериментальное определение трех функций F_d , F_k и F_a .

ЛИТЕРАТУРА

1. Прокофьев В. Н. «Основы теории гидромеханических передач». Машгиз, 1957.
2. Ланин В. И. «Качение автомашины». ОНТИ, 1937.
3. Новопольский В. И. «Автомобильная промышленность», 1954, № 1.
4. Чудakov Е. А. «Качение автомобильного колеса», Издательство АН СССР, 1948.

Аппаратура для автоматического измерения расхода топлива весовым способом

В. П. ЛУКАЧЕВ, В. Р. СТУКАНОВ
 Куйбышевский авиационный институт

В ЛАБОРАТОРИИ тепловых двигателей Куйбышевского авиационного института создана аппаратура для автоматического измерения расхода топлива весовым способом на установившихся режимах работы двигателя.

Система автоматического измерения расхода топлива (рис. 1) состоит из весов 1 с двумя фотоэлементами, двух электромагнитных клапанов 2 и электрического блока 3. Электрический блок и электромагнитные клапаны находятся вблизи весов; кнопочное управление аппаратурой и секундомер с электромагнитным выключателем смонтированы в пульт управления испытательного стенда.

Аппаратура работает следующим образом. Расходный бачок на весах 1 наполняется из топливного бака через открытые электромагнитные клапаны 2 и 3 (рис. 2). По мере наполнения расходного бачка топливом стрелка весов отклоняется и в крайнем левом положении размыкает контакты К. Через реле Р₄ электромагнитный клапан 3 закрывается, и наполнение бачка прекращается. В период выхода двигателя на установившийся режим и между измерениями питание двигателя топливом осуществляется через открытый клапан 2.

При установившемся режиме работы двигателя нажатием двоянной кнопки 4, расположенной на пульте управления 5, обесточивается реле Р₃ и клапан 2 закрывается, прекрывая

доступ топлива из бака. Одновременно подается питание на реле Р₄, которое включает клапан 3, топливо к двигателю подается из расходного бачка на весах. По мере расхода топлива из бачка стрелка весов перемещается в крайнее правое положение. На пути движения стрелки установлены два фотоэлемента ФЭУ-2, освещенные лампочками. Регулирование расстояния между фотоэлементами позволяет получить расход топлива с весов в пределах 50—125 г.

При пересечении светового потока, падающего на фотоэлемент Ф₂, лампа Л₂ стрелкой весов отпирается, и реле Р₂, включенное в анод этой лампы, срабатывает. Через контакты реле Р₂ подается питание на реле Р₆, которое подключает питание к электромагниту секундомера. Якорь электромагнита нажимает на пусковую кнопку секундомера, включая его в начале отсчета.

По мере израсходования установленной порции топлива стрелка весов пересекает световой поток, падающий на фотоэлемент Ф₁, и происходит отпирание лампы Л₁. Реле Р₁ срабатывает, включая реле Р₃, которое, в свою очередь, открывает клапан 2. Одновременно обесточивается реле Р₅, через нормально замкнутые контакты которого и через реле Р₆ электромагнита останавливается секундомер. На этом процесс измерения времени расхода порции топлива заканчивается.

При открытом клапане 2 топливо поступает из топливного бака в двигатель и в расходный бачок на весы через открытый клапан 3 до тех пор, пока стрелка весов не вернется в исходное положение и не разомкнет контакты К. При этом закроется клапан 3 и на пульте управления загорится сигналь-

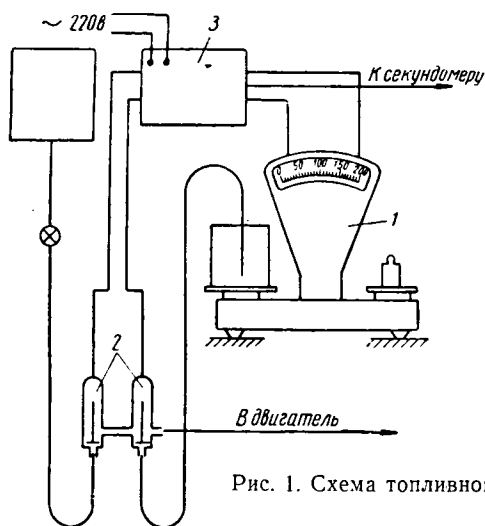


Рис. 1. Схема топливной системы.

ная лампочка Лз, что свидетельствует о готовности системы к очередному измерению.

Для прекращения измерений в процессе опыта в схему включена кнопка б.

Для установки секундомера в нулевое положение кнопкой 7 подается напряжение на электромагнит, якорь которого нажимает на пусковую кнопку секундомера.

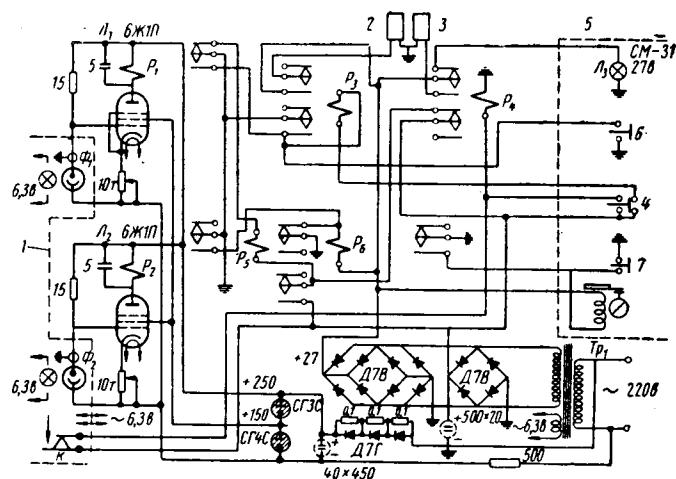


Рис. 2. Электрическая схема аппаратуры.

Аппаратура питается от сети переменного тока напряжением 220 в.

Осциллографирование тока показывает, что период срабатывания электромагнитного включателя секундомера от фотоэлементов находится в пределах 0,02 сек; фотоэлементы срабатывают при изменении веса 0,1—0,2 г.

При цене деления шкалы секундомера 0,1 сек на режиме максимальной мощности двигателя М-21 точность измерения расхода топлива находится в пределах 0,5%; на частичных нагрузках точность измерения увеличивается. В процессе эксплуатации выявлена высокая надежность разработанной аппаратуры, возможности дистанционного управления ею и блокировки ее с другими измерительными приборами.



Исследование качества поршневых колец индивидуальной отливки в процессе механической и термической обработок

С. К. НОСОВ

Одесский политехнический институт

ГЛАВНОЙ причиной изменения просвета колец в процессе операций обточки и расточки предположено считать на основании работы [1] продольное коробление кольца по периметру в радиальной плоскости. Причиной коробления может быть перераспределение — нарушение равновесия остаточных внутренних напряжений от литья в результате снятия припусков при обработке.

Для определения степени коробления кольца в процессе обточки и расточки применены проволоочные датчики, устанавливаемые на наружной или внутренней поверхности полукольца (от 6 до 2 датчиков).

Показания датчиков определяют линейную деформацию поверхности в результате снятия припуска по диаметру и, следовательно, величину установившихся остаточных напряжений суммарно от падения упругости и от коробления.

Для обработки испытуемых колец изготовлено специальное приспособление, устанавливаемое на горизонтально-фрезерном станке.

Контроль радиального давления кольца по характерным точкам эпюры в процессе обработки осуществлялся в специальных гильзах (рис. 1). Каждая гильза имеет двенадцать про-

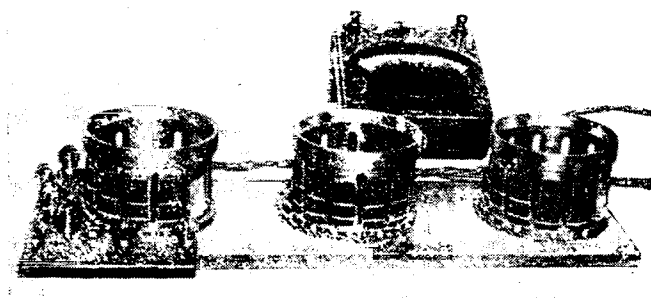


Рис. 1. Общий вид гильз.

дольных пазов, расположенных по периметру, которые образуют перемычки. Внутренние диаметры гильз соответствуют диаметрам контрольных калибров после черновой калибровки замка, черновой и чистовой обточки по наружному диаметру. Та-

ким образом, три гильзы дают возможность контролировать радиальное давление при любом порядке операций обработки по диаметрам.

В качестве силовизмерителя применялись также проволочные датчики, устанавливаемые по наружному (рабочий датчик) и внутреннему (компенсационный датчик) диаметрам перемычек гильз в средней их части. Датчики устанавливались на шести перемычках, и давление измерялось поочередно на каждом полупериметре кольца (с переустановкой). Для удобства установки кольца в верхней части каждой гильзы предусматривается коническая заборная часть.

Датчики изготавливаются из константановой проволоки диаметром 0,03 и 0,05 мм соответственно с базой 10 и 20 мм, что обеспечивало относительно высокую тензочувствительность, малый температурный коэффициент и наибольшее удельное сопротивление при сопротивлении датчика в пределах 125—130 ом.

Для измерения показаний датчиков применялся шестипозиционный электронный измеритель деформаций (усилитель), в основу которого положена схема подключения датчиков в небалансный мост, с последующим непосредственным отсчетом по визуальному прибору, включенному в диагональ моста.

В заготовке измерялась форма кольца по характерным точкам монтажного шаблона и радиальная толщина, а в процессе обработки: радиальный просвет, радиальная толщина, размер замка, диаметр после обработки и давление.

Экспериментировали у нас в кольце выбирались по граничным и средним отклонениям указанных геометрических параметров в течение нескольких месяцев, что гарантировало характеристику состояния качества колец по просвету при длительном периоде их изготовления.

Отклонения формы кольца-отливки в свободном состоянии измерялись в характерных точках индикатором на штативе с ценой деления 0,01 мм.

Величина просвета определялась щупом (от 0,02 мм и выше), дуга просвета — по градусной шкале, нанесенной на калибре-кольце. Размеры калибров-колец соответствовали контрольным размерам сжатого кольца после соответствующих операций. Другие линейные размеры измерялись обычным универсальным инструментом: микрометром, индикаторным прибором, штангенциркулем.

Экспериментировалось кольцо диаметром 125 мм с радиальной толщиной 5,15 мм, высотой 4 мм с допускаемым радиальным просветом менее 0,02 мм, не более чем в двух местах на дуге 30°, но не ближе 30° от замка с эпюрой давлений, приведенной на рис. 2 (p — удельное давление в данной точке). В расчет принималось среднее удельное давление $p_0 = 1,3 \div 2,2 \text{ кг/см}^2$, характерное для большинства автотракторных двигателей.

Проволочные датчики устанавливают коробление по разности показаний. Степень коробления кольца в процессе обработки можно установить, определив величину внутренних напряжений, снимаемых в кольце в результате обработки его по диаметрам.

Одновременно с контролем коробления кольца в процессе его обработки по показаниям проволочных датчиков изменялось распределение припусков по внутреннему и наружному диаметрам с измерением размера замка и последующим определением значений снимаемых внутренних тангенциальных напряжений. Вследствие большого осреднения этих значений подсчет проводился по приближенным формулам. Определенные напряжения статистически обрабатывались по методу корреляционного анализа.

Качественной характеристикой эпюры кольца является отношение $\frac{p}{p_0}$. Следовательно, у испытуемых колец необходимо

определять среднее удельное давление p_0 , как среднее арифметическое значение из показаний по всем характерным точкам кольца. В этом случае p_0 для некоторого количества колец, обработанных по одному маршруту, может служить характеристикой маршрута при определении оптимальности его относительно эпюры.

Качество эпюры в целом можно характеризовать двумя наиболее важными точками. К таким точкам относятся пики-эпюры, соответствующие 120 и 180°, заданные отношением $\frac{p}{p_0}$, соответственно равным 0,45 и 2,85. Обе эти точки можно вы-

разить отношением $\frac{p_{\max}}{p_{\min}}$, которое называется коэффициентом

или фактором радиального давления [2]. Это отношение является важным показателем качества кольца, имеет широкий диапазон колебаний, зависящий от метода изготовления кольца. Кроме того, необходимо еще определять значение от-

ношения $\frac{p_{180^\circ}}{p_0}$, которое характеризует эпюру в наиболее от-

ветственной точке кольца (у замка). Таким образом, основными параметрами, принятыми в эксперименте, обеспечивающими полный контроль состояния кольца по эпюре в процессе обработки и в готовом кольце, являются p_0 , $\frac{p_{\max}}{p_{\min}}$, $\frac{p_{180^\circ}}{p_0}$

и количество контактных точек. Заданные значения этих параметров следующие:

$$p_0 = 1,3 \div 2,2 \text{ кг/см}^2; \quad \frac{p_{\max}}{p_{\min}} = 6,33; \quad \frac{p_{180^\circ}}{p_0} = 2,85.$$

Показания датчиков, установленных на гильзах, выражаются в делениях шкалы миллиамперметра, поэтому для перевода электрических единиц в механические проведена тарировка.

Анализ результатов эксперимента дает возможность прийти к следующим обобщениям.

По радиальному просвету. Отклонения радиальной толщины и формы кольца-заготовки характеризуются большим разбросом, стабильно проявляющимся в длительном периоде времени, что характеризует метод индивидуальной отливки кольца в земляные формы.

На основании результатов анализа [1] и других исследований в дальнейших экспериментах операция расточки производилась перед обточками с введением одной или двух термообработок для снятия внутренних напряжений. С уменьшением величины снимаемого припуска по внутреннему диаметру после обточки показания датчиков изменяются в сторону однозначности и меньшей степени непропорциональности в величинах показаний. Обработка колец только по наружному диаметру, исключая операцию расточки, не дала положительных результатов.

Введение одной и двух термообработок между операциями восстанавливало потерянную упругость (размер замка в результате термообработки увеличивался), но при этом изменялась величина и расположение радиального просвета после термообработки.

Наблюдения за радиальным просветом и показаниями датчиков дали возможность установить, что больше всего знакопеременным деформациям подвергаются сечения кольца, близкие к замку.

В результате экспериментов установлено оптимальное распределение припусков по диаметрам на операциях: расточки от 0,1 до 0,5 мм; первой обточки от 0,75 до 1,2 мм; второй обточки от 0,2 до 0,5 мм. Коробление при этом отсутствовало.

До 80% колец не имели просветов, а остальные имели просвет у замка, что указывает на неправильность выбора кривизны монтажного шаблона в этой четверти кольца. Следовательно, изменение кривизны в сторону уменьшения в этой части монтажного шаблона приведет к полной беспросветности колец.

Результаты корреляционного анализа операций обработки поршневых колец представлены в табл. 1 и на рис. 3—5.

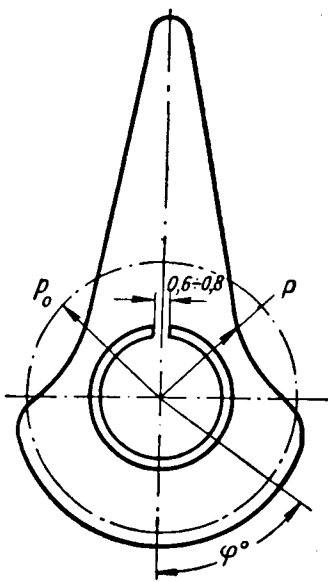


Рис. 2. Эпюра давлений.

Таблица 1

Наименование операции	Количество исследованных колец	Уравнение регрессии y	Коэффициент корреляции $r = a \frac{\sigma_x}{\sigma_y}$	Надежность коэффициента корреляции $r \pm 1,96 \sigma_r$
Расточка	96	$\frac{1}{-36x+35,73}$	0,72	$0,816 > r_2 > 0,624$
Первая обточка . . .	92	$\frac{1}{-19,86x+9,68}$	0,54	$0,683 > r_2 > 0,397$
Вторая обточка . . .	90	$\frac{1}{-19,4x+17,40}$	0,68	$0,793 > r_2 > 0,575$
Термообработка и первая обточка .	43	$\frac{1}{9,09x-11,32}$	0,34	$0,589 > r_2 > 0,082$

Анализ этих данных показывает, что при установленной последовательности обработки кольца по диаметрам: расточка, первая обточка, вторая обточка с включением между этими операциями одной или двух термообработок [2] — во всех случаях обнаружена одна и та же статистическая корреляционная зависимость снимаемых тангенциальных внутренних напряжений от величины припуска, снимаемого на этих операциях. Данная зависимость выражается уравнением регрессии

типа, $y = \frac{1}{ax + b}$, которое характеризует по величине σ

(без учета знака) гиперболический закон распределения внутренних тангенциальных напряжений по сечению кольца в пределах величины снимаемых припусков по внутреннему и наружному диаметрам кольца.

Во всех случаях сочетания операций механической обработки с термической установлена существенная надежность корреляционной связи по величине коэффициента корреляции, колебания значений которого $r = 0,34 \div 0,72$. Введение термообработки перед первой обточкой (после расточки по внутреннему диаметру) значительно нарушает установившуюся эпюру кольца, о чем свидетельствует относительно низкое значение коэффициента корреляции ($r=0,34$) и значительное расширение

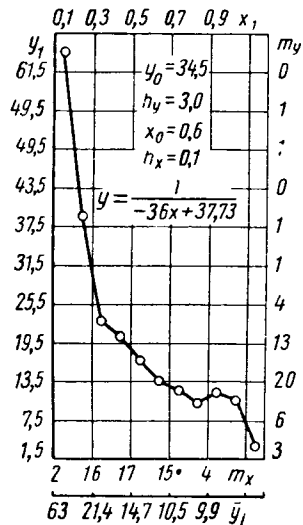


Рис. 3. Расточка кольца.

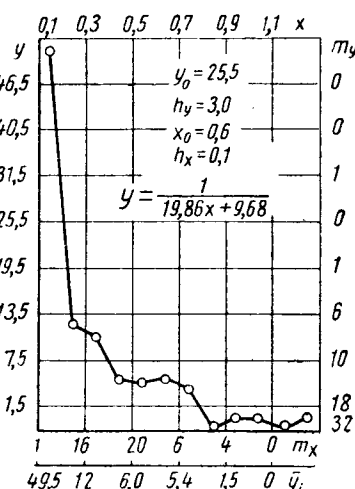


Рис. 4. Черновая обработка кольца.

ниие границ надежности коэффициента корреляции. Следовательно, для сохранения стабильности распределения внутренних напряжений по сечению кольца в процессе механической обработки введение термообработки в этом случае нежелательно.

Наиболее статистически достоверными коэффициентами корреляции являются коэффициенты для операций: расточка, первая обточка, вторая обточка (при достаточном для статистики количестве экспериментируемых колец $n=90 \div 96$); кри-

вые, регрессии которых (рис. 3—5) можно положить в основу установления обобщенной технологической эпюры распределения внутренних напряжений по сечению кольца индивидуальной отливки. Это особенно подтверждается совпадением кривых регрессии для первой и второй обточек как по внешнему виду (рис. 4, 5), так и по коэффициенту при x. Такая обобщенная эпюра представлена на рис. 6.

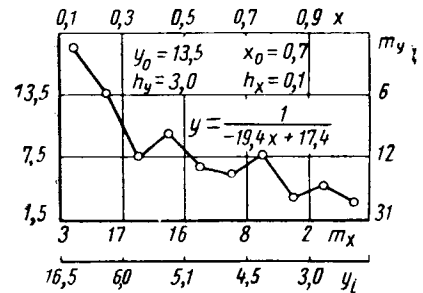


Рис. 5. Чистовая обточка кольца.

Из этой эпюры видно, что величина σ_{tmax} по внутреннему диаметру отливки кольца в 1,5 раза больше, чем по наружному диаметру. Следовательно, отсутствие резкого нарушения равновесия тангенциальных внутренних напряжений будет в

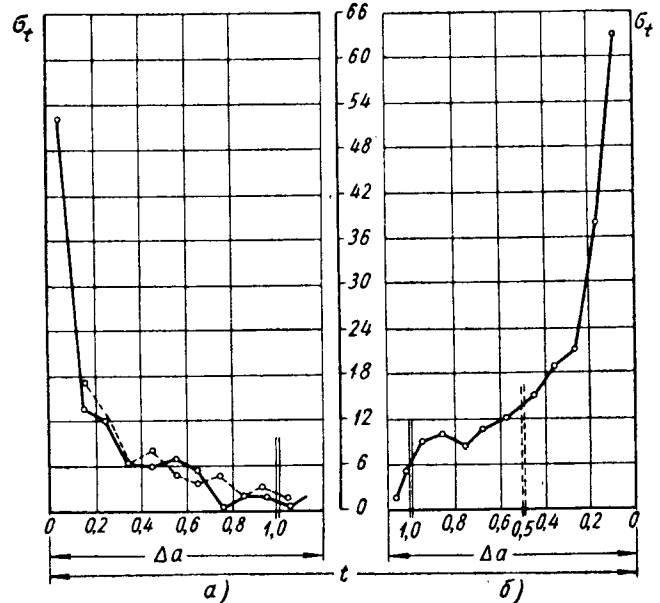


Рис. 6. Обобщенная эпюра:

а — по наружному диаметру; б — по внутреннему диаметру.

том случае, когда снимаемый припуск по внутреннему диаметру будет в 1,5 раза меньше, чем снимаемый припуск по наружному диаметру на черновой обточке.

По радиальному давлению. Наиболее важные результаты исследования приведены в табл. 2.

Отклонения формы кольца-отливки определяют большую неравномерность в показаниях радиальных давлений в кольце после операции вырубki замка. Эпюры после этой операции характеризуются резкими пиками давлений. Для преобладающего большинства колец характерно незначительное или полное отсутствие давления у замка, что указывает на необходимость увеличения радиуса кривизны монтажного шаблона в этом месте. Последнее также подтверждается низким значением

$\frac{P_{180}}{P_0}$ после вырубki замка, равным 0,07 до 0,266 (при заданном 2,85), и также низким значением другого качественного параметра $\frac{P_{max}}{P_{min}}$ после этой операции, величина которого колеблется от 0,05 до 0,21 (при заданном 6,33).

Таблица 2

№ маршрута	Маршрут обработки	Количество колец	Отклонения формы кольца по характерным точкам в мм	Средний снимаемый припуск на операциях в мм	Среднеарифметическое значение				Количество контактных точек
					P_0 в ед.	P_0 в кг/см ²	$\frac{P_{180}}{P_0}$ (2,85)	$\frac{P_{max}}{P_{min}}$ (6,33)	
1	Замок	29	-2,40 до -3,00	—	109,4	5,80	0,266	0,20	8,9
	Первая обточка		+1,05 до -1,55		80,3	4,26	1,306	0,83	10,55
	Вторая обточка		-0,07 до -1,75		67,0	3,55	1,152	0,98	11,0
	Расточка		—		40,0	2,12	1,206	0,98	9,80
2	Замок	13	—	—	109,0	5,78	0,145	0,24	9,0
	Первая обточка		—		89,7	4,76	1,53	1,345	9,80
	Расточка		—		75,4	1,00	1,87	1,95	10,10
	Вторая обточка		—		50,7	2,69	1,84	3,50	10,50
3	Замок	11	-2,10 до -2,75	—	76,3	4,05	0,217	0,228	9,0
	Расточка		+0,15 до +0,62		63,2	3,35	0,076	0,052	7,45
	Первая обточка		—		54,7	2,90	1,69	1,39	10,50
	Вторая обточка		-1,35 до +1,10		—	—	—	—	—
4	Замок	19	-2,50 до -3,10	—	133,5	7,08	0,07	0,05	8,0
	Расточка		—		105,6	5,60	0,07	0,09	7,3
	Первая обточка		0 до +1,35		70,8	3,75	1,343	0,94	10,70
	Вторая обточка		+0,70 до -2,15		—	—	—	—	—
5	Замок	8	-2,60 до -2,75	—	123,54	6,45	0,17	0,18	8,7
	Расточка		+0,22 до +0,70		188,20	4,67	0,25	0,28	8,0
	Первая обточка		-0,32 до -1,10		61,00	3,23	1,405	1,38	10,0
	Вторая обточка		—		50,30	2,67	1,795	3,50	10,0
6	Замок	27	—	—	0,1 до 0,50	—	—	—	—
	Расточка		—		0,83 до 1,21	—	—	—	—
	Первая обточка		—		—	—	—	—	—
	Вторая обточка		—		0,27 до 0,51	31,03	1,70	0,294	0,21

С последующей обработкой, наибольшая стабильность формы кольца обнаруживается в маршрутах, в которых операция расточки производится до обточек по наружному диаметру.

Так, незначительное изменение значений $\frac{P_{180}}{P_0}$ и $\frac{P_{max}}{P_{min}}$ обнаруживается в маршрутах № 3, 4, 5, в которых на операции расточки по внутреннему диаметру изменялась величина снимаемого припуска.

После первой обточки (черновой) в этих маршрутах наблюдается резкое повышение давления у замка, увеличение отношений $\frac{P_{180}}{P_0}$ и $\frac{P_{max}}{P_{min}}$ соответственно от 1,343 до 1,69 и от 0,94 до 1,39.

Изменение качественных параметров кольца при различных маршрутах можно объяснить короблением кольца по периметру в процессе обработки. Особенно коробление сказывается на изменении давления в зоне замка, где место операции расточки в процессе обработки кольца по диаметрам и величина снимаемого припуска на этой операции имеют важное значение в сохранении стабильности формы кольца.

При маршруте № 6 и перераспределении припусков отсутствует коробление кольца, что дает возможность получить высокое качество колец по просвету при условии изменения кривизны монтажного шаблона в зоне замка. Кроме того, при этом маршруте обработки наиболее полно сохраняется стабильность формы, и особенно в зоне замка.

Низкие значения отношений $\frac{P_{180}}{P_0}$ и $\frac{P_{max}}{P_{min}}$ в этом маршруте можно довести до заданных значений увеличением ради-

уса кривизны монтажного шаблона в зоне замка. Одновременно повысится количество контактных точек.

Среднее радиальное давление P_0 в процессе обработки кольца по диаметрам независимо от маршрута снижается в 2—3 раза, что характеризует падение упругости кольца.

Выводы

1. В процессе операций механической обработки по диаметрам, а также в результате термической обработки происходит коробление кольца по периметру, что является основной причиной просветности обработанного кольца. Причиной коробления кольца является резкое нарушение равновесия внутренних напряжений (от литья) в результате снятия припусков на обработку по диаметрам.

2. Зависимость радиального просвета от отклонений формы кольца-отливки в свободном состоянии не подтвердилась, поэтому требование ужесточения отклонений формы кольца до 0,05 мм [3] не имеет оснований со стороны качества кольца по просвету.

3. Учитывая, что технологическая обобщенная эпюра распределения тангенциальных внутренних напряжений может быть по форме распространена на кольца индивидуальной отливки меньше и больше диаметра 125 мм, можно рекомендовать: припуск на обработку по наружному диаметру на черновую обточку, в 1,5—2 раза больший, чем припуск на расточку по внутреннему диаметру; при этом припуск на чистовую обточку по наружному диаметру должен быть по величине меньшим, чем величина припуска на расточку; снимаемый припуск на расточке не должен превышать 0,5 мм на сторону, для колец с наружным диаметром меньше 60—50 мм снимаемый припуск по внутреннему диаметру должен быть еще меньше.

В результате рекомендаций ОСТ 26055 по назначению припусков на обработку колец различных диаметров должен быть изменен.

4. Оптимальным маршрутом обработки кольца по диаметрам следует считать маршрут, в котором операция расточки предшествует черновой и чистовой обточкам. Введение термообработки в этот маршрут нецелесообразно, так как последняя способствует короблению кольца.

ЛИТЕРАТУРА

- Носов С. К. Статистический анализ качества поршневого кольца по радиальному просвету. Научные записки Одесского политехнического института, т. 26, 1960.
- Гречин В. П. Поршневые кольца авиационных моторов, Оборонгиз, 1939.
- Гинцбург Б. Я. Теория и расчет поршневых колец, Машгиз, 1945.

Геометрические параметры деформирующих роликов в раскатных головках

Канд. техн. наук Н. А. КАРАСЕВ, Н. М. ДЕНЩИК

Тимирязевская сельскохозяйственная академия

Из теории обработки металлов давлением известно, что при воздействии ролика на выступы шероховатости цилиндрической поверхности происходит в общем виде пластическое течение металла в окружном, радиальном и осевом направлениях. В процессе раскатывания в местах контакта роликов с выступами обрабатываемой поверхности воспроизводится силовое нагружение во всех трех направлениях (рис. 1 и 2). В начальный период деформации в осевом сечении

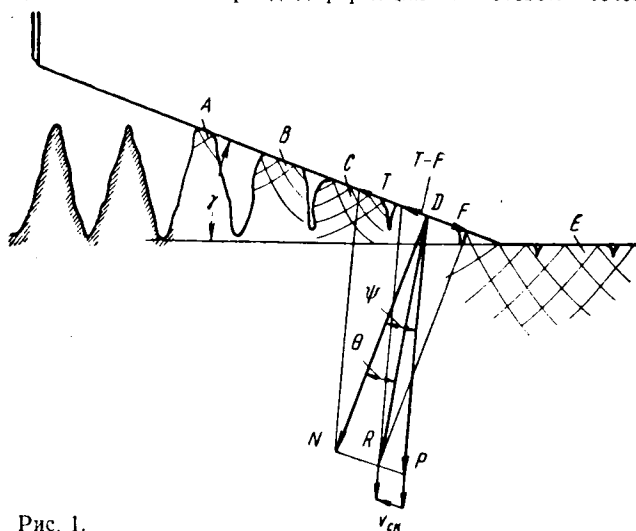


Рис. 1.

(рис. 1) давление от ролика передается на вершины выступов *A* по небольшой поверхности контакта, в результате чего образуется сетка линий скольжения. По мере увеличения удельных давлений (*B, C, D*) в поверхностях контакта развивается с нарастанием пластическое деформирование выступов,

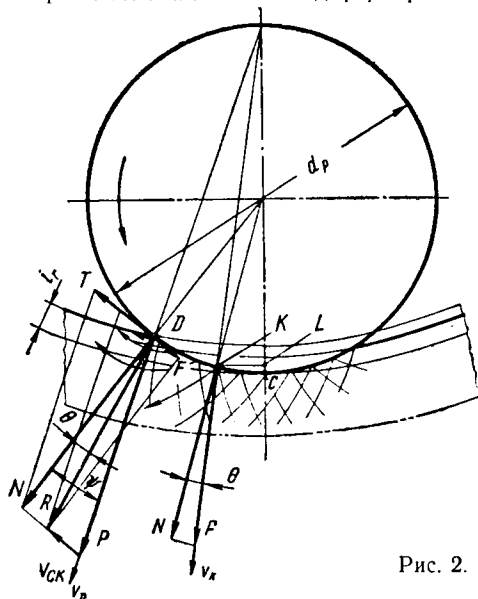


Рис. 2.

металл смещается по силовым линиям пластической деформации и течет в направлении наименьшего сопротивления к свободным поверхностям неровностей и к впадинам шероховатости, благодаря чему уменьшаются глубины и изменяются формы впадин. Зерна металла в выступах дробятся, изменяют форму, ориентировку и вытягиваются в направлении силовых линий деформации. Последовательное увеличение давления ролика на выступы неровностей от *A* до *E* (рис. 1) обусловли-

вает их осаживание, нарастание текстуры, заполнение и подьем впадин до полного соприкосновения зерен металла соседних выступов, формирование новой макро- и микрогеометрии обработанной поверхности. Практически процесс тонкого формообразования пластическим деформированием на этом и заканчивается.

Равномерное течение металла в деформируемых выступах к свободным поверхностям обеспечивается условием (рис. 1)

$$\gamma = \psi < \theta; \quad F = N \cdot \operatorname{tg} \theta \geq T = N \cdot \operatorname{tg} \psi, \quad (1)$$

где γ — угол ввода ролика в зону деформации;

θ — угол трения-скольжения пары металл — ролик;

ψ — угол между направлением нормальной силы N и вектором скорости рассматриваемой точки ролика.

Неравномерность течения металла в выступах с преимущественным перемещением в направлении подачи ролика характеризуется увеличением углов γ и ψ согласно неравенству

$$\gamma > \psi > \theta. \quad (2)$$

В этом случае появление силы $T - F = N(\operatorname{tg} \psi - \operatorname{tg} \theta)$ вызывает сдвиги вершин неровностей и скольжение частиц металла относительно поверхности ролика со скоростью $v_{ск}$ (рис. 1), что отрицательно влияет на показатели микро- и макрогеометрии поверхности детали.

Высота и угол профиля шероховатости эффективно влияют на величины сопротивления и характер пластического течения металла в выступах. Оптимальными значениями углов профиля выступов можно считать $90-120^\circ$. Отклонение угла профиля шероховатости в ту или другую сторону ухудшает показатели микрогеометрии поверхности и некоторые технологические параметры процесса раскатывания.

В окружном и радиальном направлениях (рис. 2) под воздействием ролика в точке *D* развивается нормальное давление N на обрабатываемую поверхность, которое отклоняется на величину угла трения — качения θ (сила R). Между вектором скорости точки *D* ролика v_D и направлением нормального давления образуется угол ψ :

$$F = N \cdot \operatorname{tg} \theta; \quad T = N \cdot \operatorname{tg} \psi.$$

На участке *DK*, где $\psi > \theta$ и $T > F$, частицы металла перемещаются по направлению главного движения ролика, так как образуется несоответствие окружных скоростей точки *D* ролика и точки *D* металла. Вектор $v_{ск}$ представляет собой линейную скорость скольжения точки *D* металла относительно точки *D* ролика. Проскальзывание отсутствует при $\psi < \theta$, т. е. при

$$\sin^2 \psi = \sin^2 \theta = \frac{CL}{d_p}; \quad CL = d_p \cdot \sin^2 \theta \leq i_r. \quad (3)$$

Следовательно, при воздействии ролика на участке *DK* ($i_r > CL$) будет происходить проскальзывание и течение частиц металла по направлению главного движения ролика, будут образовываться сдвиги в зернах, текстура. На участке *KC* ($i_r < CL$) линии течения постепенно меняют свое направление на радиальное, проскальзывание отсутствует. Приведенная формула позволяет расчетным путем определить зону окружного *DK* и радиального *KC* течения металла в зависимости от физико-механических свойств и состояния обрабатываемого материала, геометрических параметров и материала деформирующего ролика и режима раскатывания. Из анализа формулы (3) следует, что зона окружного течения металла появляется при $i_r > d \cdot \sin^2 \theta$; уменьшение диаметра ролика d_p и угла трения-качения способствует увеличению зоны окружного течения металла.

Фотографии микрошлифов раскатанных цилиндров из стали 45, подтверждающие выводы по формуле (3) о влиянии натяга i_r на величину участка окружного течения металла, приведены на рис. 3 ($i_r = 0,050$ и $i_r = 0,25$ мм).

Геометрические параметры основных разновидностей роликов, применяемых в отечественном и зарубежном машиностроении, приведены в таблице [1]—[9].

В настоящее время первые три формы роликов (цилиндрическая, коническая с радиусным деформирующим участком и

состоящая из трех усеченных конусов) применяются наиболее широко. Ролики IV, V и VI групп (цилиндрический с двумя конусами, эллипсоид вращения и эллипсоидный с двумя ко-

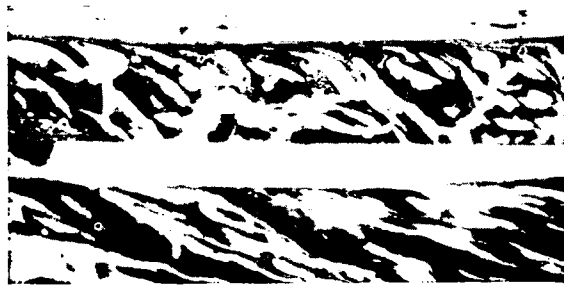


Рис. 3.

нусами), разработанные в последнее время, применяются в машиностроении мало.

Угол деформирования γ , образующийся между деформирующим участком ролика l_1 и обрабатываемой поверхностью детали и обуславливающий деформирование шероховатостей, плавный ввод ролика в зону деформации, образование макро- и микрогеометрии поверхности и др., в настоящее время различными авторами принимается от 4 до 13°. Все значения угла γ относятся к случаю однорядного расположения роликов в инструменте.

Нами выявлена экспериментальная зависимость при раскатывании незакаленных среднеуглеродистых сталей между значениями γ при одно- и двухрядном расположении роликов и показателями конечной шероховатости R_a , имеющая минимум для обоих случаев в диапазоне 5—6°. Отклонение значений угла деформирования γ в ту или другую сторону сопровождается ухудшением микрогеометрии и других показателей качества обработки.

Длина деформирующего участка ролика l_1 практически выбирается по конструктивным соображениям и колеблется от 4 до 25 мм. Минимально необходимая длина l_1 определяется углом γ и максимально возможным натягом раскатывания i_r с учетом обеспечения процесса обработки при колебаниях исходных показателей макрогеометрии поверхности:

$$l_1 \min = \frac{i_r}{\text{tg } \gamma} \quad (4)$$

Из приведенных в таблице форм роликов видно, что у одной группы роликов — I и II — совершенно отсутствует калибрующий участок l_2 , у другой — III, IV, VI — он имеет незначительную длину, а у третьей — V — почти вся длина ролика, за исключением опорной поверхности, является калибрующей. Наличие калибрующего участка l_2 обеспечивает окончательное формирование поверхности, позволяет повышать режим обработки и производительность процесса при оптимальных показателях макро- и микрогеометрии поверхности.

На основании обобщения заводской практики раскатывания длины калибрующего участка l_2 для различных диаметров роликов можно ограничить значениями $0,5 \div 1,0 d_p$. Уменьшение длины l_2 принципиально не изменяет возможности данного процесса, но сопровождается уменьшением подачи и снижением производительности процесса раскатывания. Ролики, имеющие $l_2 \gg d_p$, находятся в состоянии перегрузок и ухудшенных условий работы, что приводит к уменьшению срока их службы и некоторому занижению показателей микрогеометрии обработки.

Угол плавного вывода ролика из зоны деформации α , образующийся между сглаживающим участком ролика l_3 и обрабатываемой поверхностью, обуславливает окончательное формобразование, постепенный переход от калибрования к сглаживанию. На величину угла α влияют геометрические и физические параметры обрабатываемой детали и условия работы.

Авторами экспериментально установлена зависимость между величиной угла α и конечной шероховатостью R_a , оптимальное значение которого для однорядного (I) и двухрядного (II) расположения роликов соответствует 25—30° (рис. 4). Длина сглаживающего участка l_3 в существующих роликах применяется в диапазоне 1,5—3,0 d_p . Малые значения длины l_3 осложняют процесс раскатывания, ухудшают микрогеометрию обработки. Увеличение длины l_3 не влияет существен-

но на изменение показателей макро- и микрогеометрии и ограничивается геометрическими параметрами обрабатываемого изделия и степенью допустимой величины проскальзывания ролика по опорному конусу.

Общая длина ролика определяется как сумма длин деформирующего, калибрующего и сглаживающего участков, а углы различных участков ролика определяются в зависимости от выбранных значений углов γ , α и принятого угла опорного конуса β .

Диаметр деформирующего ролика предопределяет преимущественное направление пластического течения металла, глу-

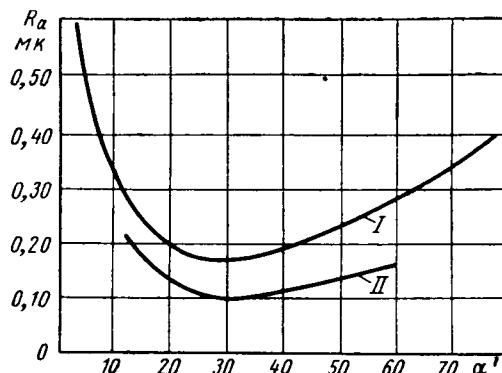


Рис. 4.

бину и степень деформации, текстуру, макро- и микрогеометрию обработанной поверхности, режим и силовые факторы раскатывания и др. На рис. 5 приведен график влияния диаметра ролика d_p на конечную шероховатость при постоянном припуске ($\frac{\Delta r}{R_z} = \text{const}$) для однорядного R_a —I и двухрядного

R_a —II расположения роликов; на припуск $\frac{\Delta r}{R_z}$ — I и $\frac{\Delta r}{R_z}$ — II при обеспечении определенной чистоты ($R_a = \text{const}$); на крутящий момент на ролике M_k и на повышении твердости K_H деформированного слоя. Малые значения диаметра ролика

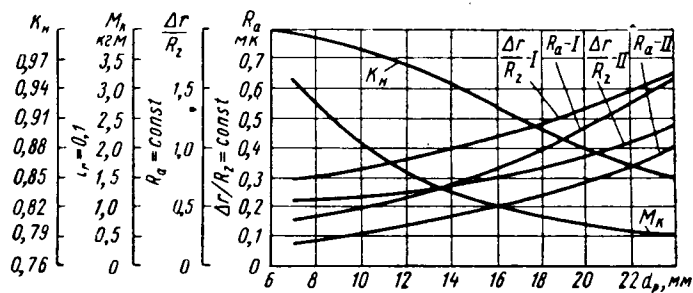


Рис. 5.

$d_p = 7 \div 8$ мм обуславливают получение высоких показателей обработки при относительно небольших припусках и натягах раскатывания, а также высокий эффект упрочнения, но ухудшают условия работы ролика и инструмента в целом из-за резко возрастающего крутящего момента на ролике, повышения относительных скоростей его вращения, которые и снижают сроки работы инструмента. Применение роликов малых диаметров затруднено по конструктивным соображениям. Большие диаметры d_p , снижая значения крутящих моментов, резко повышают величины осевых и радиальных усилий раскатывания, что ограничивает возможность получения высоких показателей макро- и микрогеометрии при обработке тонкостенных цилиндров.

Анализируя и сопоставляя зависимости отдельных факторов от диаметра деформирующего ролика d_p , можно для каждого конкретного случая определить оптимальную его величину при конструировании инструмента.

В таблице приведены формы отпечатка или пятна контакта ролика с обрабатываемой поверхностью. Почти все формы роликов имеют каплеобразное пятно контакта. Формы пятен контакта роликов групп I и II обычно получаются при использовании стандартных роликов из подшипников с незначи-

Группа	Форма ролика	Пятно контакта
I		
II		
III		
IV		
V		
VI		

ной дополнительной обработкой. Они широко применяются в ротационных инструментах, обеспечивают хорошие показатели качества поверхности, но обладают некоторыми недостатками, ограничивающими их применение:

1. Чистота раскатывания находится почти в прямой зависимости от осевой подачи ролика, поэтому увеличение подачи, а следовательно, и производительности процесса, невозможно без ухудшения качества обработки.

2. Сглаживающий участок ролика l_3 катится с проскальзыванием как по опорному конусу, так и по обработанной поверхности детали, что не способствует получению максимально высоких показателей качества поверхности. Эти недостатки частично устраняют ролики с сильно вытянутым каплеобразным пятном контакта (группы III и IV). Ролик, состоящий из трех усеченных конусов, образует в сборе с опорной поверхностью цилиндрический участок l_2 , осуществляющий калибрование обрабатываемого отверстия и позволяющий значительно повысить производительность процесса за счет увеличения подачи на ролик без ухудшения показателей макро- и микрогеометрии обработки. Однако недостатком этой формы также является наличие проскальзывания.

Цилиндрический ролик с двумя конусами (группа IV) не

обладает всеми указанными выше недостатками и обеспечивает высокое качество обработки при максимальной производительности и долговечности его работы по сравнению с тремя предыдущими формами. Однако цилиндрическая опорная поверхность, по которой он катится без проскальзывания, должна обеспечивать возможность изменения установочного размера. Одним из простейших, но пока не наилучшим конструктивным решением этого вопроса является применение разрезанной по спирали пружинящей втулки, посаженной на конус и способной при осевом перемещении изменять размер по наружному диаметру в определенных значениях.

Все перечисленные выше формы роликов пригодны для раскатывания с принудительной осевой подачей. При обработке с самоподачей инструмента, т. е. при повороте оси роликов относительно оси инструмента на угол φ , используются профили роликов, соответствующие эллипсоиду вращения или эллипсоиду с двумя конусами (группы V и VI). Ролик формы эллипсоида вращения (группа V) обеспечивает линейный контакт его рабочей поверхности с обрабатываемым цилиндром. В целях разделения рабочей и опорной поверхностей на ролик наносится кольцевая дорожка с конусностью, равной конусности опорного вала, и с незначительным занижением диаметра ролика (по Е. Г. Коновалову). Однако такому профилю присущи и некоторые недостатки:

1. Отсутствуют участки деформирования l_1 и плавного вывода ролика из зоны деформации l_3 , необходимые для обеспечения оптимальных условий процесса сглаживания шероховатости.

2. Наличие специально изготавливаемой опорной поверхности в виде кольцевой выточки не вызывается необходимостью и разрывает пятно контакта без плавных переходов. Износ этой поверхности не безразличен для формирования макро- и микрогеометрии.

Эллипсоидная форма ролика с двумя конусами (группа VI) может считаться для случая самоподачи наиболее рациональной и не имеющей недостатков, присущих другим формам. Наличие деформирующего l_1 , калибрующего l_2 и сглаживающего l_3 участков обуславливает необходимое направление течения металла в выступах, постепенный ввод ролика в зону деформации, оптимальные условия работы калибрующей части, завершение процесса калибрования и плавный вывод ролика из зоны деформации, что в целом обеспечивает получение максимально высокого качества обработки поверхности и производительности процесса.

На конечные показатели раскатывания существенно влияют не только форма и размер роликов, но и их количество и вид расположения в инструменте. За счет определенной величины натяга цилиндр в процессе обработки искажает свою форму и принимает вид многогранника по числу деформирующих роликов в инструменте. В связи с этим величина абсолютного натяга, необходимая для смятия заданного припуска для инструментов с различным числом роликов, будет различной. Прежде всего большое число роликов обуславливает минимальное искажение формы отверстия, улучшает условия обработки, способствует повышению производительности процесса и может определяться из условия наивысшей производительности

$$z = \frac{s_u \cdot k}{s_p},$$

где s_u — максимальная подача инструмента в мм/об;

k — коэффициент планетарного вращения роликов;

s_p — подача на один ролик в мм/об.

В инструментах с двухрядным расположением роликов, в отличие от инструментов с одnorядным их расположением, объем металла, вовлекаемого в деформацию, разделяется между первым и вторым рядами. Ролики первого ряда осуществляют черновое деформирование до $\nabla 7 - \nabla 8$, а ролики второго ряда — чистовое деформирование до $\nabla 9 - \nabla 11$ классов чистоты. Изменением расстояния между концентрическими рядами роликов можно значительно улучшить осевую устойчивость инструмента, а следовательно, и показатели качества обработанной поверхности.

Двухрядное расположение роликов в инструменте создает преимущества, благодаря которым в практике находят все большее распространение двухрядные раскатные роликовые головки.

Выводы

1. Наибольшее распространение получили цилиндрические, конические и комбинированные конические формы роликов.

2. Выявлены оптимальные значения некоторых параметров роликов при раскатывании тонкостенных цилиндров из средне-

ЛИТЕРАТУРА

1. «Übersee Post», № 35, стр. 50. Фирма К. Klopfer, 1957.
2. «Maschine», 12, № 5, стр. 464. Фирма Rodo, 1957.
3. «American Machinist», v. 101, № 22, p. 156—159, 1957.
4. «Mechanik», 31, № 7, стр. 347—351. — Польша, 1958.
5. «Machinery», стр. 93, № 2389 — Crysler, 1958.
6. Фараудо С. Г. R. M. 1958, № 177.
7. Портнов И. М. «Машиностроение и приборостроение», Киевский совнархоз, 1959, № 12—13.
8. Азаревич Г. М. «Тракторы и сельхозмашины», 1960, № 7.
9. Карасев Н. А. «Станки и инструмент», 1962, № 4.

Выбор листовой стали и ее рациональное применение в производстве кузовов

Г. Д. РОГОЗА

Запорожский автозавод «Коммунар»

углеродистых незакаленных сталей: 1) углы деформации $\gamma=5^\circ$ для однорядного, $\gamma=6^\circ$ для двухрядного расположения роликов; 2) угол вывода ролика из зоны деформации $\alpha=25^\circ$ для однорядного, $\alpha=30^\circ$ для двухрядного расположения роликов; 3) диаметры — $8 < d_p < 15$ мм при обработке отверстий от 40 до 150 мм; 4) длины различных участков ролика $l_1 \geq 0,5 d_p$; $l_2 = 0,5 \div 0,8 d_p$; $l_3 \geq 1,5 d_p$; 5) форма — цилиндр с деформирующим и сглаживающим конусами для работы с принудительной осевой подачей инструмента; эллипсоид вращения с деформирующим и сглаживающим конусами для случая самоподачи.

3. Производительность, технико-экономические и эксплуатационные характеристики процесса повышаются с ростом числа роликов в инструменте и особенно при двухрядном их расположении.

ПРИ КОНСТРУИРОВАНИИ кузова и выбора материала следует исходить из назначения и класса автомобиля и учитывать сложность вытяжки, а также назначение каждой кузовной детали.

При конструировании легковых автомобилей высшего класса, окрашиваемых в черный цвет, к листу, предназначенному для лицевых деталей кузова, должны предъявляться максимальные требования по характеристике вытяжных свойств и по качеству поверхности листа. Это необходимо для осуществления максимального натяжения детали при штамповке и достижения надлежащего декоративного вида автомобиля.

К автомобилям, окрашиваемым во все остальные цвета, следует предъявлять, в зависимости от сложности вытяжки каждой детали, соответствующие требования, но не обязательно максимальные.

О влиянии факторов штамповочного производства на результаты штамповки свидетельствуют данные многолетней практики Горьковского автозавода, Московского автозавода имени Лихачева, Московского завода малолитражных автомобилей, а также завода «Запорожсталь» — основного поставщика автомобильного листа.

В табл. 1 приведены данные брака по разрывам при штамповке кузовных деталей сложной формы за 1950—1960 гг. При анализе этих данных учитывается, что с 1957 г. до настоящего времени автозаводы большинство деталей сложной формы штампуют из листа зарубежного производства. Поэтому этот период не рассматривается.

Анализ цифр, приведенных в табл. 1, и сравнение конструктивных элементов аналогичных деталей свидетельствуют о том, что высокий брак отдельных деталей объясняется в значительной степени конструктивными недостатками и особенностями штамповочного производства. Все это подтверждается следующими примерами.

Бензобак автомобиля ЗИЛ-150, как видно из табл. 1, характеризуется относительно невысоким браком. Однако эта деталь, получающая в процессе штамповки максимальное удлинение $\sim 70\%$, штампуются с неполным «натягом», о чем свидетельствуют «волны» на бензобаках любого эксплуатируемого автомобиля ЗИЛ-150. Если штамповать эту деталь согласно чертежу, то, как показывает практика, брак достигнет 100%.

Бензобаки всех остальных отечественных автомобилей конструируются правильно (соответствуют свойствам материала), при штамповке брак по разрывам отсутствует.

Крыло автомобиля ЗИЛ-150 при штамповке получает максимальное удлинение $\sim 40\%$. По сравнению с крылом автомобиля ГАЗ-51 ($\delta_{\max} \approx 25\%$) конструкция его более сложная и по конфигурации и по способу крепления, между тем толщина листа этих крыльев принята одинаковой (1,2 мм), что не свидетельствует о необходимом анализе конструкции этих деталей. Конструкция крыла автомобиля ГАЗ-51 удовлетворительна, и поэтому брак при штамповке крыла незначительный. Резкое снижение брака при изготовлении крыла автомобиля ГАЗ-51 в 1952 г. объясняется изменением раскроя заготовки. В целях экономии металла наиболее трудная часть детали была смещена от середины листа ближе к его краю.

Различной степенью конструктивной и технологической обработки можно объяснить разные показатели брака по таким деталям, как передние панели автомобилей ГАЗ-51 и ЗИЛ-150, спинки кабины автомобилей ЗИЛ-150 и ГАЗ-51, и резкое снижение брака головки радиатора автомобиля ЗИЛ-150 после ее конструктивного изменения.

Приведенные примеры убедительно подтверждают значительное влияние факторов штамповочного производства на результаты штамповки.

Для правильного выбора марки и толщины листовой стали необходимо исходить из обоснованных конструктивных и технологических требований и располагать данными, характеризующими свойства материала и его способность претерпевать без разрушения требуемые деформации.

Учитывая имеющиеся в литературе [1] рекомендации и суждения по данному вопросу, все кузовные детали, по их назна-

Таблица 1

Наименование детали	Марка автомобиля	Брак в %										
		1950 г.	1951 г.	1952 г.	1953 г.	1954 г.	1955 г.	1956 г.	1957 г.	1958 г.	1959 г.	1960 г.
Бензобак	ЗИЛ-150	1,1	1,3	1,7	1,8	1,5	1,5	1,3	1,0	0,4	0,5	1,5
	ГАЗ-51, ГАЗ-12, М-20	Отсутствует										
Крыло	ЗИЛ-150	4,1	4,3	3,5	3,5	3,8	2,5	4,0	4,0	2,0	4,1	2,5
Крыло	ГАЗ-51	2,5	1,0	0,1	0,1	0,1	0,1	0,2	0,4	0,4	0,1	0,3
Центральная стойка	М-20	9,5	4,9	3,6	3,3	2,6	0,5	0,1	Нет	Нет	Нет	Нет
То же	ГАЗ-12	Отсутствует										
Крыша	М-20	4,0	2,9	6,0	5,3	12,6	4,5	4,2	3,0	3,6	3,3	.
	ГАЗ-12	Нет	Нет	2,4	3,0	6,3	6,8	2,7	Нет	1,7	1,3	.
	Москвич	5,6	6,3	2,2	5,1	6,0	3,8	1,9	2,1	3,5	3,4	1,2
Капот	М-20	11,6	6,1	2,9	10,7	8,9	6,3	3,8	2,3	1,8	0,2	0,3
	ГАЗ-12	Нет	42,0	33,0	20,4	19,3	17,0	20,5	2,7	4,8	Нет	Нет
	М-20	4,4	3,5	4,0	4,2	5,9	1,1	1,2	0,8	0,4	.	.
Заднее крыло	ГАЗ-12	Нет	17,2	13,4	6,2	7,7	12,2	5,5	Нет	Нет	.	.
Крыло	Москвич	1,3	1,8	1,3	0,4	0,6	0,4	Нет
Передняя верхняя панель	ЗИЛ-150	2,1	2,7	2,5	1,9	3,4	1,1	1,8	3,4	3,6	2,5	2,9
То же	ГАЗ-51	1,9	2,5	2,0	3,0	1,6	0,5	0,5	0,5	0,3	0,7	0,5
Спинка кабины	ЗИЛ-150	1,7	0,8	0,3	0,1	Нет	0,2	0,2	0,1	0,2	Нет	0,7
То же	ГАЗ-51	1,0	0,8	0,5	0,7	2,0	3,5	4,0	3,8	Нет	.	Нет
Головка радиатора	ЗИЛ-150	8,5	4,9	5,1	Нет	Нет	Нет	Нет	Нет	.	.	.
Крыша	М-21	Нет	Нет	Нет	2,8	3,3	2,8

чению, можно разделить на три группы: лицевые детали (крыша, капоты, крылья, двери наружные и т. п.); детали внутренней облицовки (пол, брызговики, двери внутренние и т. п.); детали каркаса кузова (стойки, поперечины, усилители).

К качеству поверхности лицевых деталей предъявляются высокие требования. Свойства металла листа для этих деталей должны соответствовать требуемой сложности деформации.

Для деталей внутренней облицовки и деталей каркаса кузова необходимо главным образом соответствие свойств металла листа требуемой сложности вытяжки. К некоторым дета-

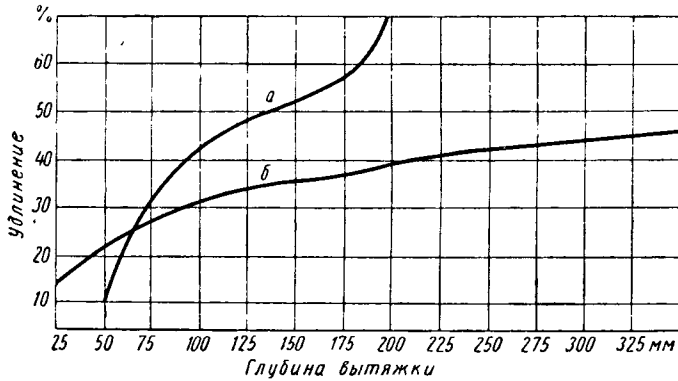


Рис. 1.

лям этой группы (панели приборов, ветровому стеклу и т. п.) в отношении качества поверхности предъявляются те же требования, что и к лицевым деталям.

По степени сложности кузовные детали следует разделить на четыре группы: неглубокие пологие детали, выполняемые гибкой или формовкой; неглубокие пологие, выполняемые формовкой или неглубокой вытяжкой; коробчатые детали, выполняемые вытяжкой различной степени; детали неправильной геометрической формы: асимметричные, симметричные, выполняемые вытяжкой различной степени.

Для определения сложности вытяжки кузовных деталей следует учитывать геометрическую форму детали, ее габариты, радиусы и прочее. Однако в качестве одного из главных параметров следует принять максимальное фактическое удлинение (δ_{\max}), получаемое каким-либо элементом детали в процессе ее деформирования. Для определения δ_{\max} применяется метод делительной сетки, предложенный Т. К. Заловой и Я. Б. Фридманом [2].

Исходя из указанного выше и учитывая максимальное фактическое удлинение различных кузовных деталей некоторых отечественных автомобилей, предлагается классификация кузовных деталей, приведенная в табл. 2.

С целью получения данных для определения значений δ_{\max} в зависимости от глубины вытяжки проведено несколько экспериментов и систематизированы имеющиеся сведения по кузовным деталям различных отечественных ав-

томобилей. Сущность экспериментов заключалась в нанесении делительной сетки на заготовку, в штамповке деталей коробчатой (а) и неправильной геометрической формы (б) и в определении δ_{\max} при различных расстояниях от фланцев до контура детали (рис. 1).

Для определения зависимости между показателями пластичности листового металла и показателями, характеризующими степень деформации при штамповке в процессе текущего контроля в лаборатории прессового цеха Запорожского автозавода «Коммунар», систематически на протяжении длительного времени проводилась статистическая обработка данных, получаемых при испытаниях на приборе ЦНИИТМАШа.

Изучалась зависимость между коэффициентом вытяжки и максимально допустимым удлинением (δ_{\max}) для различных толщин листа и марок сталей (08кп, 08Ю, 2кп). Определялось также фактическое утонение заготовки при различной степени вытяжки (рис. 2 и 3).

На рис. 4 представлена диаграмма истинных σ_T и критических σ_K напряжений для листовой стали различных марок сталей и цветных металлов, представляющих особый интерес при анализе рассматриваемого вопроса для выбора листовой стали.

Диаграммы и кривые (рис. 1—4) дают возможность обоснованно выбрать марку стали и толщину листа, учитывая свойства материала и пластическую деформацию, которой подвергается материал при штамповке.

На диаграмме рис. 4 имеются две области: первая, расположенная левее линии I—I, где располагаются характеристики всех исследованных нами спокойных марок сталей, не обладающих, как известно, высокими вытяжными свойствами,

¹ σ_K — соответствует σ_T при предельном значении K .

Таблица 2

Детали					Максимальное удлинение в %
Неглубокие пологие. Гибка-формовка	Неглубокие пологие. Формовка-вытяжка	Коробчатые. Вытяжка	Асимметричные. Вытяжка	Симметричные. Вытяжка	
Большинство усилителей		—	—	—	15
Передний пол Щит передней части Наружная дверь Передняя стенка отсека двигателя (автомобиль ЗАЗ-965)		Туннель пола автомобиля ЗАЗ-965	—	—	15—20
Задний капот автомобиля ЗАЗ-965 Дверь автомобиля ЗИЛ-150 Боковая стенка отсека двигателя автомобиля ЗАЗ-965	Спинка кабины автомобиля ЗИЛ-150 Крыло автомобиля ЗИЛ-150	—	—	Задний пол автомобиля ЗАЗ-965	21—27
Панель облицовки передней части автомобиля ЗАЗ-965	Спинка кабины автомобиля ГАЗ-51	Двери (внутренние) большинства автомобилей	Крыло автомобиля ГАЗ-51. Стойка боковины и боковина бензобака автомобиля ЗАЗ-965 Крыло автомобиля ЗИЛ-150. Крыло-брызговик переднего крыла и гнездо фары автомобиля ЗАЗ-965	Крыша автомобилей «Москвич» и ГАЗ-51. Панель приборов автомобиля ЗАЗ-965 Панель приборов автомобиля ГАЗ-51. Капот передний, брызговик бокового переднего крыла и крыша автомобиля ЗАЗ-965. Облицовка радиатора автомобиля «Москвич»	28—34 35—39
—	—	1. Бензобак автомобиля ЗИЛ-150. 2. Картер автомобилей ЗИЛ-150 и «Москвич». Поперечина пола автомобиля ЗАЗ-965. Брызговик боковины внутреннего автомобиля ЗАЗ-965	Головка облицовки радиатора автомобиля ЗИЛ-150	—	40 и более

и вторая, ограниченная линиями I—I и II—II, представляющая собой область высоких пластических деформаций, характеризуемых коэффициентами вытяжки от 2,16 до 2,36. Из диаграммы видно, что в эту область входят лишь марки сталей, обладающих наиболее высокими значениями коэффициента вытяжки:

1. Сталь 08Ю (и 08 кп), содержащая 0,05% С (в листе) и допускающая вытяжку при коэффициенте вытяжки $K=2,3$ и выше.

2. Сталь 2кп, содержащая 0,08% С и допускающая вытяжку при $K=2,20$.

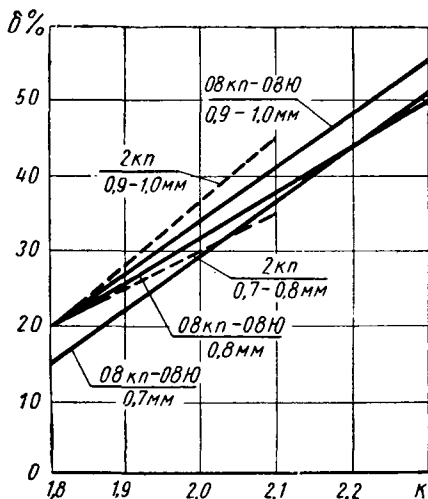


Рис. 2.

3. Сталь 2кп, содержащая 0,12% С и допускающая вытяжку при $K=2,18$.

Произведенные расчеты по определению δ_T в сравнении с σ_s показывают, что сталь 2кп, характеризуемая достаточно

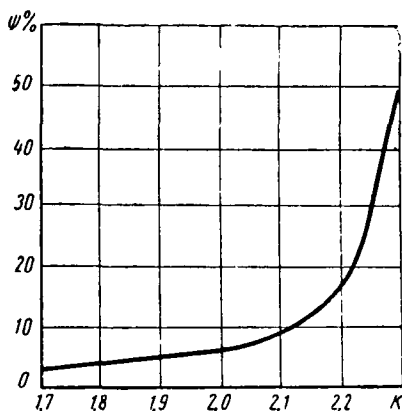


Рис. 3.

высокими пластическими свойствами по сравнению с 08кп — 08Ю и содержащая в листе больше на 0,03—0,05% С, обладает большим запасом прочности и поэтому даст лучшие результаты при штамповке (табл. 3).

Из диаграммы рис. 2 и 4 следует, что подавляющее большинство кузовных деталей элементы которых получают в процессе деформации удлинения, не превышающие 40%, могут

Таблица 3

Марка стали	Содержание углерода в листе в %	Предельный коэффициент вытяжки K	Критическое напряжение σ_K	Предел прочности σ_s	Запас прочности в %
08Ю (08 кп)	0,05	2,30	35,8	33—34	Нет
2 кп	0,08	2,20	30,0	36,0	16,5
2 кп	0,12	2,18	32,4	45,0	28
2Ю	0,14	2,14	30,7	34,0	9,5

штамповаться из стали 2кп с содержанием углерода в листе 0,08—0,12%.

Опытная штамповка значительного количества деталей, выполненная в производственных условиях, подтверждает правильность этой рекомендации.

Сталь 2кп, поставляемая по ГОСТу 501-58, не обеспечивает требований, предъявляемых к линиям сдвига. Однако этот недостаток можно устранить выпуском стали марки 10Ю (нестареющей), как это делают за рубежом.

Порядок выбора марки стали для принятой толщины листа рекомендуется следующий:

1. Пользуясь диаграммой рис. 1, при конструировании детали и обработке ее технологичности, по глубине вытяжки определяют возможное и ожидаемое максимальное удлинение δ_{max} . При этом, если δ_{max} окажется более 40%, необходимо иметь в виду, что для столь высокой степени деформации

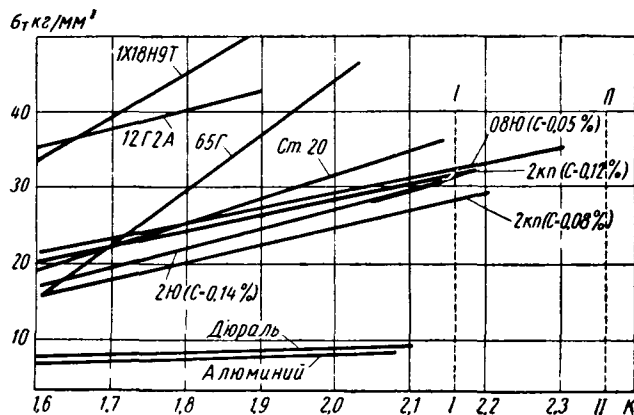


Рис. 4.

потребуется лист по специальным техническим условиям. Поэтому необходимо при выборе радиусов, плоскостей прижима и прочих конструктивно-технологических элементов учесть все указанное выше.

2. Зная величину δ_{max} и пользуясь диаграммой рис. 2 для принятой толщины листа, определяется величина K.

Таблица 4

Максимальное фактическое удлинение δ_{max} в %	Группа вытяжки	Пределы важнейших показателей			ГОСТ или ТУ
		Твердость РВ не более	Предел σ_s текучести	$\frac{K}{J}$ не менее	
Менее 15	Нормальная .Н*	60	27	—	914-56
15—20	Глубокая .Г*	55	24	2,08'2,6	
21—27	Весьма глубокая .ВГ*	52	22	2,12'2,90	
28—34	Сложная вытяжка .СВ*	48	21	2,16'3,10	9045-59
35—39	Особосложная вытяжка .ОСВ*	45	20	2,20'3,30	
40% и выше	Максимально особосложная вытяжка .МОСВ*	43	18	2,24'3,75	Специальное ТУ

3. По величине K, пользуясь данными табл. 4, определяется группа вытяжки, важнейшие показатели листа и требуемый ГОСТ или ТУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Серепьев В. В. Обработка металлов давлением. Изд. АН СССР, 1958.
 2. Залова Т. К. и Фридман Я. Б. «Журнал технической физики», т. XIX, вып. 3, 1949.

Механизация передачи заготовок от нагревательной печи на штамп

Г. И. КАЛАШНИКОВ

Ярославский моторный завод

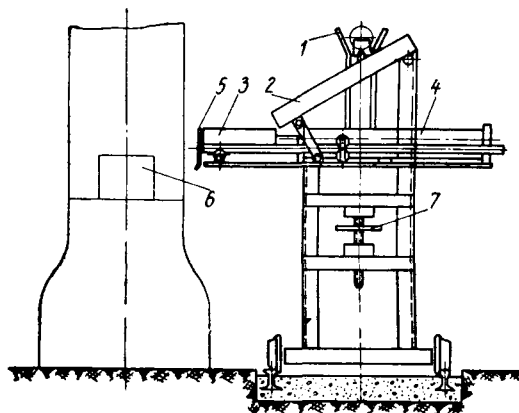
НА ЯРОСЛАВСКОМ моторном заводе спроектирована и внедрена установка для механизированной подачи заготовок от печи в ручей штампа, которая освободила рабочего от укладки тяжелых заготовок и облегчила труд кузнеца-штамповщика (см. рисунок).

Заготовка из печи укладывается на транспортер 1, откуда по лотку 2 она попадает на подвижной лоток 3, перемещаемый пневмоцилиндром 4.

Ограничитель 5 предохраняет выпадение заготовки из лотка и открывается над поверхностью штампа 6.

Для регулирования высоты стола предусмотрено подъемное устройство 7.

Управление установкой производится педалью. При наладке штампов установка может откатываться в сторону.



Установка для загрузки автомобильных рам

Л. А. УЛИСОВ

Ульяновский автозавод

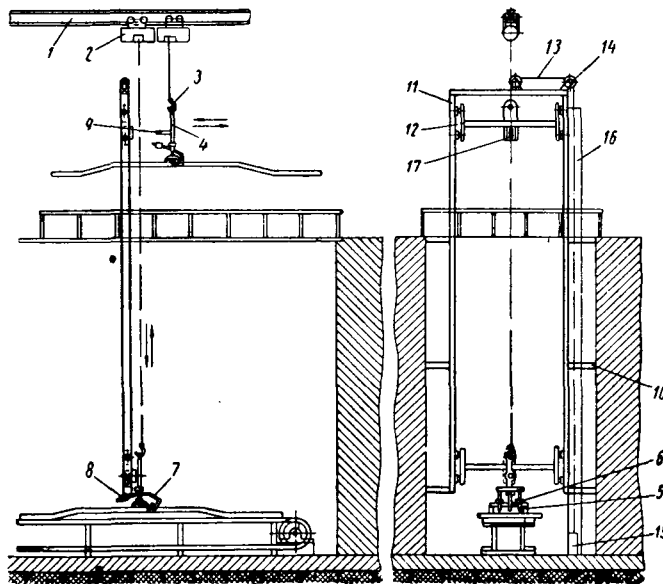
ДЛИТЕЛЬНОЕ время на Ульяновском автозаводе загрузка автомобильных рам на транспортер, находящийся в тоннеле для передачи на сборку, производилась вручную двумя рабочими.

Для механизации этой работы сотрудниками проектно-технического отдела автозавода была разработана, а работниками прессового цеха изготовлена и внедрена установка для загрузки автомобильных рам. В результате введения этой установки высвободился один рабочий. На направляющей балке 1 (см. рисунок) подвешен самоходный тельфер 2, крюк которого 3 имеет захват 4 с автоматическим отцепом, два направляющих стержня 5 с упором 6, крюк 7 и противовес 8. На подвеске захвата жестко посажен направляющий стержень 9.

На стенках тоннеля закреплены П-образные кронштейны 10, к которым прикрепляются направляющие 11 из швеллеров. В швеллерах подвешена тележка 12, удерживающаяся в определенном положении при помощи троса 13, блоков 14 и противовеса 15, движущегося в ограждении, изготовленного из трубы 16. Снизу тележки крепится на болтах ловитель 17.

Установка работает следующим образом.

Рабочий заводит захват стержнями 5 в отверстия на раме, держась за крюк 7, опускает его до упора и, включив тельфер, поднимает раму, которая по отношению к захвату фиксируется двумя стержнями 5 и подает ее к направляющей тележке. Ось тельфера, будучи расположена на одной оси с ловителем 17, дает возможность легко завести направляющий стержень 9 захвата 4 в отверстия ловителя 17. Как только захват войдет в зацепление с тележкой, он нажимает на конечный выключатель, который дает команду тельферу на спуск рамы. Захват с рамой, опускаясь вниз, тянет за собой при помощи стержня 9 тележку 12, которая, будучи отбалансирована противовесом 15, опускается вместе с захватом. В момент опускания рамы на транспортер захват, продолжая опускаться вниз до упора 6, освобождает крюк 7 из зацепления с рамой при помощи противовеса 8, и в это время тележка 12, нажимая на кончик, находящийся на направляющей 11,



включает подъем тельфера. Захват, поднимаясь вверх, тянет за собой и тележку. Дойдя до верхнего положения, тележка нажимает на конечный выключатель, подъем захвата прекращается, а тележка с овальным отверстием в ловителе, двггаясь несколько по инерции вверх, дает легкий вывод стержня 9 из ловителя 17 при включении горизонтального движения захвата.



МАРКИ СТАЛИ И РЕЖИМЫ ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ В США ДЛЯ ОТВЕТСТВЕННЫХ ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

КАЖДАЯ из основных автомобильных фирм США (Дженерал Моторс, Корпорейшн, Форд Мотор Кампени, Крайслер Корпорейшн, Интернейшнал Харвестер Кампени) при выборе стали и технологии термической обработки (табл. 1)

мости углеродистых сталей. Обществом SAE утверждены рекомендуемые нормы прокаливаемости и для углеродистых сталей 1041 и 1045. Для контроля прокаливаемости углеродистых сталей в США предпочитают использовать вместо ме-

г) углеродистые с добавкой молибдена так называемые стали АМОЛА типа 4027 (0,27% С; 0,25% Мо).

Высоколегированные стали типа 4820 (3,5% Ni; 0,25% Мо) и даже среднелегированные типа 3140 (1,25% Ni; 0,7%

Таблица 1

Наименование деталей и тип автомобиля	Условный индекс для обозначения фирмы	Марки стали	Режим термической обработки	Твердость после термической обработки
Блок шестерен коробки передач легковых автомобилей	А	4620	Цементация 900°, глубина слоя 1,0—1,25 мм, охлаждение до 850°, закалка, отпуск при 150°	—
	Б	8620	Цементация при 930°, глубина слоя 0,75—1,25 мм, закалка, отпуск при 180—200°	—
	В	4027	Цементация, глубина слоя 1,0—1,25 мм, закалка, низкий отпуск	—
	Г	8620	Цементация, закалка, низкий отпуск	—
	Д	4027	Цементация при 930°, глубина слоя 0,9—1,1 мм, закалка в масле, отпуск при 190—200°	Не менее HRC 58
Блок шестерен коробки передач грузовых автомобилей	А	8620	Цементация при 930°, глубина слоя 1,0—1,25 мм, закалка, отпуск при 180—200°	—
	Б	4027	Цементация, глубина слоя 1,00—1,25 мм, закалка, низкий отпуск	Не менее HRC 60
	В	8620	Цементация 930°, глубина слоя 0,9—1,1 мм, закалка, низкий отпуск	HRC 58—63
	Г	8622	Цементация, глубина слоя 0,9—1,1 мм, закалка, отпуск	HRC 58—63
Шестерни заднего моста легковых автомобилей — конические, ведущие и ведомые.	А	4520	Цементация при 900°, глубина слоя 1,0—1,25 мм, закалка, отпуск при 150°	—
	Б	8620	Цементация при 930°, глубина слоя 0,75—1,25 мм, закалка, отпуск при 180—190°	Не менее HRC 60
	В	Специальная марка химического состава С=0,22—0,29%, Cr=0,45—0,70%, Ni=0,7—1,0%, Mo=0,15—0,25%	Цементация при 910°, глубина слоя 0,75—1,25 мм, закалка, отпуск при 180°	
	Г	4027	Цементация, глубина слоя 1,0—1,25 мм, закалка, низкий отпуск	
	Д	4520	Цементация, глубина слоя 1,0—1,25 мм, закалка, низкий отпуск	—
	Е	4118	Цементация при 885°, глубина слоя 1,0—1,25 мм, охлаждение до 815°, закалка в масле, отпуск при 180°	—
Шестерни заднего моста грузовых автомобилей — конические ведущие и ведомые.	А	8620	Цементация при 930°, глубина слоя 1,0—1,25 мм, закалка, низкий отпуск при 180—190°	—
	Б	4420	Цементация при 930°, глубина слоя 1,0—1,25 мм, закалка, низкий отпуск	Не менее HRC 60
	В	8620, 94B17 4817, 94B20 4620	Цементация при 930°, глубина слоя 1,75—2,25 мм, закалка, низкий отпуск	HRC 61—65
	Г	8622, 8625 (ведомая шестерня) 8622 (ведущая шестерня) 4820 (ведущая шестерня)	Цементация при 930°, глубина слоя 0,8—1,25 мм для стали 8622 и 1,2—1,6 мм для стали 8625, охлаждение до 885, ступенчатая закалка, низкий отпуск	HRC 57—63

использует различные конкретные методы [1]. Вместе с этим наблюдается общая тенденция—обеспечение требуемых прочностных показателей в ответственных деталях автомобилей при минимальной стоимости их и при максимальном использовании высококачественных малолегированных и углеродистых сталей.

При выборе сталей для ответственных деталей в США придается исключительное значение прокаливаемости этих сталей, поэтому в стандарты США введены нормы прокаливаемости для всех основных легированных и малолегированных сталей. Стандарт на прокаливаемость распространяется на 55 марок сталей.

В настоящее время уделяется большое внимание также контролю прокаливаем-

тода торцовой закалки так называемый метод RAC. При этом образцы подвергаются объемной закалке, и прокаливаемость их характеризуется величиной площади под кривой распределения твердости по сечению в единицах HRCXдюйм.

Для ответственных деталей автомобилей в настоящее время в США наиболее широко используются следующие группы сталей:

- простые углеродистые, в том числе в ряде случаев и автоматные стали;
- хромистые с пониженным содержанием хрома (0,3—0,5%) и с нормальным содержанием хрома (0,7—0,9%);
- малолегированные хромоникельмолибденовые стали типа 8620 (0,5% Cr; 0,6% Ni; 0,2% Mo);

Cr) в автомобильной промышленности США в настоящее время почти не используются.

Особый интерес представляют углеродистые стали с добавкой молибдена (АМОЛА) типа 4027 и др. Эти стали длительное время, свыше 15 лет, успешно применяются фирмой Крайслер для наиболее напряженных деталей, особенно для шестерен. Отмечается при этом, что такие стали обладают высокой прокаливаемостью цементованного слоя, в результате чего в структуре обеспечивается максимальное количество остаточного аустенита, и без особых затруднений можно получить твердость не менее HRC 60. Стали указанного типа находят применение и в ФРГ для легковых автомобилей [2].

Для коленчатых валов грузовых автомобилей в подавляющем большинстве случаев используется углеродистая сталь с повышенным содержанием марганца (0,43—0,52% С; 0,7—1,00% Мп). Изделия предварительно подвергаются закалке с высоким отпуском до твердости *HV* 229—269, на некоторых заводах твердость после термообработки находится в пределах *HV* 248—293 или *HV* 197—285. Три фирмы применяют последующую закалку шеек т.в.ч., остальные две фирмы ограничиваются только предварительной термообработкой. На одном заводе, в отличие от других, используется для изготовления валов легированная хромомолибденовая сталь типа 42ХМ по нашим стандартным обозначениям.

Для валов легковых автомобилей закалка шеек т.в.ч. в США не применяется. В тех случаях, когда детали изготавливаются штамповкой, для них используются среднеуглеродистые стали с повышенным содержанием марганца (0,43—0,50% С; 0,7—1,0% Мп). Валы закаляются и подвергаются высокому отпуску до твердости *HV* 228—269, один из заводов ограничивается только нормализацией поковок до твердости *HV* 207—255. На заводе Форда валы изготавливаются отливкой из высокопрочного чугуна, твердость после термообработки *HV* 197—285. Другая фирма (Дженерал Моторс) для изготовления литых валов использует перлитный ковкий чугун; изделия проходят нормализацию и высокий отпуск до твердости *HV* 217—269.

Шатуны грузовых автомобилей изготавливаются штамповкой из марганцовистых сталей (0,36—0,44% С; 1,35—1,65% Мп) или среднеуглеродистой стали с 0,35—0,42% С и подвергаются улучшению до твердости *HV* 229—269. Одной из фирм для шатунов применяется сталь типа 37ХМ по принятым в нашей стране стандартным обозначениям. Шатуны легковых автомобилей изготавливаются штамповкой из марганцовистой стали (0,36—0,44% С; 1,35—1,65% Мп) и в подавляющем большинстве случаев подвергаются закалке с высоким отпуском до твердости *HV* 229—269. Одна фирма для шатунов применяет углеродистую сталь (0,43—0,50% С; 0,6—0,9% Мп) с последующим улучшением также до твердости *HV* 229—269.

Следует отметить, что, начиная с осени 1962 г., фирмой Дженерал Моторс для двигателя автомобиля Бьюик шатуны изготавливаются отливкой из перлитного ковкого чугуна типа армастил, в котором структура металлической основы представляет собой сфероидизированный перлит [3]. Внедрению этого мероприятия предшествовала четырехлетняя исследовательская работа, причем особое внимание уделялось динамической прочности изделий.

Поршневые пальцы грузовых автомобилей изготавливаются в большинстве случаев из прутков углеродистой стали (0,13—0,18% С; 0,6—0,9% Мп) с последующей цементацией на глубину 0,6—0,8 или 0,75—1,1 мм, закалкой и низким отпуском; твердость после термообработки *RC* 60—65. Только на одном заводе для поршневых пальцев грузовых и легковых автомобилей используется сталь, легированная молибденом (0,12—0,17% С; 0,3—0,5% Мо), или малолегированная хромоникелемолибденовая сталь (0,18—0,25% С; 0,4—0,6% Cr; 0,5—0,7% Ni; 0,15—0,25% Мо). Изделия также подвергаются цементации, закалке и низкому отпуску. Поршневые пальцы легковых автомобилей также во многих случаях изготавливаются из малоуглеродистой стали (0,13—0,18% С, 0,6—0,9% Мп) с цементацией на глубину 0,6—0,8 или 0,75—1,0 мм с последующей закалкой и низким отпуском. Интересно отметить, что тремя фирмами для поршневых пальцев легковых автомобилей используется марганцовистая автоматная сталь с повышенным содержанием серы (0,14—0,20% С; 1,3—1,6% Мп; 0,08—0,13% S). При этом изделия подвергаются

или *HV* 444—477. В некоторых случаях используется также марганцовомолибденовая сталь (0,60—0,67% С; 0,75—1,00% Мп; 0,2—0,3% Мо). Для повышения усталостной прочности листы наклепываются дробью.

Пружины независимой подвески легковых автомобилей изготавливаются обычно из кремнемарганцовистой стали (0,55—0,65% С; 0,7—1,00% Мп; 1,8—2,2% Si) и подвергаются закалке и среднему отпуску до твердости *HV* 444—514. В тех случаях, когда в подвеске используются торсионные валы, последние изготавливаются из хромомарганцовистой стали такого же химического состава, что и сталь для рессорных листов грузовых автомобилей. Валы закаляются и подвергаются отпуску до твердости *HV* 477—532.

Шестерни коробки передач и заднего моста являются наиболее ответственными и нагруженными деталями автомобиля, в связи с чем более детальные сведения о них приведены в табл. 1. Из этой таблицы видно, что почти во всех случаях шестерни изготавливаются из малолегированных сталей типа 8620 и 4027. Химический состав сталей, применяемых

Таблица 2

Марка стали	Содержание элементов					Примечание
	С	Мп	Ni	Cr	Mo	
4027	0,25—0,30	0,7—0,9	—	—	0,2—0,3	У всех сталей содержание кремния в пределах 0,2—0,35% серы — не более 0,04%, фосфора — не более 0,04%.
4118	0,18—0,23	0,7—0,9	—	0,4—0,6	0,08—0,15	
4422	0,20—0,25	0,7—0,9	—	—	0,35—0,45	
4520	0,18—0,23	0,45—0,65	—	—	0,45—0,60	
4620	0,17—0,22	0,45—0,65	1,65—2,0	—	0,2—0,3	
4817	0,15—0,20	0,4—0,6	3,25—3,75	—	0,2—0,3	
4820	0,18—0,23	0,5—0,7	3,25—3,75	—	0,2—0,3	
8620	0,18—0,23	0,7—0,9	0,4—0,7	0,4—0,6	0,15—0,25	
8620	0,18—0,23	0,7—0,9	0,4—0,7	0,4—0,6	0,15—0,25	
8620	0,23—0,28	0,7—0,9	0,4—0,7	0,4—0,6	0,15—0,25	
94B17	0,15—0,20	0,75—1,0	0,3—0,6	0,3—0,5	0,08—0,15	Не менее 0,0005% В
94B20	0,18—0,23	0,75—1,0	0,3—0,6	0,3—0,5	0,08—0,15	

ся нитроцементации при 840—910° на глубину 0,75—1,0 мм, а затем закалке и низкому отпуску.

Пружины клапана изготавливаются из предварительно закаленной и отпущенной проволоки или из патентованной и холоднотянутой проволоки из высококачественной углеродистой стали (0,6—0,75% С) с пределом прочности 150—175 кг/мм². Для повышения усталостной прочности пружины наклепываются дробью.

Рессорные листы грузовых автомобилей изготавливаются в основном из хромомарганцовистой стали (0,55—0,65% С; 0,75—1,00% Мп; 0,70—0,90% Cr) и подвергаются закалке с последующим средним отпуском до твердости *HV* 401—444

для шестерен, приведен в табл. 2. Для повышения усталостной прочности, износостойкости и контактной выносливости шестерни легковых и грузовых автомобилей в США подвергаются газовой цементации на глубину от 0,75 до 1,4 мм в зависимости от назначения детали, охлаждению до 850—880°, закалке и низкому отпуску.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Metal Progress», Oktober, 1961.
2. «Metal Progress», Januar, 1961.
3. «The Iron Age», 29/III, 1962.

И. С. КОЗЛОВСКИЙ

СМИНАР ПО УМЕНЬШЕНИЮ ШУМА АВТОМОБИЛЕЙ

В ПОСЛЕДНИЕ годы все большее внимание уделяется борьбе с шумом автомобилей. На ряде предприятий автомобильной промышленности ведутся работы в этом направлении.

25 октября 1962 г. в НАМИ состоялся второй ежегодный семинар по проблеме «Уменьшение шума автомобилей и автомобильных двигателей». На семинаре присутствовали представители автозаводов и других заинтересованных организаций, всего около 50 чел.

Уличный шум в больших городах, вызываемый работой автомобильного транспорта, снижает работоспособность людей и в отдельных случаях лишает их нормальных условий для сна и отдыха.

В ближайшее время, по-видимому, будут решены вопросы нормирования шума для автомобильного транспорта. До введения норм на шум автомобилей должна быть принята единая методика измерения наружного шума автомобилей. Международная организация по стандартизации (ИСО) разработала методику измерения наружного шума автомобилей, которая уже принята в ряде стран (например, в Англии). Об этом говорил в своем выступлении В. Е. Кошкин (НАМИ). Разработанная ИСО методика включает два вида испытаний. В первом случае автомобиль стоит на месте и уровень шума определяется на расстоянии 7,0 м от автомобиля в четырех или более точках при числе оборотов коленчатого вала двигателя, составляющем $\frac{3}{4}$ от максимального. Во втором случае уровень шума определяется в период разгона автомобиля с определенной скоростью при полном открытии дроссельной заслонки. В коробке передач включается вторая передача (при трех- или четырехскоростной коробке) и третья передача, когда число скоростей пять и более. Скорость движения автомобиля при этом должна соответствовать числу оборотов вала двигателя, составляющему $\frac{3}{4}$ от максимального (но не более 50 км/ч). Микрофон шумомера устанавливается на расстоянии 7,5 м на высоте 1,2 м. В обоих случаях в шумомере используется шкала А.

В. Е. Кошкин отметил, что в 1961 г. приняты нормы шума в кабинах грузовых автомобилей. Эти нормы не должны превышать действующих в СССР санитарных норм шума для производственных помещений.

Вопросам снижения шума и колебаний автомобильных двигателей были посвящены доклады В. Н. Луканина (Московский автодорожный институт) и В. Е. Тольского (НАМИ). В. Н. Луканин

говорил о путях снижения шума при сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия. Мгновенные уровни шума от процесса сгорания достигают значительных величин (112—125 дб). При работе дизеля на бензине мгновенные уровни шума при сгорании возрастают на 4—5 дб. В качестве причин шума при сгорании отмечены: удары поршня о стенки цилиндров; воздействие импульса давления на стенки цилиндра и воздействие ударных волн, сопровождающих сгорание в цилиндре двигателя. Перекладка поршня при сгорании проявляется лишь при малых числах оборотов вала двигателя. На ударные волны, образующиеся при сгорании, влияют два фактора: количество тепла, воспламеняющегося со звуковыми скоростями, и состояние среды, в которой происходит воспламенение смеси. Решающее значение на шум оказывает, по мнению докладчика, скорость выделения тепла при сгорании смеси. Для снижения шума двигателей следует повышать собственные частоты колебаний отдельных деталей двигателя и применять материалы, обладающие большим затуханием. Таким образом, уменьшение шума, вызванного процессом сгорания, может быть достигнуто в результате решения комплекса вопросов, связанных с материалом, конструкцией и организацией рабочего процесса двигателя.

Корпусной шум (вибрации со звуковой частотой, передаваемые от двигателя на автомобиль) может быть существенным, особенно для двигателей с неравномерным чередованием вспышек. Для уменьшения корпусного шума следует правильно проектировать подвеску автомобильного двигателя. В. Е. Тольский остановился на основных требованиях, которые следует предъявлять к подвеске автомобильного двигателя при ее проектировании. Подвеска двигателя должна обеспечивать надежную работу двигателя при действии опрокидывающего момента, неуравновешенных инерционных сил и моментов, дисбаланса вращающихся масс, неодинаковом протекании рабочего процесса по цилиндрам двигателя. Опоры подвески могут обеспечить меньшую связанность колебаний двигателя, если соответствующим образом подобрать их жесткость и расположение. Чтобы уменьшить динамические нагрузки и шум, передаваемые через подвеску двигателя, колебания и жесткость опор подвески должны быть по возможности меньшими. Подвеска двигателя должна ограничивать смещения силового агрегата, которые вызываются резонансом, действием реактивного мо-

мента, инерционных сил и толчков, возникающих при движении автомобиля. Характеристику амортизатора подвески двигателя нужно выбирать из условий основных требований, о которых говорил докладчик. О работах, проведенных по уменьшению шума в кабинах тракторов, сообщил Л. П. Барастов (НАТИ). В кабинах серийных тракторов общий уровень шума превышает на 10—15 дб нормы шума. Шум в кабине трактора больше, чем шум, вызываемый двигателем. Это говорит о том, что в кабине имеются вторичные источники шума — вибрирующие панели кабины. В результате увеличения жесткости и шумоизоляции панелей кабины трактора удается понизить общий уровень шума в кабине на 5—7 дб и значительно понизить уровень неприятных на слух высокочастотных составляющих шума. Было определено влияние шума выпуска двигателя, трансмиссии и гусениц на шум в кабине трактора.

Конструкторско-экспериментальные работы по уменьшению шума в кабине опытных тракторов позволили снизить шум до уровня, не превышающего нормы шума.

Об уменьшении шума автобусов ПАЗ-652 за счет шумоизоляции панелей кузова автобуса рассказал О. Н. Прядило (Павловский автобусный завод). Однако при этом не был произведен качественный анализ шума, что является недостатком проведенной работы.

О конструкции опытного образца виброметра для измерения колебаний автомобиля сообщил С. Б. Скворцов (НАМИ). Датчик виброметра работает в режиме акселерометра, в качестве чувствительного элемента используется титанат бария. Имеется возможность визуально наблюдать и записывать колебания. Питание прибора осуществляется как от сети, так и от аккумуляторных батарей. Виброметр позволяет измерять колебания с частотой 5—3000 гц и амплитудой до 10 мм. В модернизированном варианте прибора предполагается сделать стрелочный прибор, позволяющий регистрировать средний уровень амплитуд смещений и ускорений.

В процессе обсуждения докладов и сообщений было отмечено, что при исследовании шума следует обращать внимание не только на изменение общего уровня, но и на степень изменения отдельных составляющих спектра в общем шумовом автомобиле.

А. Г. ЗУБАКИН, В. Е. ТОЛЬСКИЙ

НАМИ

ЗА ТЕХНИЧЕСКИЙ ПРОГРЕСС НА КАЖДОМ РАБОЧЕМ МЕСТЕ

НА МИНСКОМ автозаводе инициатором борьбы за технический прогресс на каждом рабочем месте явился Владимир Приходченко.

Три года назад Владимир Приходченко, стремясь ликвидировать узкие места на участке подкатных тележек автоприцепного цеха, добился создания сквозной бригады сборщиков и электросварщиков, организации поточной сборки подкатных тележек на изготовленных собственными силами стэндах с пневматическими зажимами.

Затем бригада Приходченко осуществила ряд предложений по ликвидации ручного труда рабочих: была установлена кран-балка для перемещения крупногабаритных деталей, внедрена холодная клепка деталей на гидравлическом прессе, внедрены шаблоны и упразднена ручная разметка. Сборка автоприцепов была переведена на конвейер, что привело к резкому повышению производительности труда. Каждый член бригады вносил рационализаторские предложения, сообщая добивались их осуществления.

Владимир Приходченко и члены его бригады не ограничиваются решением одной частной, пусть даже очень важной задачи, а ведут борьбу за повышение общей организационной и технологической культуры рабочих мест. Они повседневно подвергают «ревизии» каждую операцию, уточняют и совершенствуют процесс труда, технологию, инструмент, оснастку. Три года назад эта бригада, состоявшая из 16 чел., едва собирала 50 тележек в месяц. Сейчас в ее составе 6 чел., собирают они ежемесячно 250 тележек.

Почин Приходченко воодушевил автозаводцев на коллективную борьбу за непрерывный технический прогресс. При этом сразу же повысилась производительность труда на смежных участках: их обязывали к этому темпы, взятые новаторами. В целом коллектив цеха за три года увеличил сборку автоприцепов более чем в 2 раза.

Интересно, что, включаясь в соревнование за звание бригад и ударников коммунистического труда, новые брига-

ды, участки и цехи брали обязательства быть последователями т. Приходченко. Число таких бригад увеличивалось с каждым днем. В дни подготовки к XXII съезду партии это стало массовым явлением.

Этому движению была оказана самая серьезная поддержка со стороны руководства завода, партийных и профсоюзных органов. Его распространению соответствовала хорошо поставленная пропаганда передового опыта, гласность соревнования и наглядный показ его результатов.

Соответственно росло и число подаваемых предложений, направленных на техническое усовершенствование рабочих мест. Так, если на 1 января 1961 г. поступило 1993 предложения, из них внедрено 432, то на 1 января 1962 г. поступило 3787 предложений, из них внедрено 2458. Экономия от внедрения всех предложений, по данным на 1 июля 1962 г., составляет 835 700 руб.

Последователи Приходченко нашлись и на многих других предприятиях.

Смысл этого почина и основа его успехов заключается в том, чтобы не останавливаться на достигнутом, а систематически, повседневно изыскивать пути и средства для технического усовершенствования рабочих мест и организации труда на участках.

Так, бригада электросварщиков пресового цеха, которой руководит Леонид Гоцкий, за один 1961 г. добилась снижения трудоемкости изготовления платформы автомобиля повышенной проходимости на 15,6%. Сначала на рабочих местах сварщиков по их предложению был установлен тельфер для транспортирования боковых бортов, сварку стали вести в среде углекислого газа. Это позволило снизить трудоемкость на 1,63 нормочаса.

Затем по предложению Гоцкого облицовки бокового борта стали приваривать не сплошным швом, а прерывистым. Это позволило, не снижая качества, уменьшить трудоемкость еще на 0,4 нормочаса.

По совету старшего мастера Порубай на приварке усиливающих пластин к

задней поперечине платформы дуговая сварка была заменена точечной и трудоемкость понижалась еще на 0,08 нормочаса. Затем сообща решили собирать пол платформы не из четырех листов металла, а из двух листов другого размера. Длина шва сократилась на 5 м, а трудоемкость процесса уменьшилась на 1,14 нормочаса.

В результате внедренных за год предложений только по заработной плате экономия составила 2,5 тыс. руб., а в целом — более 4 тыс. руб.

На своем производственном совещании бригада пришла к выводу, что путем усовершенствования технологических процессов и уплотнения рабочего дня сварщиков можно добиться значительного снижения трудоемкости и в последующем году. Поэтому от имени бригады Леонид Гоцкий накануне Нового года обратился к администрации цеха с просьбой о повышении всей бригаде норм выработки на 7%.

Совместно с работниками техчасти члены бригады продолжали поиски новых резервов. Вскоре еще на 4,7 м сократилась протяженность сварного шва за счет использования прерывистого шва при сварке пола платформы.

Тогда бригада Гоцкого вторично обратилась к руководству завода с просьбой о повышении ей норм выработки — на этот раз на 5%. И эта просьба была удовлетворена. Работая по новым, повышенным нормам, бригада, однако, не снижает качества выпускаемых изделий.

Работая без контролеров, бригада продолжает выпускать продукцию только отличного и хорошего качества. Успешному решению стоящих перед бригадой задач способствует овладение смежными профессиями, взаимозаменяемость на любой операции, рациональное использование имеющегося оборудования, систематическое повышение деловой квалификации и технических знаний всеми членами бригады.

Е. А. БЛОШТЕЙН, С. Я. ПОЛЕВОЙ

НОВЫЕ СТЕРЖНЕВЫЕ КРЕПИТЕЛИ

ПРИ ИЗГОТОВЛЕНИИ стержней с обычными крепителями неизбежны операции с применением каркасов, драйверов, сушильных плит, укладки на них, загрузка в сушильные агрегаты и выгрузка из них, зачистка, шлифование и проверка качества и точности стержней и т. п. Все эти в большинстве ручные операции значительно повышают трудоемкость изготовления стержней, а дополнительная оснастка и технологические приемы повышают стоимость литья.

В 1962 г. НИИТАвтопром разработаны быстросохнущие крепители ПР и ПРС на основе углеводородов с катализатором. Эти крепители позволяют получать

точные стержни за короткое время (2—5 мин), обеспечивая последним необходимую общую и поверхностную прочность. С применением т.в.ч. время затвердения будет значительно сокращено.

Стержни, изготовленные с крепителями ПР и ПРС, могут затвердевать в горячих ящиках, что позволит избавиться от перечисленных вспомогательных сложных операций и оснастки.

Крепитель ПР можно применять для обычного изготовления стержней I-го класса сложности; крепитель ПРС — для стержней всех классов сложности при ручной, станочной пескоструйной и пескоструйной формовке, а в сочетании с крепителем ПР и другими крепителя-

ми — для изготовления стержней на пескоструйных машинах, при этом сокращается цикл сушки стержней в 2—3 раза.

Первичные испытания крепителей на Горьковском автозаводе подтвердили эти данные.

Крепители ПР и ПРС найдут широкое применение для производства как точных и дешевых стержней, так и точных отливок при крупносерийном и массовом производстве, позволят автоматизировать процесс изготовления стержней.

**Е. А. БОРСКАЯ, З. А. КОБЗЕВА,
М. С. КИСЕЛЕВА**

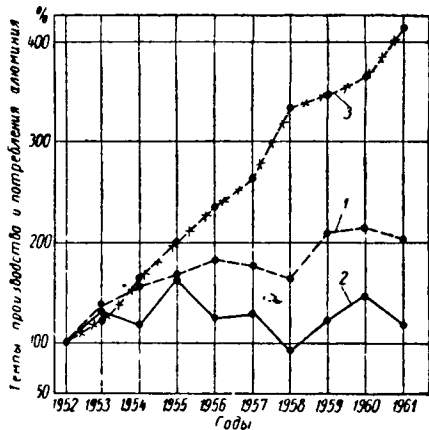
НИИТАвтопром

РАСШИРЕНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ЛЕГКИХ МЕТАЛЛОВ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ КАПИТАЛИСТИЧЕСКИХ СТРАН

ПРОИЗВОДСТВО первичного алюминия в капиталистических странах за последние десять лет (1952—1961 гг.) увеличилось с 1767 тыс. т до 3530 тыс. т. Растет также производство первичного магния. Рост производства легких металлов (в особенности алюминия) обусловлен значительным расширением их применения.

Применение алюминия в автомобильной промышленности непрерывно увеличивается. По оценке экономической комиссии ООН для Европы, в 1952 г. автомобильная промышленность потребила 13% общего производства алюминия. В настоящее время в индустриально развитых странах на производство автомобилей расходуется 30—40% общего потребления алюминия. В 1958 г. в автомобильной промышленности было потреблено алюминия (первичного и вторичного) из общего потребления страны: в Италии 32,8%; Великобритания 22,8%; Франция 22%; ФРГ 21%. В 1960 г. эти цифры почти остались без изменения и составили в Италии 33%, в Великобритании 20%; во Франции 24,1% и в ФРГ 21,6%.

При применении алюминия в автомобилях снижается вес автомобиля и увеличивается его грузоподъемность, уменьшается расход топлива и износ покрышек, снижается трудоемкость изготовления деталей и уменьшаются расходы на инструмент.



На рисунке показаны темпы производства первичного алюминия (кривая 1), производство легковых и грузовых автомобилей (кривая 2) и данные среднего потребления алюминия на один автомобиль в США (кривая 3).

Наибольший вес деталей из алюминия приходится на автомобили высшего класса. Использование алюминия по классам автомобилей США показано в табл. 1.

Небольшие автомобили имеют непрерывный рост использования алюминия по сравнению с автомобилями других классов. Имеются отдельные высказывания, что в 1965 г. среднее потребление алюминия на автомобиль в США достигнет 71 кг, а в 1970 г. — 135—140 кг.

По отдельным маркам американских автомобилей расход алюминия достиг

Таблица 1

Автомобили	Расход алюминия на один автомобиль в кг				
	1959 г.	1960 г.	1961 г.	1965 г.*	1970 г.*
Высшего класса	34,9	34,4	33,5	—	—
Обычные	23,1	24,0	25,4	—	—
Небольшие	21,3	24,9	31,7	—	—
В среднем	23,5	24,6	28,3	52,1	136,0

* Предполагаемый расход.

50—65 кг (Рамблер, Спешиал, F—85), а самое наименьшее количество алюминия используется в автомобиле Ларк (примерно 11,5 кг) фирмы Студебекер-Паккард Корпорейшн (табл. 2).

Таблица 2

Автомобили	Расход алюминия на один автомобиль в кг			
	1957 г.	1959 г.	1960 г.	1961 г.
Рамблер	—	20,4	28,1	54,0
Америкэн	—	7,9	14,5	16,9
Эмбеседер	—	31,3	35,5	38,1
В среднем по фирме Америкэн Моторс Корпорейшн	22,1	18,9	25,1	43,8
Плимут	23,7	23,3	30,7	28,8
Додж	24,7	30,3	34,3	33,8
Де Сото	39,0	35,7	35,7	33,0
Крайслер	47,0	41,4	35,8	37,0
Вэлленит	—	—	22,7	20,8
Лансер	—	—	—	18,8
В среднем по фирме Крайслер Корпорейшн	29,6	28,1	31,1	28,7
Форд	14,7	25,0	72,2	27,5
Меркюри	21,7	23,1	21,7	24,5
Эдсел	—	24,0	—	—
Линкольн	34,4	37,8	31,0	31,6
Сндербер	—	—	24,8	32,0
Фэлкэн	—	—	18,4	18,7
Комета	—	—	20,8	21,3
В среднем по фирме Форд Моторс	16,2	25,1	24,0	25,0
Шевроле	9,7	16,6	19,3	20,2
F-85	—	—	—	63,0
Олдсмобил	16,4	21,0	19,9	19,9
Понтяк	19,3	24,4	19,9	23,7
Бьюик	22,1	29,6	31,3	31,9
Кадиллак	27,5	32,6	27,2	28,8
Темпест	—	—	—	18,4
Корвет	—	—	48,5	48,0
Спешиал	—	—	—	60,0
В среднем по фирме дженерал Моторс	14,5	20,6	23,7	29,2
Ларк (фирма Студебекер-Паккард)	10,2	8,1	8,1	11,4
В среднем по всем фирмам)	18,1	23,5	24,6	28,3

Предполагается, что в 1962 г. среднее применение алюминия на один автомобиль в США составит 30,1 кг.

Распределение деталей из алюминия в узлах автомобиля в % следующее:

Колеса (и барабаны)	30—40
Блоки двигателей	20—25
Буфера	10—15
Головки цилиндров	10—12
Радиаторы	5—6
Впускные патрубki	Около 5
Глушители	4—5

В капиталистических странах Европы легкие металлы используются в автомобилях более широко, чем в США: во Франции примерно на 20%, в Италии на 45—50% и ФРГ примерно на 15%. В итальянском автомобиле Ланч Фламина вес алюминиевых деталей составляет 15% от общего веса автомобиля; в автомобиле Альфа Ромео Жуилетта 101 вес деталей из алюминия составляет 66,5 кг (всего 37 деталей), во французском автомобиле Ситроен ДС 19 вес алюминиевых деталей достигает 88,7 кг (14 деталей).

Сравнительные данные использования легких металлов в некоторых автомобилях Италии, Франции и ФРГ приведены в табл. 3.

Таблица 3

Страна	Тип автомобиля	Вес алюминия в кг*	Использование легких металлов на один автомобиль	
			в %	в кг
Италия	Фиат 500	480	21	4,4
	Фиат 600	575	24	4,2
	Фиат 1100	855	38	4,4
	Фиат 1800 (и 2300)	1180	49	4,15
	Фиат 1300 (и 1500)	920	34	3,75
	Аутобианси Бьяншина	460	21	4,4
	Ланч Арриа	900	106	11,8
	Ланч фламина	1430	215	15,0
	Ланч флавиа	1210	71	5,85
	Альфа Ромео Жуилетта	890	96	10,8
Альфа Ромео 2000	1340	96	7,2	
Франция	Панар Дина	850	73,6	8,67
	Ситроен 2 ХР	495	22	4,45
	Ситроен АМ16 3 ХР	620	26	4,2
	Ситроен ИД-19	1090	82,5	7,6
	Ситроен ДС-19	1125	88,7	7,9
	Ситроен 403	1025	39,0	3,8
	Ситроен 404	1020	39,2	3,8
	Ренаульг Даупхайн	630	19,0	3,0
	Ренаульг 4РЛ	575	15,0	2,6
	Симка Аронди	900	24,5	2,72
Симка Этполи	890	11,8	2,63	
Симка 1000	700	18,75	2,68	
ФРГ	Ауто-Юнион 1000	895	23,9	2,65
	БМВ-700	610	44,8	7,0
	Даймлер Бенц 180	1150	29,0	2,5
	Даймлер Бенц 220	1340	50,0	3,7
	Ллойд Арабелла	695	44,3	6,4
	Опель Рекорд	930	12,4	1,4
	Фольксваген 1200	750	27,1	3,6
Фольксваген 1500	860	40,0	4,7	

* Без груза (нагрузки).

Необходимо отметить, что в автомобиле Альфа Ромео Жуилетта в 37 деталях из алюминия вес необработанных заготовок составляет 74,3 кг, а обработанных — 66,5 кг, т. е. использование металла достигает 89,8%.

В западногерманских автомобилях, кроме алюминия, широко применяются магниевые сплавы. Фирма Фольксваген в автомобилях 1200 и 1500 применяет значительное количество магниевых сплавов (табл. 4).

Таблица 4

Сплавы	Вес авто-мобилей в кг	Вес деталей из сплавов	
		в кг	в %
Фольксваген 1200			
Алюминиевые . . .	—	10,3	1,4
Магниевые	—	16,8	2,2
Всего	750	27,1	3,6
Фольксваген 1500			
Алюминиевые . . .	—	24,0	2,8
Магниевые	—	16,0	1,9
Всего	860	40,0	4,7

Из магниевых сплавов изготавливаются такие детали, как картер, вентилятор, картер пусковой системы, хомутик и

крышка пускового картера и многие другие части: в рабочих частях 17 деталей, во внешней отделке 14 и во внутренней отделке 4 детали.

Фирма Фольксваген в 1961 г. израсходовала более 20 тыс. т магниевых сплавов в автомобильной промышленности, что составило 75% общего потребления магния в стране. В США расходуется магния на автомобиль около 5% от всего использования этого металла в стране.

Если считать, что в ближайшие годы использование алюминия в каждом автомобиле в среднем составит 50 кг, то на выпуск 12—15 млн. автомобилей расход алюминия составит 600—750 тыс. т или примерно 20—25% общего расхода этого металла в капиталистических странах, что в 2 раза больше по сравнению с 1952 г.

Уже к 1965 г. использование алюминия в этой отрасли промышленности достигнет не менее 1 млн. т.

ЛИТЕРАТУРА

1. Year-book of the American Bureau of Metal Statistic, 1959, 1960, 1961.
2. «Engineering Mining Journal», v. 163, № 2, 1962.
3. «Light Metals», v. 25, № 286, 1962, pp. 77—83.
4. Ковалев Н. П. «Цветная металлургия», 1961, № 23.
5. «Foundry Trade Journal», v. 112, № 2361, 1962, p. 306.
6. Бюллетень иностранной коммерческой информации, № 23, 19.11.61, № 30, 11.11. 1962.
7. Елизаров В. Г. Потребление алюминия в капиталистических странах после второй мировой войны. ЦИИИ-Цветмет, М. 1961.
8. «Metall», № 9, 1959, S. 872—874.
9. «Metall», № 3, 1961, S. 249—251.
10. «Light Metals», v. 270, 1960, pp. 314—317.
11. «Alluminio», v. 27, № 1, 1958, p. 29.
12. «Revue de L'Aluminium», № 280, 1960, p. 1107.

Н. П. КОВАЛЕВ

КОНВЕЙЕРНОЕ ПРОМЫШЛЕННОЕ ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ ОТДЕЛКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ КУЗОВОВ И ЧАСТЕЙ

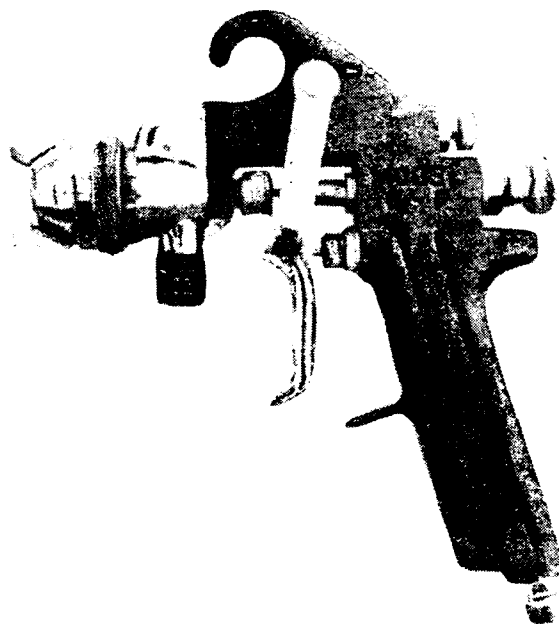
ПОЛНОСТЬЮ АВТОМАТИЗИРОВАНЫ
ОЧИСТКА МЕТАЛЛА, ОКРАСКА, ПРО-
СУШКА.

ЭТО ОБОРУДОВАНИЕ ПОСТАВЛЯЕТ-
СЯ ТАКИМ КРУПНЫМ АВТОМОБИЛЬНЫМ
КОМПАНИЯМ КАК:

Тойота моторная компания
Ниссан моторная компания
Исудзу моторная компания
Хино моторная компания
Тойо Коге К. К.
Дайхацу Коге К. К.
Син Мицубиси тяжелой промышленно-
сти К. К.
Сиамская моторная компания (Таиланд)
Дельта моторная корпорация
(Филиппины)
Сенар моторная компания (Корея)

**ИЗГОТОВИТЕЛИ И КОНСУЛЬТАНТЫ
АВТОМОБИЛЬНОГО ОТДЕЛОЧНОГО
ОБОРУДОВАНИЯ
МАЦУОКА БИНКС МАНУФАКТУРНАЯ
КОМПАНИЯ, ЛИМИТЕД**

Адрес главной конторы
17, 1-chome, Naka-Okachimachi, Taito-ku, Tokyo, Japan
Конторы отделений: Осака, На-
гоя, Хиросима, Маебаси, Иокогама, Каназава
Заводы: Токио, Нагоя, Каназава



МЕЖДУНАРОДНАЯ СИСТЕМА ЕДИНИЦ

XI Генеральная конференция по мерам и весам по докладу комиссии, возглавляемой советским ученым проф. Г. Д. Бурдуном, приняла Международную систему единиц (СИ), а 18 сентября 1961 г. эта универсальная система единиц утверждена в качестве Государственного стандарта СССР (ГОСТ 9867-61).

Внедрение Международной системы единиц положит конец многолетней путанице с единицами измерения физических величин, возникшей в связи с большим числом применяемых в

практике за рубежом и в СССР неметрических и метрических единиц измерения.

Государственный стандарт на Международную систему единиц вводится в действие для предпочтительного применения с 1963 г.

Внедрению системы СИ будет, несомненно, оказана широкая поддержка научно-технической общественности нашей страны.

Международная система единиц (СИ) по ГОСТ 9867-61

Величина	Единица измерения	Сокращенные обозначения единицы		Размер единицы
		русские	латинские или греческие	
Основные единицы				
Длина	метр	<i>м</i>	<i>m</i>	—
Масса	килограмм	<i>кг</i>	<i>kg</i>	—
Время	секунда	<i>сек</i>	<i>s</i>	—
Сила электрического тока	ампер	<i>а</i>	<i>A</i>	—
Термодинамическая температура	градус Кельвина	$^{\circ}K$	$^{\circ}K$	—
Сила света	свеча	<i>св</i>	<i>cd</i>	—
Дополнительные единицы				
Плоский угол	радиан	<i>рад</i>	<i>rad</i>	—
Телесный угол	стерадиан	<i>стер</i>	<i>sr</i>	—
Производные единицы				
Площадь	квадратный метр	m^2	m^2	$(1 м)^2$
Объем	кубический метр	m^3	m^3	$(1 м)^3$
Частота	герц	<i>гц</i>	<i>Hz</i>	$1 : (1 сек)$
Плотность (объемная масса)	килограмм на кубический метр	$кг/м^3$	kg/m^3	$(1 кг) : (1 м)^3$
Скорость	метр в секунду	$м/сек$	$м/с$	$(1 м) : (1 сек)$
Угловая скорость	радиан в секунду	$рад/сек$	rad/s	$(1 рад) : (1 сек)$
Ускорение	метр на секунду в квадрате	$м/сек^2$	$м/с^2$	$(1 м) : (1 сек)^2$
Угловое ускорение	радиан на секунду в квадрате	$рад/сек^2$	rad/s^2	$(1 рад) : (1 сек)^2$
Сила	ньютон	<i>н</i>	<i>N</i>	$(1 кг) \cdot (1 м) : (1 сек)^2$
Давление (механическое напряжение)	ньютон на квадратный метр	$н/м^2$	N/m^2	$(1 н) : (1 м)^2$
Динамическая вязкость	ньютон—секунда на квадратный метр	$н \cdot сек/м^2$	$N \cdot s/m^2$	$(1 н) \cdot (1 сек) : (1 м)^2$
Кинематическая вязкость	квадратный метр на секунду	$м^2/сек$	$м^2/s$	$(1 м)^2 : (1 сек)$
Работа, энергия, количество теплоты	джоуль	<i>дж</i>	<i>J</i>	$(1 н) \cdot (1 м)$
Мощность	ватт	<i>вт</i>	<i>W</i>	$(1 дж) : (1 сек)$
Количество электричества, электрический заряд	кулон	<i>к</i>	<i>C</i>	$(1 а) \cdot (1 сек)$
Электрическое напряжение, разность электрических потенциалов, электродвижущая сила	вольт	<i>в</i>	<i>V</i>	$(1 вт) : (1 а)$
Напряженность электрического поля	вольт на метр	$в/м$	V/m	$(1 в) : (1 м)$
Электрическое сопротивление	ом	<i>ом</i>	Ω	$(1 в) : (1 а)$
Электрическая емкость	фарада	<i>ф</i>	<i>F</i>	$(1 к) : (1 в)$
Поток магнитной индукции	вебер	<i>вб</i>	<i>Wb</i>	$(1 к) : (1 ом)$
Индуктивность	генри	<i>гн</i>	<i>H</i>	$(1 вб) : (1 а)$
Магнитная индукция	тесла	<i>тл</i>	<i>T</i>	$(1 вб) : (1 м)^2$
Напряженность магнитного поля	ампер на метр	$а/м$	A/m	$(1 а) : (1 м)$
Магнитодвижущая сила	ампер	<i>а</i>	<i>A</i>	$(1 а)$
Световой поток	люмен	<i>лм</i>	<i>lm</i>	$(1 св) \cdot (1 стер)$
Яркость	свеча на квадратный метр или нит	$св/м^2$ или <i>нт</i>	cd/m^2 или <i>nt</i>	$(1 св) : (1 м)^2$
Освещенность	люкс	<i>лк</i>	<i>lx</i>	$(1 лм) : (1 м)^2$

ПОКУПАЙТЕ КНИГИ МАШГИЗА ПО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЮ!

Автомобили ЗИЛ-111 и ЗИЛ-111А. М., Машгиз. 1961. 368 с. (Моск. автозагод им. И. А. Лихачева). Цена 1 р. 11 к.

Атлас конструкций автомобильных кузовов. М., Машгиз. 1961. 220 с. Цена 5 р. 65 к.

Бекман В. В. Гоночные мотоциклы. Л., Машгиз. 1961. 168 с. Цена 61 коп.

Высоцкий М. С., Добрых Л. П. и Сироткин З. Л. Автомобильные и тракторные прицепы. М., Машгиз. 1962. 161 с. Цена 63 коп.

Григорьев М. А. и Покровский Г. П. Автомобильные и тракторные центрифуги. (Теория, конструкция, расчет и эксплуатация). М., Машгиз. 1961. 184 с. Цена 68 коп.

Гурвич И. Б. Износ автомобильных двигателей. (Из опыта Горьковского автозавода. М., Машгиз. 1961. 96 с. Цена 33 коп.

Егоров Л. А. и Розанов В. Г. Автомобильные поршневые компрессоры. (Теория, конструкция, расчет и испытания). М., Машгиз. 1958. 236 с. Цена 88 коп.

Ефремов Г. Ф. и Суцевский М. М. Автобус КА 133-651А. Устройство и эксплуатация. Свердловск, Машгиз. 1960. 351 с. Цена 91 коп.

Каталог деталей лесовозного тягача МАЗ-501 и трудовых автомобилей МАЗ-502 и МАЗ-502А. М., Машгиз. 1961. 448 с. (Минский автомобильный завод). Цена 5 р. 49 к.

Каталог деталей моторной коляски СЗА М., Машгиз. 1961. 156 с. (Серпуховский мотозавод). Цена 1 р. 75 к.

Кугель Р. В. Долговечность автомобиля. Под ред. А. А. Лингарта. М., Машгиз. 1961. 432 с. Цена 1 р. 65 к.

Куприянов И. П. Автоматизация и механизация сборочных работ в зарубежном автомобилестроении. М., Машгиз. 1960. 112 с. Цена 37 коп.

Лapidус В. И. и Петров В. А. Гидромеханические передачи автомобилей. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., Машгиз. 1961. Цена 1 р. 80 к.

Менделенко И. И. Механизация сборочных работ в автостроении. М., Машгиз. 1960. 171 с. Цена 62 коп.

Минкин М. Л. Пусковые устройства автомобильных двигателей. М., Машгиз. 1961. 140 с. Цена 48 коп.

Мордухович М. М. и Конев Б. Ф. Топливная аппаратура автомобильных двигателей. М., Машгиз. 1960. 256 с. Цена 93 коп.

Панфилов В. Г., Блейз Н. Г. и Комов А. Г. Приборы системы питания двигателей автомобилей ЗИЛ. М., Машгиз. 1961. 180 с. Цена 69 коп.

Поздняков М. А. Мотоцикл К-750. Киев, Машгиз. 1961. 300 с. Цена 80 коп.

Ротенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Изд. 2-е, переработ. и доп. М., Машгиз. 1960. 356 с. Цена 1 р. 35 к.

Серепьев В. В. Опыт построения вытяжных переходов для облицовочных деталей автомобиля. М., Машгиз. 1958. 99 с. Цена 43 коп.

Таборек Я. Механика автомобиля. Пер. с англ. М., Машгиз. 1960. 208 с. Цена 82 коп.

Хельдт П. М. Автомобильные сцепления и коробки передач. Пер. с англ. М., Машгиз. 1960. 440 с. Цена 2 р. 13 к.

Шухов О. К. Эмульсионные карбюраторы. Принцип работы и методы регулировки. Машгиз. 1962. 70 с. Цена 13 коп.

Янте А. Механика движения автомобиля, ч. 1. Пер. с нем. М., Машгиз. 1958. 264 с. Цена 1 р. 17 к.

*Книги Машгиза продаются во всех книжных магазинах.
В случае отсутствия книг в местных магазинах заказы следует направлять по адресу: Москва, В-71, Ленинский проспект, 15, Отделу научно-технической литературы Союзкниги.*

Заказанные книги будут высланы по почте наложенным платежом.

СОЮЗКНИГА