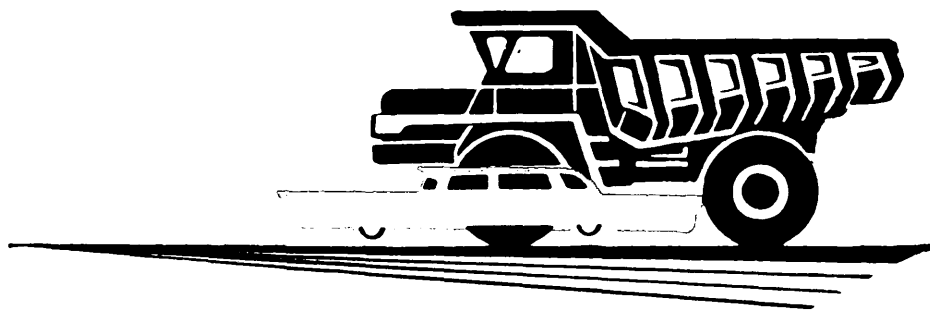


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1967

11



СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

А. Н. Пикушов — Режимы работы колесного тормоза автомобиля-лесовоза . . .	1
Н. Г. Мозохин, Ю. И. Будыко, К. М. Маскенсков, А. А. Хануков — Эксплуатационные испытания аппаратуры впрыска легкого топлива с электронным управлением на автомобилях ГАЗ-21 . . .	4
Е. И. Блаженнов, И. И. Козлов, Л. М. Малышев, Г. С. Никифоров, Я. Б. Письман — К вопросу о влиянии регулятора двигателя на работу сцепления . . .	6
В. Г. Брилов, Г. Ф. Буданов, А. Д. Кисляков — Расходомер для испытаний автомобилей на топливную экономичность . . .	8
В. С. Можгинский, Ю. В. Крымов — Исследование жесткости кузова автомобиля ГАЗ-21 в условиях статических нагрузок . . .	10
Р. А. Акопян, А. С. Ташлыцкая — Определение рациональной формы профиля сечения несущих балок-резервуаров пневматической подвески . . .	12
К. И. Гвинерия, Б. Е. Латария, Д. Л. Джваршеишвили — Влияние передаточного числа главной передачи на эксплуатационные качества автопоезда . . .	15
П. И. Иванов, В. Н. Уваров — Приближенный метод определения возможных средних скоростей автомобиля . . .	16
Д. Э. Кацнельсон, А. А. Шимков — Статистический анализ плотности распределения режимов работы гидротрансформатора . . .	19
Е. Н. Баранов, Н. Ф. Бочаров, В. А. Бошняк, С. Г. Макаров, В. М. Семенов, О. А. Толокнов — Вопросы автоматического регулирования электрического привода колесной машины . . .	22

ТЕХНОЛОГИЯ

И. А. Норицын, И. Л. Акаро — Исследование параметров процесса штамповки поковок с полостью . . .	25
Ф. К. Лебедев — Исследование работоспособности комбинированных подшипников . . .	28
М. Г. Дубровин — Исследование влияния микро- и макрогеометрии гильзы цилиндров четырехтактных дизелей на ее долговечность . . .	29
М. Х. Муллагулов — Зажим тонкостенных цилиндров при хонинговании и возникающие при этом деформации . . .	31
А. Н. Андреев, В. Н. Таловеров — Тележка с поворотным и пневмоподъемным столом-рольгангом . . .	32

ИНФОРМАЦИЯ

А. В. Костров, В. И. Савельев — Токсичность автомобильных двигателей и пути ее снижения . . .	33
Ю. А. Ткаченко, И. А. Левин — Особенности конструкций ведущих мостов большегрузных многоосных автомобилей . . .	38
З. Министр, Й. Пристер — Новый тип втулок подшипников с тонким металло-керамическим антифрикционным слоем . . .	40
Новости зарубежной технологии . . .	41
Рефераты статей . . .	44

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

О. Г. Кедрин — Рецензия на книгу А. М. Гугина, Быстроходные поршневые двигатели, Изд-во «Машиностроение», Л., 1967 . . .	46
--	----

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Б. С. Генкин, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, Б. Т. Клепацкий, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Д. В. Лялин, И. С. Лунев, В. А. Массен, Д. Д. Мельман, А. Д. Просвирнин, Э. С. Разамат, Д. Д. Стафеев, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

Адрес редакции:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230. Тел. Б 6-63-14 и Б 6-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор Л. Ф. Никифорова

Сдано в производство 7/IX 1967 г.

Подписан в печать 26/X 1967 г.

Т-17805 Тираж 12397 экз. Печ. л. 6 Уч.-изд. л. 9 Бум. л. 3 Формат 60 × 90¹/₈ Зак. 3676

Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3
Вологодская областная универсальная научная библиотека

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

11

НОЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1967

Год издания XXXIII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 629.113—592.001.5

Режимы работы колесного тормоза автомобиля-лесовоза

А. Н. ПИКУШОВ

Кавказский филиал Центрального научно-исследовательского и проектно-конструкторского института лесной промышленности

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ и надежность тормозов зависят от их конструкции и режимов работы, которые определяются условиями эксплуатации. Режимы работы тормозов лежат в основе всех этапов создания надежных и долговечных конструкций агрегатов: расчетов, конструирования, испытаний, доводки и т. д. Однако систематизированных данных о влиянии условий эксплуатации на режимы работы тормозов почти нет. Поэтому при конструировании агрегатов иногда довольствуются приближенным суждением о режимах их эксплуатации [1]. Для характеристики сложности дорожных условий (с точки зрения нагруженности тормозов) можно принять приведенный угол уклона i_{np} , т. е. условный, постоянный на всей длине угол уклона дороги, он определяется по продольному профилю (проектному или действительному) по формуле

$$i_{np} = \frac{\sum S'_{cn} i'_{cn}}{S},$$

где $\sum S'_{cn}$ — сумма длин отдельных спусков;

i'_{cn} — наклон отдельных спусков;
 S — общая длина дороги.

Для характеристики режимов работы тормоза необходимо знать силу, продолжительность (путь и время), работу и мощность торможения, а также температуру трущихся поверхностей в тормозе.

С целью определения влияния условий эксплуатации на перечисленные выше параметры в Кавказском филиале ЦНИИМЭ было проведено экспериментальное исследование напряженности работы тормозов автомобиля-лесовоза. Исследование

проводилось на горных лесовозных дорогах с гравийным покрытием на участках одинаковой длины (5600 м) с различным значением i_{np} (1,00—4,72°), приведенный угол наклона участков определялся по результатам записи продольного профиля дороги на осциллограмму при помощи датчика угла наклона дороги маятникового типа.

Испытывалась также работа заднего тормоза автомобиля МАЗ-501Б, работающего в составе автопоезда (с прицепом-ропуском 2-Р-15Т) на перевозке хлыстов. Опыты проводились при постоянной нагрузке 16,85 т (полный вес автопоезда 28,21 т) на различных участках дороги и при переменной нагрузке 7,5—19,2 т на одном из самых сложных участков при $i_{np} = 4,72^\circ$.

Во всех случаях автопоезд двигался без ограничений с максимально возможной по условиям безопасности скоростью движения. Автопоездом управлял водитель первого класса, имеющий опыт работы на горных лесовозных дорогах. На всем протяжении участка осциллограф Н-004 фиксировал путь, время t_T , силу торможения колесным тормозом, давление в тормозной камере p_{TF} , температуру окружающей среды и температуру в различных точках тормоза. Температура трущихся поверхностей измерялась при помощи хромель-копелевых термомпар на расстоянии $0,3 \pm 0,01$ мм от поверхности трения барабана. Сила торможения определялась при помощи тензопальцев колодок.

Как продолжительность, так и интенсивность, а следовательно, работа A_{TF} и мощность N_{TF} одного торможения зависят от конкретной обстановки в момент торможения и других факторов и являются величинами случайными. По осям ординат на графиках (рис. 1 и 2) отложены частоты P появления

соответствующих значений параметров. При определении действительных количественных соотношений между режимами работы тормоза и условиями эксплуатации опытные данные обрабатывались способом наименьших квадратов [2 и 3].

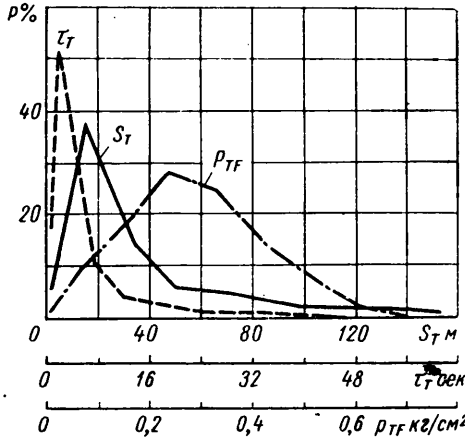


Рис. 1. Полигоны распределения продолжительности и интенсивности одного торможения

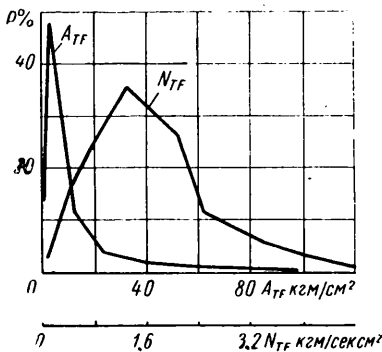


Рис. 2. Полигоны распределения работы и мощности одного торможения

Как видно из таблицы, значение всех параметров, характеризующих загруженность тормоза, возрастает с увеличением i_{np} и полного веса автопоезда, хотя и в различной степени. Так, на 1% увеличения i_{np} удельный путь торможения (отношение суммарного пути торможения S_T к длине дороги) увеличивается на 1,4%, а удельное время торможения — на 2,9%. Большая интенсивность возрастания удельного времени торможения объясняется снижением среднетехнической скорости движения автопоезда при увеличении сложности дороги.

Параметры	Напряженность работы тормоза при угле уклона дороги i_{np} в град					Напряженность работы тормоза при полном весе автопоезда в т			
	1,00	1,56	2,63	3,49	4,72	18,86	22,46	26,21	30,56
Среднетехническая скорость движения v_{cp} в км/ч	23,61	22,94	21,66	20,63	19,16	—	—	—	—
Удельный путь торможения S_T	0,070	0,125	0,230	0,315	0,435	0,263	0,233	0,340	0,433
Удельное время торможения τ_T	0,038	0,100	0,217	0,312	0,447	0,285	0,309	0,361	0,474
Удельная работа торможения A_{TF} в $кгм/см^2$	18,48	36,70	71,50	99,40	133,60	67,10	96,20	123,50	161,70
Средняя температура окружающей среды при испытаниях $t_{оср}$ в °С	24,90	29,30	21,30	21,30	22,60	18,10	17,60	26,50	20,80
Максимальная, э т время движения по участку, температура поверхности трения $t_{ПТmax}$ в °С	71,50	135,70	165,40	219,20	314,00	112,30	170,00	310,60	299,0

На удельную работу торможения значительно влияет сложность дорожных условий. На каждый процент увеличения удельная работа торможения возрастает на 1,76%. Это объясняется тем, что с возрастанием сложности дороги продолжительность одного торможения несколько увеличивается.

Опыты показали, что температура поверхности трения тормоза на контрольных участках достигала 314°, на участках длиной 8000 м при $i_{np} = 4,74^\circ$ доходила до 374°.

Известно, что из всех рабочих режимов на надежность и долговечность тормозов больше всего влияет тепловой режим, так как при повышении температуры снижаются коэффициент трения фрикционных материалов и их износостойкость. Поэтому при расчете и конструировании средств торможения автопоезда необходимо иметь достаточно совершенный способ расчета температуры трущейся пары тормоза в заданных условиях эксплуатации.

При движении автопоезда на спуске с постоянным уклоном дороги эта температура зависит от интенсивности торможения и скорости движения. Специальным исследованием режима движения автопоезда на таких спусках была определена неравномерность движения и получено линейное, отрицательное корреляционное уравнение

$$v_a = 30,15 - 1,192 i_{cp},$$

где v_a — действительная скорость движения автопоезда на спусках;

i_{cp} — угол уклона дороги.

Неравномерность движения автопоезда оценивалась коэффициентом вариации скорости, который характеризует отклонения скорости от среднего значения и определяется по известным формулам математической статистики [4]. С достаточной для практики точностью можно считать движение автопоезда на спуске с постоянным уклоном равномерным (рис. 3).

Если величина уклона дороги такова, что силы сопротивления движения меньше составляющей веса автопоезда, действующей в направлении движения, то автопоезд разгоняется. В этом случае для поддержания скорости не выше допустимой по условиям безопасности движения автопоезд притормаживается. При движении автопоезда в горах коробка передач не выключается, поэтому двигатель используется как тормоз. Так как тормозные возможности двигателя при данной скорости движения ограничены, то наступает момент, когда в действие вступают колесные тормоза. Уклон дороги, при котором начинают применяться колесные тормоза, называется критическим. Его можно определить по формуле

$$i_{кр} = \frac{1}{G_a} \left(\frac{3,6 N_{T,д}}{v_a \eta_{Tp}} + \frac{K \Delta F a v_a^2}{13} \right) + f, \quad (1)$$

где G_a — полный вес автопоезда в кг;

$N_{T,д}$ — мощность торможения двигателем в кгм/сек;

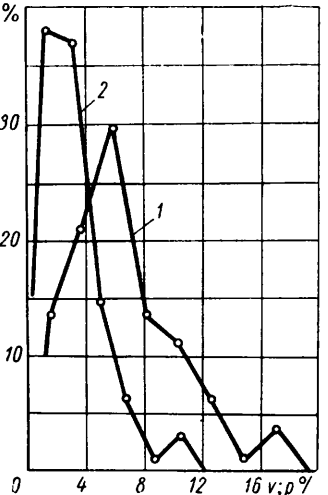


Рис. 3. Полигоны распределения коэффициента вариации скорости v (1) и показателя точности ρ (2)

f — коэффициент сопротивления движению;
 $\eta_{T.p}$ — к. п. д. трансмиссии;
 K — приведенный коэффициент сопротивления воздуха в $кг \cdot сек^2 / м^4$;
 F_a — лобовая поверхность автомобиля в $м^2$;
 Δ — коэффициент, учитывающий дополнительное сопротивление воздуха от груза и прицепа.

При движении на спуске с уклоном больше критического ($i_{cn} > i_{кр}$) мощность торможения равна

$$N_{T_{cn}} = \frac{G_a v_a}{3,6} (i_{cn} - f) - \frac{N_{T,\Delta}}{\eta_{T.p}} \quad (2)$$

В этом случае температуру поверхности трения колодочного тормоза в любой момент движения можно определять по критериальному уравнению нагрева тормоза, полученному автором методом обобщенных переменных [5 и 6] для процесса длительного торможения с постоянной интенсивностью и постоянной скоростью движения:

$$t_{нт} = \frac{984,25 \left(\frac{N_{TF_{cn}}}{N'_{TF}} \right)^{1,152} \cdot Fo \left(0,581 + 0,237 \lg \frac{N_{TF_{cn}}}{N'_{TF}} \right)}{Re^{0,266}} t_0 \quad (3)$$

где $N_{TF_{cn}} = \frac{N_{T_{cn}}}{\Sigma F}$;

ΣF — суммарная поверхность накладок тормозов автопоезда в $см^2$;

Fo ; Re — соответственно число Фурье и критерий Пекле [6];

N'_{TF} — величина мощности торможения, принятая за масштаб ($0,699 \text{ кгм/см}^2 \cdot \text{сек}$);

t_0 — температура окружающей среды в $^{\circ}C$.

По уравнению (3) можно определить температуру поверхности трения автомобильных колодочных тормозов, которые геометрически и механически подобны исследованному и в которых происходят подобные тепловые явления. Условия подобия определяются теорией подобия [5 и 6].

Для практических расчетов достаточно знать максимальное значение температуры нагрева тормоза. Поэтому для определения максимальной, за время движения по дороге, температуры нагрева поверхности трения тормоза предлагается более простой способ. Он основан на замене действительного режима использования тормоза непрерывным на протяжении всего торможения с эквивалентной интенсивностью. Такой режим торможения считается эквивалентным действительному режиму нагружения тормоза, если максимальная температура нагрева поверхности трения тормоза, во время непрерывного торможения на протяжении всего времени движения, равна максимальной температуре при действительном режиме торможения на дороге.

По известному продольному профилю приведенную мощность торможения можно определить аналитически. Для этого необходимо знать величину критического угла уклона дороги, на которой будет использоваться тормоз. Для спусков с углом уклона больше критического мощность торможения определяется по формуле (2), а затем вычисляется приведенная мощность торможения для всей дороги

$$N_{T_{np}} = \frac{\sum N_{T_{cn}} \cdot S_{cn}}{S}$$

где S_{cn} — общая длина спусков.

Если в уравнение нагрева тормоза (3) подставить значение удельной приведенной мощности торможения $N_{TF_{np}}$ и значение среднетехнической скорости движения на дороге v_{cp} , то можно убедиться, что вычисленная температура поверхности тре-

ния равна максимальной температуре поверхности трения, зафиксированной при экспериментальном исследовании в условиях эксплуатации. Отклонения наблюдаются как в одну, так и в другую сторону и по абсолютной величине изменяются от 0 до 9,7%.

Таким образом, с достаточной для практики точностью максимальную температуру поверхности трения тормоза при движении автомобиля-лесовоза по дороге с известным продольным профилем можно определить по формуле

$$t_{ПТ_{max}} = \frac{984,25 \left(\frac{N_{TF_{np}}}{N'_{TF}} \right)^{1,152} \cdot Fo \left(0,581 + 0,237 \lg \frac{N_{TF_{np}}}{N'_{TF}} \right)}{Re^{0,266}} t_0$$

где $N_{TF_{np}} = \frac{N_{T_{np}}}{\Sigma F}$.

Опыты показали, что даже имеющиеся на всех колесах автопоезда тормоза перегреваются. В определенных условиях возникает необходимость в дополнительных средствах торможения, которые бы поглощали часть энергии, уменьшали нагревание колесных тормозов и сохраняли их надежность на случай экстренного торможения. Такими дополнительными средствами торможения являются замедлители. Потребную мощность замедлителей необходимо определять в зависимости от дорожных условий, веса автопоезда, способности основных тормозов рассеивать тепло и допускаемой температуры нагрева поверхности трения.

Мощность торможения, которую способны развивать колодочные тормоза в течение всего времени движения по дороге без перегрева ($N_{T_{дон}}$), определяется по допускаемой температуре $t_{ПТ_{дон}}$ из уравнения нагрева тормоза. После преобразования получим

$$N_{T_{дон}} = \left(\frac{Re^{0,266} \frac{t_{ПТ_{дон}}}{t_0}}{984,25 Fo^{0,581}} \right)^{\frac{1}{0,237 \lg Fo + 1,152}} \cdot N'_{TF_0} \Sigma F$$

Тормоза можно считать достаточно надежными, если $N_{T_{дон}} \geq N_{T_{np}}$.

В случае, когда при движении по дороге для поддержания скорости движения на спусках, не превышающей безопасную, применяются основные тормоза и замедлитель, мощность замедлителя определяется из выражения

$$N_{T_{зам}} = N_{T_{np}} - N_{T_{дон}}$$

Таким образом определяется мощность дополнительных средств торможения в зависимости от дорожных условий, полного веса автопоезда, оснащенности автопоезда тормозами и способности каждого тормоза рассеивать тепло.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кугель Р. В. Долговечность автомобилей. М., Машгиз, 1961.
2. Венецкий И. Г., Кильдешев Г. С. Основы математической статистики. М., Госстатиздат, 1963.
3. Смирнов Н. В., Дунин-Барковский И. В. Курс теории вероятностей и математической статистики. М., изд-во «Наука», 1965.
4. Леонтьев Н. Л. Техника статистических вычислений. М., изд-во «Лесная промышленность», 1962.
5. Кирпичев М. В. Теория подобия. М., изд-во АН СССР, 1953.
6. Михеев М. А. Основы теплопередачи. М., Госэнергоиздат, 1949.

Эксплуатационные испытания аппаратуры впрыска легкого топлива с электронным управлением на автомобилях ГАЗ-21

Н. Г. МОЗОХИН, канд. техн. наук Ю. И. БУДЫКО, К. М. МАСКЕНСКОВ, А. А. ХАНУКОВ

Горьковский автозавод, Центральный научно-исследовательский институт топливной аппаратуры

РАБОТА по созданию систем впрыска с электронным управлением ведется как в СССР, так и за рубежом [1—4].

На Горьковском автозаводе в начале 1964 г. была собрана первая партия автомобилей ГАЗ-21 «Волга», оборудованных двигателями ГАЗ-21Н с впрыском топлива и электронным управлением цикловой подачи. Конструкция двигателя и аппаратуры впрыска разработана совместно Горьковским автозаводом и Центральным научно-исследовательским институтом топливной аппаратуры. Опытная партия аппаратуры впрыска была изготовлена на Алтайском заводе тракторного электрооборудования.

Установленная на опытных автомобилях аппаратура выполнена по схеме, приведенной на рис. 1, а, б. Топливо из бака 1 через сетчатый заборник 2 засасывается шестеренчатым бензонасосом 3. Из насоса топливо по шлангу 4 через корпус редукционного клапана 5 поступает в топливную магистраль автомобиля 6. Давление в системе поддерживается постоянным,

прерывателя 19. Кулачок прерывателя установлен на валу распределителя зажигания. Длительность импульсов и, следовательно, величина цикловой подачи определяются характеристиками устройства формирования импульсов и совместным действием датчика разрежения 20, датчика экономайзера 21, датчика ускорения 22.

Работа двигателя на малых оборотах холостого хода регулируется винтом упора дроссельной заслонки и потенциометром 23 специального каскада устройства формирования импульсов. Смесь на режиме прогрева обогащается посредством потенциометра 24, установленного на щитке приборов. Пуск холодного двигателя можно значительно облегчить подачей дополнительного топлива, для чего в системе предусмотрена кнопка 25, смонтированная на щитке рядом с потенциометром. Рассмотренная система впрыска не имеет распределителя импульсов. Обмотки всех четырех форсунок соединены последовательно. Форсунки срабатывают одновременно, поэтому впрыск топлива в различные цилиндры приходится на разные фазы процесса. Как показали проведенные Горьковским автозаводом и Центральным научно-исследовательским институтом топливной аппаратуры исследования, двигатель ГАЗ-21 с одновременным впрыском имеет показатели, мало отличающиеся от полученных при фазном впрыске.

Для уточнения регулировок аппаратуры до выпуска опытной партии провели стендовые испытания двигателей с аппаратурой

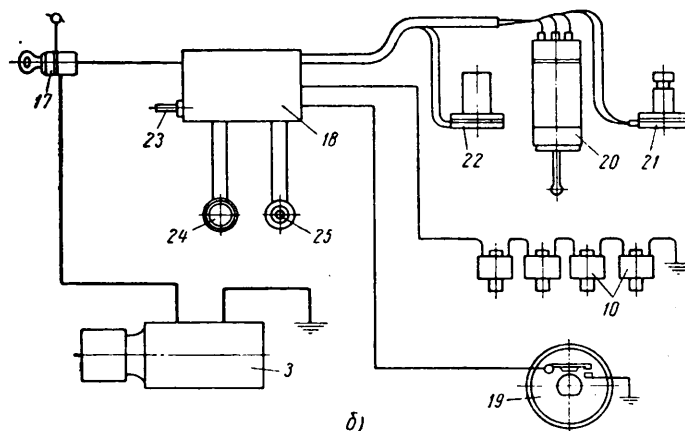
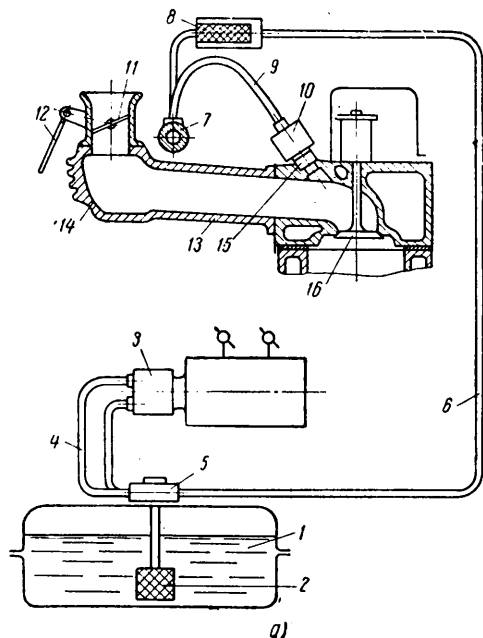


Рис. 1. Схема питания двигателя с впрыском топлива и электронным управлением цикловой подачи

избыток топлива сливается в бак. Топливо подается в распределительную магистраль 7, на входе в которую смонтирован топливный фильтр 8. Из магистрали топливо по шлангам 9 поступает к электромагнитным форсункам 10. Форсунки установлены на головке блока таким образом, что всprysкиваемое ими топливо попадает в зону впускных клапанов двигателя. Воздух поступает в двигатель через дроссельную заслонку 11, управляемую тягой 12, соединенной с педалью акселератора. Специальная впускная труба 14 имеет удлиненные патрубки 13, длина которых подобрана для получения инерционного наддува. Чтобы уменьшить нагрев форсунок, их устанавливают на теплоизолирующие подставки 15.

Схема управления подачей топлива приведена на рис. 1, б. Система управления подачей топлива включает замком зажигания 17, к которому подключен также бензонасос 3. Количество всprysкиваемого форсункой топлива регулируется изменением длительности подаваемых на ее обмотку импульсов тока. Импульсы тока формируются электронным устройством формирования импульсов 18 в момент замыкания контактов

впрыска, причем было установлено, что максимальная мощность двигателя с впрыском топлива составляет 88—90 л. с. при 4200 об/мин (степень сжатия 6,7), а топливная экономичность двигателя с впрыском практически совпадает с экономичностью карбюраторного двигателя. Дорожные испытания автомобилей показали, что применение аппаратуры впрыска с электронным управлением позволило значительно улучшить динамические показатели автомобиля: максимальная скорость возросла до 140 км/ч, а время разгона на передачах с места до скорости 100 км/ч сократилось на 20%.

Первая партия автомобилей с опытной аппаратурой передана во Второй таксомоторный парк Ленинграда для эксплуатационных испытаний. В проведении испытаний, кроме указанных выше организаций, принимал участие Ленинградский филиал НИИАТ.

Программой испытаний была предусмотрена эксплуатация автомобилей в течение года. В процессе испытаний через каждые 25—30 тыс. км автомобили проходили контрольные дорожные испытания, во время которых определялись их экономи-

ческие и динамические показатели. После контрольных испытаний проверялась аппаратура на лабораторных стендах.

Испытания подтвердили, что вождение автомобилей с опытной аппаратурой не требует специальных приемов и легко осваивается шоферами. За время испытаний средний пробег автомобиля составил 110 тыс. км [5].

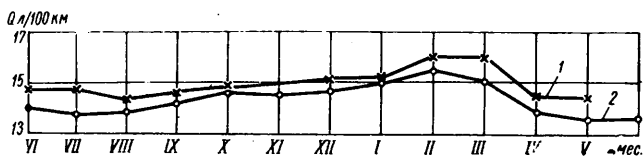


Рис. 2. Годовое изменение среднего эксплуатационного расхода топлива автомобилей ГАЗ-21 с впрыском топлива и электронным управлением при работе их в качестве такси:

1 — первая партия автомобилей 1964—1965 гг.; 2 — вторая партия автомобилей с модернизированной аппаратурой 1965—1966 гг.

Результаты контрольных испытаний приведены в табл. 1 и 2. В них собраны средние за период испытаний данные по экономическим характеристикам автомобилей, а также по контрольным заездам. Динамические показатели автомобилей с опытной аппаратурой в начале и в конце испытаний отличались незначительно, автомобили до конца испытаний сохраняли высокие динамические качества. В процессе эксплуатации автомобилей регистрировался общий расход топлива; средний расход топлива Q в л/100 км показан на рис. 2. Повышение расхода топлива относительно нормы, установленной для автомобилей ГАЗ-21 с карбюраторными двигателями, в значительной мере связано со стремлением водителей наиболее полно использовать повышенные динамические качества автомобилей в условиях интенсивного городского движения.

Таблица 1

Экономические характеристики

Средняя скорость $v_{ср}$ в км/ч		Средний расход топлива $Q_{ср}$ в л/100 км	
1964—1965 гг.	1965—1966 гг.	1964—1965 гг.	1965—1966 гг.
22,2	20,8	9,10	8,66
39,2	39,8	8,72	8,44
58,5	58,0	9,59	9,31
78,3	76,6	11,32	10,82
97,7	96,2	14,06	13,20

Таблица 2

Контрольные расходы топлива

Условия движения автомобиля	Средняя скорость $v_{ср}$ в км/ч		Средний расход топлива $Q_{ср}$ в л/100 км	
	1964—1965 гг.	1965—1966 гг.	1964—1965 гг.	1965—1966 гг.
По городскому кольцу	31,35	32,03	12,85	11,83
По шоссе	56,20	57,20	10,30	9,73

В процессе испытаний фиксировались неисправности аппаратуры [6]. Из общего числа неисправностей около 30% приходилось на период обкатки. Только 6% неисправностей было вызвано полным отказом аппаратуры. К ним относятся случаи остановки электронасоса из-за плохого качества щеток, случаи замыкания проводки и обрыва контактной пружины датчика разрежения. Остальные неисправности могут быть отнесены к частичным отказам, так как они не приводят к прекращению

работы аппаратуры. Значительная часть неисправностей (30%) была связана с неплотностями сопряжений (ослабление крепления впускной трубы, подтекание шлангов). Также около 30% неисправностей вызывалось загрязнением элементов аппаратуры (засорение форсунок, фильтров, замасливание контактных пар датчиков). Отмечалась недостаточная долговечность отдельных деталей, прежде всего контактной пары датчика разрежения, диафрагм датчиков экономайзера и ускорителя (20—30 тыс. км). Наблюдался также повышенный износ шестеренчатых бензонасосов после пробега 50—70 тыс. км, что связано с недостаточной фильтрацией топлива. На основе полученных результатов аппаратура была модернизирована и в ее конструкцию были внесены изменения, направленные на увеличение ее долговечности и надежности.

Для дальнейших испытаний в мае 1965 г. была собрана вторая партия автомобилей ГАЗ-21 «Волга», оборудованных модернизированной аппаратурой. Материалы испытаний показывают, что модернизация аппаратуры значительно повысила ее надежность и долговечность. Общее количество неисправностей по сравнению с аппаратурой первой партии снизилось почти в 3 раза.

Стабильность параметров аппаратуры можно оценить следующими данными. Настройка устройств формирования импульсов к концу испытаний отличалась от начальной настройки не более чем на 2% в области максимальных подач топлива и до 4% на частичных подачах. Характеристики электромагнитных форсунок в процессе эксплуатации изменялись также незначительно. За время между двумя контрольными испытаниями (пробег около 60 тыс. км) производительность форсунок сохранялась в пределах первоначального допуска, максимальный выход за эти пределы не превышал 1 мм³/цикл. Повышение стабильности работы аппаратуры обусловило заметное снижение среднего расхода топлива (см. рис. 2). Проведенные контрольные испытания автомобилей с модернизированной аппаратурой показали, что динамические показатели автомобилей первой и второй партий практически равноценны. Экономические характеристики и контрольные расходы топлива автомобилей первой партии (1964—1965 гг.) и второй партии (1965—1966 гг.) представлены в табл. 1 и 2.

Как видно из сопоставления приведенных данных, модернизация аппаратуры существенно улучшила экономические показатели автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

- Будыко Ю. И., Духнин Ю. В., Коганер В. Э., Лисицин А. И. Аппаратура впрыска легкого топлива с электронным управлением цикловой подачи. НИИАвтопром, 1966.
- Ленин И. М., Покровский Г. П., Федоров П. Ф. «Автомобильная промышленность», 1965, № 3.
- Brüning R. «Funk Technik», 1963, Bd. 18, № 23.
- Knapp H., Joachim U., Bauman G. «MTZ», 1965, № 9.
- Будыко Ю. И., Духнин Ю. В., Коганер В. Э., Лисицин А. И. Испытания аппаратуры впрыска топлива с электронным управлением цикловой подачи для автомобиля ГАЗ-21. Труды ЦНИТА № 27, 1965.
- Духнин Ю. В. Надежность и долговечность электромагнитной форсунки системы впрыска топлива с электронным управлением цикловой подачи. Труды ЦНИТА, № 27, 1965.

ВНИМАНИЮ ЧИТАТЕЛЕЙ!

В книжном магазине № 8 (Москва, К-31, ул. Петровка, 15) можно приобрести следующие книги по машиностроению:

Газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания. Сб. статей. 1961, 172 стр. (Коломенский тепловозостроительный завод — НТО Машпрома). Цена 90 коп.

Дизели и газовые двигатели. Каталог-справочник. Под ред. А. А. Федина. 1961. 280 стр. Цена 3 р. 29 к.

Литвинов А. С. и др. **Шасси автомобиля.** Конструкция и элементы расчета. 1963. 504 стр. Цена 2 р. 28 к.

По желанию читателей указанные книги могут быть высланы наложенным платежом через отдел «Книга—почтой» того же магазина № 8 (Москва, ул. Медведова, д. 1).

К вопросу о влиянии регулятора двигателя на работу сцепления

Е. И. БЛАЖЕННОВ, И. И. КОЗЛОВ, Л. М. МАЛЫШЕВ, Г. С. НИКИФОРОВ, Я. Б. ПИСЬМАН

Ярославский моторный завод

НА ЯРОСЛАВСКОМ моторном заводе проведены испытания по определению работы буксования сцепления ЯМЗ-236 при трогании автомобиля МАЗ-200 с места на второй передаче на горизонтальном участке шоссе с асфальтовым покрытием.

Двигатель ЯМЗ-236 последовательно оборудовался двумя различными типами регуляторов скорости: всережимным регулятором ЯМЗ-236 [1]; всережимным регулятором ЯМЗ-236 с переменным упором максимальной подачи, связанным с рычагом управления (для краткости он назван «комбинированным»). Характеристики указанных регуляторов приведены на рис. 1.

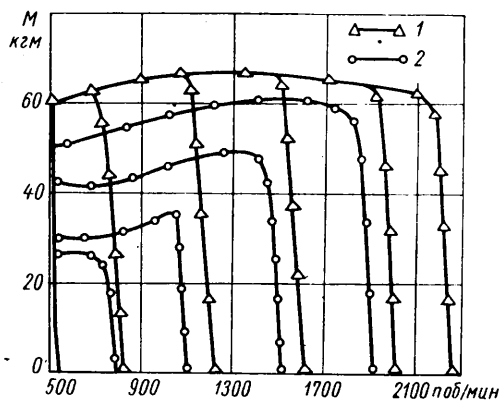


Рис. 1. Характеристики двигателя при частичных положениях рычага управления:

1 — с всережимным регулятором; 2 — с комбинированным регулятором

Двухрежимный регулятор нельзя было использовать вследствие неустойчивой работы двигателя на холостом ходу, т. е. на режиме, предшествующем троганию автомобиля с места.

С помощью осциллографа К-12-21, установленного в кузове испытуемого автомобиля, записывалось изменение во времени следующих параметров (рис. 2): числа оборотов двигателя n_d , числа оборотов ведомого диска сцепления n_c , крутящего мо-

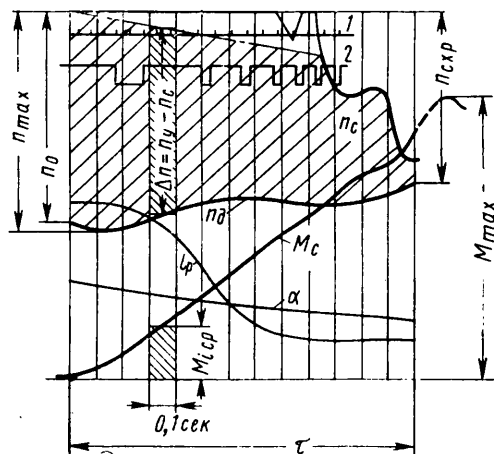


Рис. 2. Копия осциллограммы процесса трогания автомобиля с места при работе с всережимным регулятором:

n_0 — число оборотов двигателя в начале трогания; n_{max} — максимальное число оборотов двигателя в процессе буксования сцепления; n_{csp} — число оборотов двигателя в конце буксования сцепления (синхронное вращение коленчатого вала и первичного вала коробки передач); M_{max} — максимальное значение крутящего момента на первичном валу коробки передач; τ — время буксования сцепления

мента M_c на первичном валу коробки передач, хода педали сцепления α , хода рейки топливного насоса l_p . На осциллограмме записывались следующие отметки: чисел оборотов двигателя (кривая 1, одна отметка за один оборот коленчатого вала), оборотов первичного вала коробки передач (кривая 2, две отметки за один оборот коленчатого вала), времени (отметка за 0,1 сек).

Испытания проводились по следующей методике: водитель устанавливал необходимые числа оборотов двигателя, затем отпускал педаль сцепления, сохраняя постоянным положение педали подачи топлива. Для исключения влияния интенсивности включения сцепления и выявления влияния только регулятора были отобраны лишь те осциллограммы, где скорость включения сцепления была практически одинаковой при всех типах регуляторов.

На рис. 2 приведена типичная осциллограмма процесса трогания автомобиля с места в данном случае с всережимным регулятором.

Работа буксования сцепления A определялась графическим интегрированием осциллограммы [2]:

$$A = \sum_{i=1}^{i=k} M_{i \text{ cp}} (\omega_d - \omega_c) \Delta t,$$

где k — число промежутков элементарного изменения времени Δt ;

$M_{i \text{ cp}}$ — среднее значение момента трения сцепления в соответствующем промежутке времени Δt ;

ω_d — среднее значение угловой скорости двигателя за Δt ;

ω_c — среднее значение угловой скорости ведомого диска за Δt .

Принимая $\Delta t = 0,1 \text{ сек}$ и заменяя угловую скорость на число оборотов в минуту, получим

$$A = 0,0105 \sum_{i=1}^{i=k} M_{i \text{ cp}} \Delta n,$$

где $\Delta n = n_d - n_c$ — разность среднего значения числа оборотов в минуту двигателя n_d и ведомого диска сцепления n_c за Δt .

В методике обработки осциллограммы было допущено упрощение вследствие того, что датчик угловой скорости первичного вала начинал достаточно надежно работать лишь с 250—300 об/мин. Поэтому точка осциллограммы, соответствующая этому значению чисел оборотов, соединялась с нулевой (начало трогания) прямой линией (рис. 2).

Для оценки допускаемой при этом погрешности на двадцати кадрах был просчитан суммарный угол с начала буксования до начала уверенной записи скорости первичного вала. При изменении скорости по предлагаемой прямой и по отметкам чисел оборотов первичного вала получалось завышение угла на 3—5%. Это легко объясняется, если учесть, что в начальный период времени крутящий момент на первичном валу изменяется пропорционально времени (рис. 2). Эта погрешность обработки приводит к занижению величины работы буксования менее 3—5%, поскольку относится лишь к части периода трогания (50—70%).

На рис. 3 приведены результаты определения работы буксования. При малых числах оборотов результаты почти одинаковые, но при увеличении скоростного режима меньшие значения работы буксования были получены с комбинированным регулятором. Такой же вывод можно сделать и в отношении величин максимального и среднего крутящих моментов, измеренных по первичному валу при трогании автомобиля с различными регуляторами (рис. 3). Эти характеристики полностью согласуются со статическими характеристиками регуляторов (рис. 1).

Для удобства сравнения на рис. 4 приведены некоторые характеристики процесса трогания автомобиля с каждым регулятором, построенные в зависимости от времени и наложенные друг на друга при начальных числах оборотов двигателя 1200 в минуту. Здесь видно почти полное совпадение хода педали сцепления α , что обеспечило одинаковое падение числа

сбортов двигателя в начальный период трогания, которое у всережимного регулятора вызвало большее перемещение рейки в сторону увеличения подачи топлива в соответствии с его статическими характеристиками. Увеличение подачи привело к замедлению падения чисел оборотов, а у всережимного регулятора наметилась тенденция к их росту.

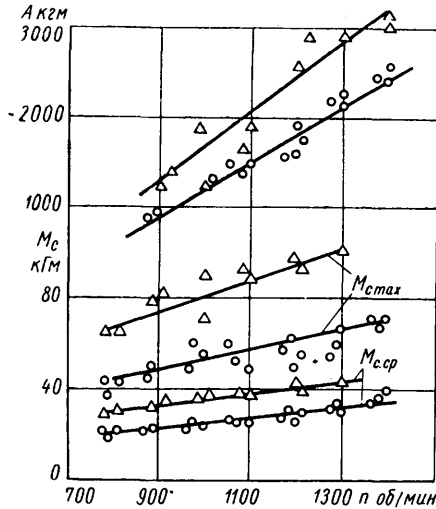


Рис. 3. Параметры процесса трогания автомобиля:

A — работа буксования сцепления при различных числах оборотов двигателя; $M_{с\max}$ ($M_{с\text{ср}}$) — максимальное (среднее) значение крутящего момента, измеренное на первичном валу коробки передач во время трогания

Таким образом, автоматическое установление полной подачи топлива, осуществляемое всережимным регулятором при падении чисел оборотов двигателя в процессе трогания автомобиля, приводит к завышению угловой скорости конца буксования ω , как следствие, к увеличению работы буксования, а также максимального и среднего $M_{ср}$ крутящих моментов на первичном валу коробки передач.

Очевидно, чем активнее водитель будет пользоваться педалью подачи топлива при трогании автомобиля, тем меньше будет наблюдаться упомянутая разница, которая должна отсутствовать совсем, если в начальный момент трогания водитель мгновенно нажмет педаль до упора, что приведет к установлению полной подачи и выключению регулятора из работы, по крайней мере в начальный период.

Для проверки этих выводов в эксплуатационных условиях были проведены дополнительные испытания, в которых участвовали водители с различным опытом работы.

Автомобиль испытывался в двух весовых вариантах: груженный, общим весом 13,5 т, без прицепа и груженный, общим весом 13,5 т, с прицепом весом 15 т.

Обработка осциллограмм показала наличие больших отклонений измерений, выполненных различными водителями и одним и тем же водителем (процесс трогания каждым водителем записывался 5—10 раз в каждом весовом состоянии поезда).

Поэтому для вычисления средних показаний по результатам обработки осциллограмм был использован метод взвешенных измерений [3].

Результаты вычислений сведены в таблицу, в числителе приведено значение средней величины измерения, в знаменателе вероятная ошибка σ_{Δ} . Зависимости в основном оста-

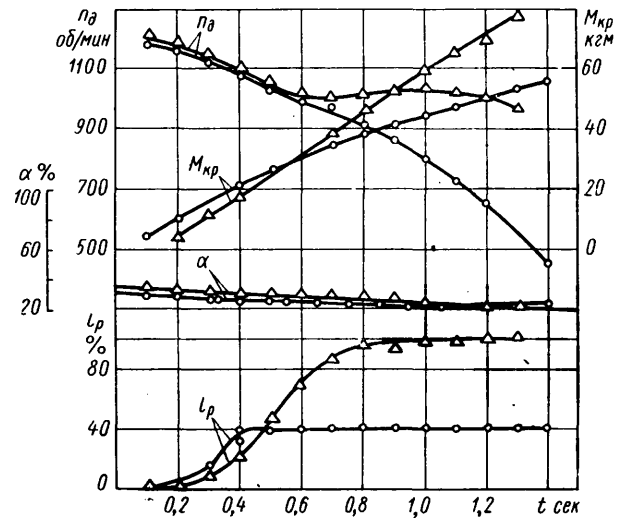


Рис. 4. Изменение скоростного режима двигателя n_d , крутящего момента на первичном валу $M_{кр}$, координаты рейки насоса высокого давления L_p (в % от полной подачи)

лись такими же и по величине работы буксования, и по величине крутящих моментов: лучшим оказывается комбинированный регулятор. Особенно наглядно эта закономерность проявляется при ездах автомобиля с прицепом, где во всех измерениях с комбинированным регулятором получались лучшие результаты.

Максимальное значение крутящего момента M_{\max} на первичном валу коробки передач в процессе трогания автомобиля, как правило, наблюдается уже после конца буксования сцепления и для всережимного регулятора имеет величину, превосходящую максимальный крутящий момент двигателя на 30—40%, а с комбинированным регулятором M_{\max} в основном не превышает момента двигателя.

По таблице можно также сделать заключение о том, что решающее влияние на работу буксования оказывает водитель, например, у водителя M величина A с комбинированным регулятором без прицепа больше, чем у любого другого водителя даже на автомобиле с прицепом. У этого же водителя начальные числа оборотов трогания и максимальные числа оборотов двигателя в процессе буксования сцепления также значительно

Водитель	Всережимный регулятор							Комбинированный регулятор						
	A в ксж	n_d в об/мин	n_{\max} в об/мин	$n_{ср}$ в об/мин	M_{\max} в ксж	$M_{ср}$ в ксж	t в сек	A в ксж	n_d в об/мин	n_{\max} в об/мин	$n_{ср}$ в об/мин	M_{\max} в ксж	$M_{ср}$ в ксж	t в сек
Без прицепа														
С	2073	801	1065	687	80	40	1,0	2230	835	892	595	70	31	1,1
	7,1	6,3	2,2	4,2	2,6	3,7	3,5	7,2	3,0	2,7	5,7	5,5	5,4	4,5
А	2230	755	787	645	43	25	2,1	1810	762	835	484	39	22	2,0
	12,4	3,4	2,7	3,2	3,8	5,2	1,4	14,0	8,1	7,9	21,0	2,0	2,0	3,9
М	3630	1050	1110	885	81	3,0	1,9	5300	1290	1350	773	63	32	2,1
	7,5	3,6	3,1	2,3	3,3	4,5	2,2	4,5	2,8	2,5	3,7	3,4	4,6	3,3
С	1600	780	850	700	75	33	1,2	660	670	723	302	48	25	0,8
	13,0	2,3	4,0	3,1	2,8	1,2	9,0	4,5	1,7	2,5	5,2	1,5	3,1	10,0
С прицепом														
С	4300	890	1070	580	89	47	1,7	3810	825	940	533	79	41	1,3
	5,6	7,0	4,5	3,5	1,6	4,8	9,6	6,4	3,4	2,8	3,8	3,3	2,1	5,4
А	3710	800	800	605	67	30	2,5	3600	850	850	500	49	25	3,0
	4,1	0,5	0,5	2,3	1,5	0,6	1,1	21,0	5,6	5,6	11,9	4,5	7,2	7,8
Е	2940	753	832	431	84	47	1,4	2650	810	860	401	62	39	1,4
	12,6	0,9	2,2	8,9	3,0	2,1	8,6	14,8	2,5	2,3	6,9	2,4	3,5	5,0

выше. Очевидно, что такой режим трогания не должен применяться. Однако трогание при низких числах оборотов двигателя, несмотря на малые значения работ и моментов, как, например, у водителя Е на автомобиле без прицепа также нецелесообразно, поскольку работа двигателя при 300 об/мин приводит к значительному ухудшению рабочего процесса.

Таким образом, автоматическое установление полной подачи топлива, осуществляемое всережимным регулятором при уменьшении чисел оборотов двигателя в процессе трогания автомобиля, приводит к завышению угловой скорости конца буксования, увеличению максимального крутящего момента на первичном валу (на 30—40%) и увеличивает работу буксования сцепления на 6—15%. Однако при этом на величину работы буксования большее влияние оказывает способ управления педалями подачи топлива и сцепления, зависящий от индивидуальных особенностей водителя.

При эксплуатации автомобилей с четырехтактными двигателями ЯМЗ целесообразно осуществлять трогание при 800—

900 об/мин, так как увеличение их до 1200 и выше приводит к завышению работы буксования в 2—3 раза и значительно увеличивает максимальный крутящий момент в трансмиссии в момент трогания.

Наличие прицепа (общий вес прицепа 15 т) увеличивает работу буксования в 1,5—2 раза, максимальный крутящий момент в трансмиссии на 10—30%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Блаженнов Е. И., Терещук А. Г. «Автомобильная промышленность», 1967, № 3.
2. Петров В. А. Автоматические сцепления автомобилей, Машгиз, 1961.
3. Яковлев К. Н. Математическая обработка результатов измерений. Гостеоиздат, 1950.

УДК 681.121.001.4:629.113

Расходомер для испытаний автомобилей на топливную экономичность

В. Г. БРИЛОВ, Г. Ф. БУДАНОВ, А. Д. КИСЛЯКОВ

Центральный научно-исследовательский институт топливной аппаратуры

ЗНАЧИТЕЛЬНЫЙ рост автомобильной промышленности вызывает необходимость создания универсального прибора с автоматическим управлением, позволяющего проводить испытания любого типа автомобилей с карбюраторными двигателями.

В ЦНИТА в течение ряда лет проводились работы по созданию штихприборов, которые дали возможность упростить снятие дорожных характеристик и повысить точность измерений. С учетом недостатков существующих приборов в 1964 г. была разработана конструкция расходомера. Новый прибор (рис. 1) благодаря простоте монтажа и обслуживания, а также высокой точности и надежности в работе получил широкое признание среди испытателей большинства автозаводов и институтов отрасли.

Расходомер состоит из гидравлической системы, схемы управления топливными клапанами с электромагнитным приводом и секундомера с электрическим включением.

Все детали расходомера смонтированы в корпусе, имеющем три резьбовых гнезда для крепления прибора на кронштейнах в любом выбранном месте. Опыт эксплуатации показал, что для большинства автомобилей наиболее удобно устанавливать прибор справа от щитка приборов. В этом случае водитель может вести измерения без участия дополнительного испытателя.

На передней панели корпуса расположены кнопка управления, тумблер включения питания с сигнальной лампой зеленого цвета, кнопка заполнения с сигнальной лампой красного цвета и секундомер типа СМ-60. На верхней части установлены два измерительных цилиндра. Прибор присоединяется к системе питания автомобиля с помощью четырех штуцеров, расположенных на левой стенке корпуса.

Гидравлическая система расходомера (рис. 2) состоит из измерительной и «разгонной» колб, клапанов с электромагнитным приводом и трубопроводов.

Конструкция измерительной 1 и «разгонной» 2 колб одинаковая. Колба состоит из мерного цилиндра, выполненного из органического стекла, на наружную поверхность которого нанесена шкала, градуированная в единицах объема, а также из двух крышек, соединяющихся с мерным цилиндром при помощи резьбы. «Разгонная» колба включается в процессе подготовки к измерению для устранения влияния объемов и инерции топлива в трубопроводах. Характеристики колб, применяемых для испытаний автомобилей различных типов, приведены в таблице.

У колб всех приборов одинаковые размеры соединительных частей, поэтому в случае необходимости, например, в приборе

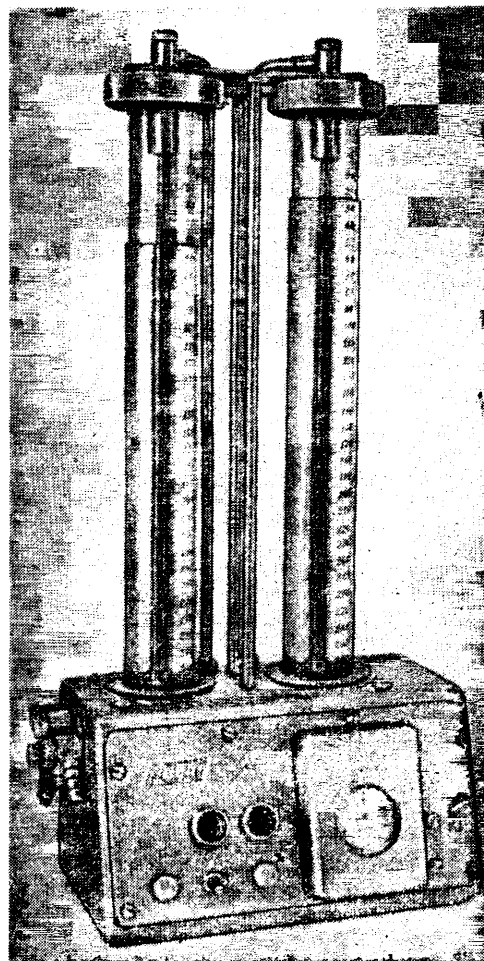


Рис. 1. Внешний вид расходомера АРМ-300

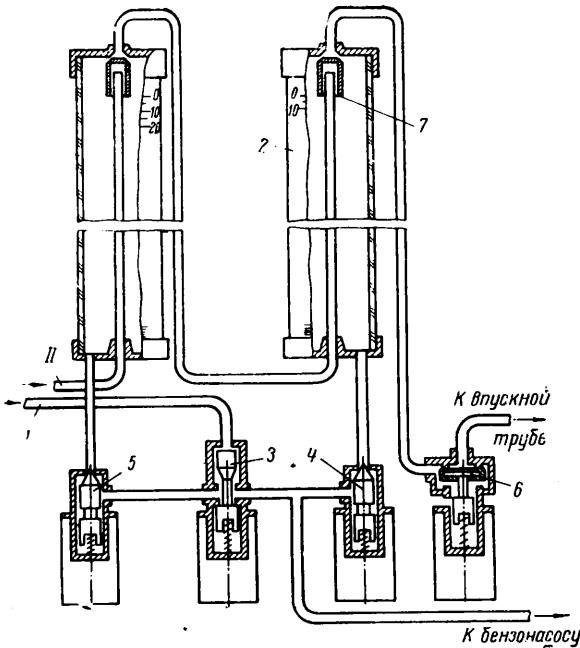


Рис. 2. Схема гидравлической системы расходомера

Автомобиль	Прибор	«Разгонная» колба		Измерительная колба	
		Объем в см ³	Цена деления в см ³	Объем в см ³	Цена деления в см ³
«Запорожец», «Москвич»	АРМ-300	300	1	300	1
«Волга», ГАЗ-51, ГАЗ-53, ЗИЛ-130	АРМ-600	600	2	600	2
Урал-375	АРМ-1000	1300	2	1300	2

АРМ-600, может устанавливаться «разгонная» колба от прибора АРМ-300. Для установки в него колб объемом 1300 см³ требуется замена ряда деталей. Проходные сечения трубопроводов и клапанов обеспечивают максимальный расход без заметного дросселирования.

Конструкция клапанов с электромагнитным приводом в зависимости от назначения различна. Перепускной клапан 3 служит для перекрытия магистрали I, идущей от бензобака к бензонасосу, в процессе разгона автомобиля и измерения. Клапаны 4 и 5 «разгонной» и измерительной колб взаимозаменяемы. Вакуумный клапан заполнения 6 — двустороннего действия. В одном положении он соединяет полости колб с атмосферой, в другом — с впускной трубой двигателя. Все клапаны закрываются пружинами.

Расходомер соединяется с топливной системой автомобиля с помощью четырех трубопроводов, два из которых идут от топливного бака автомобиля. Необходимость этого обусловливается принятой системой заполнения прибора за счет перепада давлений между впускной трубой и бензобаком. Каналы, соединяющие элементы гидравлической системы, выполняются в моноблоке, в который устанавливаются также топливные клапаны.

Гидравлическая система работает следующим образом. Для заполнения мерных емкостей топливом включается вакуумный клапан 6, который разобщает внутренние полости обеих колб от атмосферы и соединяет их с впускной трубой двигателя. Наполнение может осуществляться на любом режиме за исключением работы при низких числах оборотов и полностью открытой дроссельной заслонке. Максимальная скорость наполнения достигается при малых числах оборотов холостого хода. Под действием разрежения по дополнительной маги-

страли II из бензобака в измерительную, а затем и в «разгонную» колбы поступает бензин. Когда уровень топлива в «разгонной» колбе (заполняющей последней) несколько превысит нулевую отметку (на 5—10 мм), вакуумный клапан выключают. Тем самым полости колб через отверстие на левой наружной стенке прибора сообщаются с атмосферой, и начинается процесс истечения излишков топлива за счет сифона в бензиновый бак по магистрали II. Истечение происходит до тех пор, пока через отверстия 7 в крышках колб в магистраль не поступит воздух. Слив прекращается, и уровень топлива в обеих колбах устанавливается по кромке прилива крышки. Положение кромки относительно шкалы подобрано таким образом, что уровень топлива автоматически устанавливается на нулевых отметках.

При подъезде к мерному участку дороги после нажатия кнопки управления перепускной клапан перекрывает топливную магистраль I. Одновременно открывается клапан «разгонной» колбы и топливо из нее начинает поступать в двигатель. На контрольной отметке мерного участка дороги вторично нажимается кнопка, после чего клапан «разгонной» колбы закрывается, а измерительной — открывается (перепускной клапан при этом остается закрытым). На контрольной отметке конца мерной колбы закрывается и схема приходит в исходное положение.

Электрическая схема прибора показана на рис. 3. Питание осуществляется от бортовой сети автомобиля. Включение выполняется тумблером T₁, о наличии напряжения сигнализирует лампа Л₂.

Цепь вакуумного клапана заполнения включает кнопку КН₁ с сигнальной лампой Л₁ и обмотку электромагнита К₄.

Электромагниты остальных клапанов управляются с помощью кнопки КН₂ и реле-искателя Р₂ (типа РИ). Катушка его

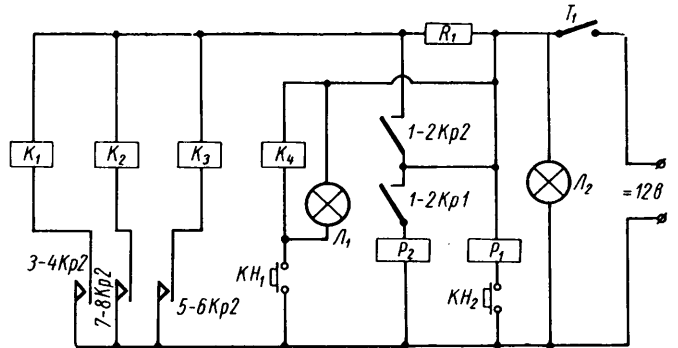


Рис. 3. Принципиальная электрическая схема прибора (К₁, К₂ и т. д. — обмотки электромагнитов клапанов)

перемотана на напряжение 12 в. На ротор реле Р₂ установлены три кулачка с контактными группами, включающими обмотки электромагнитов соответствующих клапанов.

Реле включения секундомера (типа 8Э15) также подвергнуто переделке. На якорь реле установлен рычаг, на конце которого находится регулировочный винт с амортизатором, нажимающим на головку секундомера. Катушка реле также перемотана на напряжение 12 в.

Для удобства пользования прибором может применяться выносная кнопка, включенная параллельно кнопке КН₂ и устанавливаемая непосредственно около водителя. Пуск и остановка схемы могут осуществляться также с помощью датчиков, располагаемых в начале и конце мерного участка дороги.

Электрическая схема работает следующим образом. После заполнения прибора путем включения кнопки КН₁ схема приводится в готовность к измерению. При этом все контакты реле разомкнуты. При нажатии на кнопку КН₂ реле Р₁ устанавливает секундомер на нулевую отметку. Одновременно замыкаются контакты 1-2Кр1 и подается напряжение на обмотку реле Р₂. При повороте его ротора с помощью кулачков замыкаются группы контактов, управляющих электромагнитами соответствующих клапанов.

Для предотвращения чрезмерного нагрева обмоток электромагнитов клапанов полное напряжение питания подается только при нажатии кнопки КН₂ через нормально разомкнутые контакты 1-2Кр2, шунтирующие добавочное сопротивление Р₁ (10 ом). После отпущения кнопки контакты замыкаются и

на обмотки через сопротивление P_1 подается пониженное напряжение, достаточное для удерживания клапана в открытом положении.

В дальнейшем электрическая схема была модернизирована. Необходимость ее была обусловлена применением в схеме по рис. 3 нестандартных элементов (переделка реле и т. д.), некоторой перегрузкой контактов использованных реле по току и сложностью настройки, связанной с ручной подгонкой профилей кулачков. В качестве управляющих элементов в модернизированной схеме использованы однотипные реле типа РСМ-1.

При снятии экономической характеристики после заезда в прямом направлении в протокол испытаний записываются время прохождения мерного участка дороги (по секундомеру) и объем топлива, израсходованного из измерительной колбы. Затем выполняется повторное заполнение мерных емкостей и заезд в обратном направлении.

Эксплуатационный расход топлива определяется по формуле

$$Q_m = \frac{q_1 + q_2}{2S} \cdot 100 \text{ л/100 км,}$$

где q_1, q_2 — объем топлива в л, израсходованный при движении в прямом и обратном направлениях;

S — длина мерного участка дороги в км.

Так как обычно длина мерного участка принимается равной 1 км, для этого случая

$$Q_m = (q_1 + q_2) \cdot 50 \text{ л/100 км.}$$

Средняя скорость движения автомобиля определяется из выражения

$$v = \frac{2S}{t_1 + t_2} \text{ км/ч,}$$

где t_1, t_2 — время прохождения мерного участка в прямом и обратном направлениях в ч.

Для определения среднего расхода топлива во время разгона автомобиля с места (при снятии динамических характеристик) в момент работы двигателя на холостом ходу включается «разгонная» колба. В начале движения осуществляется переключение на измерительную колбу, по расходу топлива из которой оценивается экономичность за период разгона. Путь разгона в этом случае определяется по показаниям «пятого» колбеса.

Техническая характеристика приборов типа АРМ приведена ниже.

Количество мерных емкостей	2
Объем колб в см ³	300—1300
Точность градуировки колб в %	0,2
Номинальное напряжение питания в в	12
Минимально допустимая величина напряжения питания в в	11
Потребляемый ток (в момент переключения) в а	5 (не более)
Точность отсчета времени (определяется типом применяемого секундомера) в сек.	0,1—0,05
Диапазон рекомендуемых рабочих температур в °С	0—50
Вес в кг	5 (не более)

УДК 629.113.011.5.001.5

Исследование жесткости кузова автомобиля ГАЗ-21 в условиях статических нагрузок

В. С. МОЖГИНСКИЙ, Ю. В. КРЫМОВ

Горьковский автозавод

ПЕРЕД автомобильной промышленностью стоит задача создания с первых производственных образцов надежных и долговечных моделей автомобилей. Известно, что от конструкции кузова зависит срок службы легкового автомобиля. Кузов составляет примерно половину его стоимости. Поэтому конструкция кузова должна быть рациональной и отвечать требованиям эксплуатации. Разработка конструкции кузова осложнена отсутствием методики расчета его на прочность. В связи с этим особенное значение при создании новых моделей приобретают исследования силовых схем кузовов автомобилей, хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации.

Показательны исследования жесткости кузова автомобиля «Волга», проводившиеся не только с целью определения общей жесткости несущего кузова автомобиля среднего класса, но и для выяснения влияния на нее отдельных элементов световой схемы. Жесткость кузова оценивалась по удельным величинам упругих деформаций, вызванных приложением статических нагрузок изгиба и кручения.

Характеристики и упругие деформации определялись на специальном стенде, представляющем собой жесткую раму, установленную неподвижно на фундаменте.

При испытаниях на изгиб передняя часть кузова с балкой передней подвески устанавливалась на стенд шарнирно на шариковых подшипниках, расположенных по оси передних колес для уменьшения сил трения при перемещении кузова от прикладываемых нагрузок. Задняя часть кузова посредством двух фальшрессор, передние концы которых шарнирно при-

креплялись к кузову, а задние были связаны с кузовом посредством радиальных подшипников, опиралась на стенд через стойку с цилиндрической пятой, расположенной по оси задних колес (рис. 1). Нагрузка прикладывалась к кузову

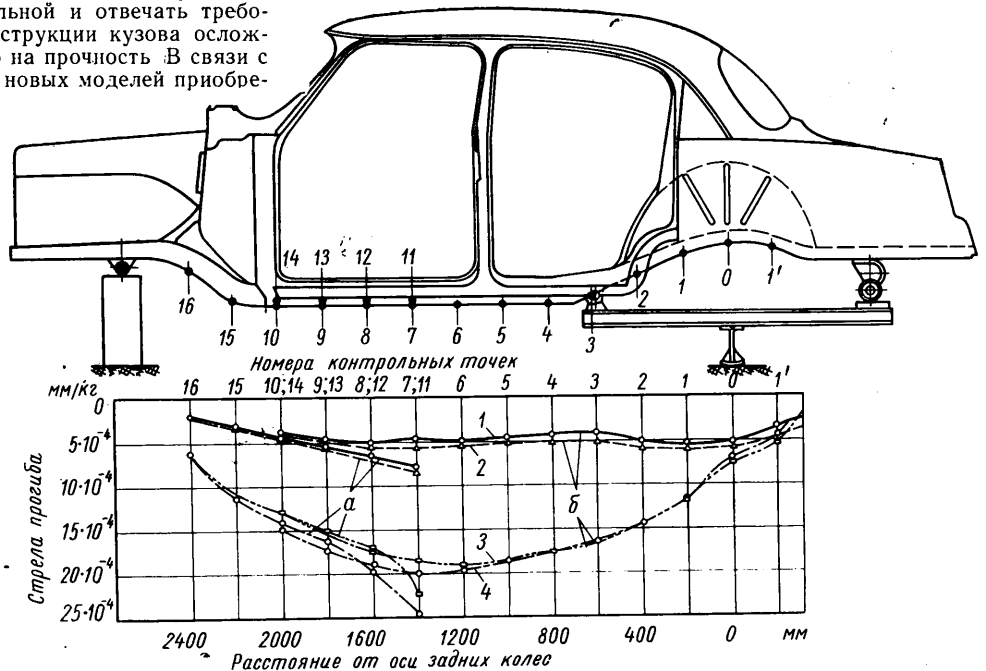


Рис. 1. Установка кузова на стенде и линии упругих прогибов при испытании на изгиб: а — прогиб подмоторной рамы; б — прогиб кузова; 1 — целый кузов; 2 — кузов без крыши; 3 — кузов без верхнего силового пояса; 4 — основание кузова (на верхней части рисунка цифрами обозначены номера контрольных точек)

с помощью системы рычагов, имитирующих статические силы, создаваемые двигателем с коробкой передач, передним и задним сиденьями с пассажирами, бензобаком, запасным колесом и багажом, в местах их крепления или размещения. Суммарная сила создавалась с помощью нагружающего механизма винтового типа и регистрировалась динамометром. Нагружение проводилось поэтапно от нагрузки, создаваемой собственным весом составляющих, до пятикратной перегрузки, что соответствовало работе кузова на изгиб в пределах упругих деформаций.

При испытаниях на кручение передняя часть кузова по оси колес жестко прикреплалась к стенду, а задняя часть через фальшрессоры и поперечный рычаг опиралась на призму, укрепленную на стенде.

Свободный конец поперечного рычага через динамометр и трос соединялся с нагрузителем. Наибольший крутящий момент при испытаниях составлял 350 кгм, что соответствовало работе кузова на кручение в пределах упругих деформаций.

Деформации кузова определялись индикаторами с ценой деления 0,01 мм, которые устанавливались под лонжеронами подмоторной рамы и пола на расстоянии 200 мм один от другого. Величины стрел прогибов определялись как средние от показаний правого и левого индикаторов, отнесенные к 1 кг силы. Величины углов закручивания кузова определялись по формуле

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{A}{B},$$

где α — угол закручивания сечения кузова относительно передней оси в град;

A — суммарное показание индикаторов, установленных под левым и правым лонжеронами в контрольных точках сечения кузова, в мм;

B — расстояние между контрольными точками на левом и правом лонжеронах в данном сечении в мм.

С целью выявления влияния отдельных силовых элементов на работу всей силовой схемы кузова на изгиб и кручение кривые упругих прогибов и углов закручивания определялись последовательно в четыре этапа.

На первом этапе испытывали кузов в сборе. Кривые упругих деформаций (рис. 1, кривая 1) и углов закручивания (рис. 2, кривая 1) характеризуют жесткость целого кузова и ее изменения по длине базы.

На втором этапе испытаний определялась жесткость кузова с удаленными панелью и ребрами крыши (рис. 1 и 2, кривые 2).

Третьим этапом испытаний явилось определение упругих характеристик при исключенном верхнем силовом поясе (передние и задние рейки и рейки боковин).

На четвертом этапе испытаний у кузова был дополнительно удален средний силовой пояс (укосы подмоторной рамы, диагональные усилители задней части кузова, усилители щитка передней части кузова), т. е. испытаниям подвергалось основание кузова.

Для наглядности оценки влияния силовых элементов на общую жесткость кузова в таблице даны сравнения максимальных стрел прогиба и углов закручивания, выраженных в про-

Этапы исследований	Максимальная стрела прогиба		Угол закручивания	
	в $1 \cdot 10^{-4}$ мм/кг	в %	в мин	в %
I	5,34	100	31	100
II	6,02	113	62	200
III	19,00	356	84	271
IV	19,92	373	120	388

центном отношении к соответствующим величинам для целого кузова.

Из таблицы видно, что при работе кузова на изгиб основную роль в силовой схеме наряду с основанием играет верхний силовой пояс, исключение которого приводит к резкому сниже-

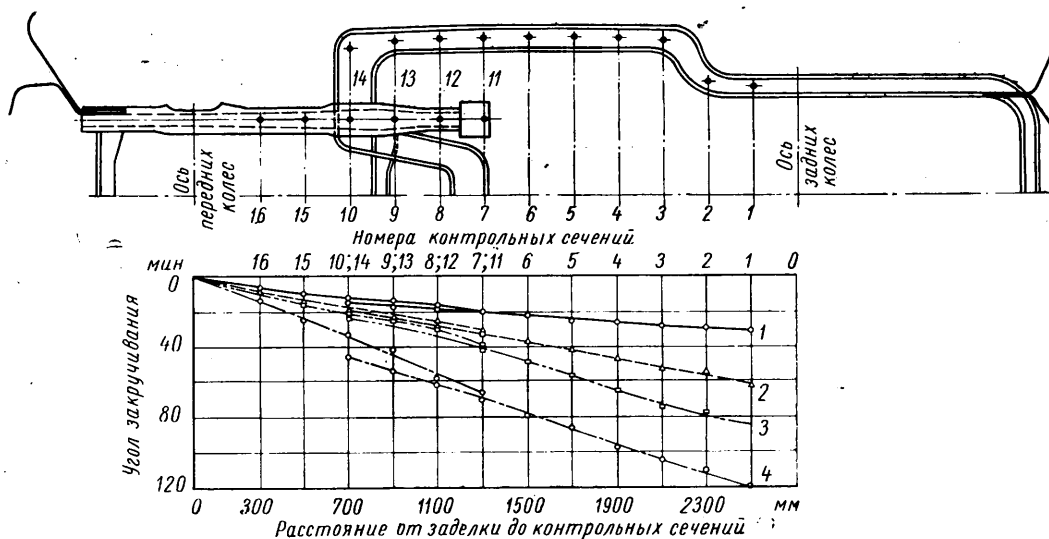


Рис. 2. Характеристики углов закручивания при испытании кузова на кручение: 1 — целый кузов; 2 — кузов без крыши; 3 — кузов без верхнего силового пояса; 4 — основание кузова

нию изгибной жесткости и увеличению максимальной стрелы прогиба в 3,56 раза по сравнению с целым кузовом.

Следовательно, возникающие иногда в процессе длительной эксплуатации автомобилей типа «Волга» разрушения элементов верхнего силового пояса (стоек ветрового окна, центральных стоек и верхних реек боковин) значительно ослабляют весь кузов и уменьшают его долговечность. В связи с этим при эксплуатации автомобиля нужно уделять особое внимание своевременному ремонту верхнего силового пояса.

Влияние крыши, диагональных усилителей задней части кузова, укосов подмоторной рамы и усилителей щитка передней части кузова на изгибную жесткость кузова незначительно. Во время работы на кручение влияние всех указанных силовых поясов примерно равноценно.

В результате проведенных исследований установлено, что общая жесткость кузова автомобиля «Волга» является достаточно высокой и равномерной по длине базы; все исследованные пояса являются активными составляющими общей силовой системы кузова; жесткость кузова при последовательном исключении силовых поясов, несмотря на снижение по величине, остается по характеру равномерной.

Определение рациональной формы профиля сечения несущих балок-резервуаров пневматической подвески

Канд. техн. наук Р. А. АКОПЯН, А. С. ТАШЛЫЦКАЯ

Львовский политехнический институт, Львовский ГСКБ по городским автобусам

ОТСУТСТВИЕ должного опыта проектирования пневматических подвесок привело к тому, что на первых этапах создания отечественной конструкции пневматической подвески допослнительные резервуары упругих элементов, необходимые для смягчения характеристик, выполнялись разъединенными с опорными балками упругих элементов. При этом резервуары нагружались избыточным давлением и не нагружались внешними силами, а опорные балки нагружались только внешними силами. В таком виде подвеска используется на серийных междугородных автобусах «Турист-2». Существенным упрощением подвески является объединение в одном узле резервуара с опорной балкой, как это выполнено на городских автобусах ЛАЗ-698, ЛАЗ-696.

Дальнейшее упрощение конструкции пневматической подвески (рис. 1) и снижение металлоемкости мы видим в подборе

эквивалентные профили сечений, которые имели бы такие же площади, ограниченные средней профильной линией, и те же значения момента сопротивления на изгиб.

Для кольцеобразного профиля получены выражения

$$D = \frac{2}{\sqrt{\pi}} h_1 \sqrt{\frac{h_2}{h_1}}; \delta_0 = \delta_1 \left(1 + \frac{1}{3} \cdot \frac{h_2}{h_1} \cdot \frac{\delta_2}{\delta_1} \right), \quad (1)$$

где $\delta_0, \delta_1, \delta_2$ — толщины стенок кольцеобразного и прямоугольного профилей;

h_2, h_1 — высота и ширина профиля;

D — диаметр кольцеобразного профиля.

Диаметр D не зависит от толщины исходного прямоугольного профиля, и это накладывает определенные ограничения при выборе диаметра.

Для толщины стенки δ эллипсообразного профиля получено выражение

$$\delta = \frac{h_2 (h + h_1) \cdot (h_2 \delta_2 + 3h_1 \delta_1)}{6 \left[\frac{h^3}{6} + \pi h_1 \left(\frac{h}{2} + \frac{h_1}{\pi} \right)^2 + \frac{h_1^3}{4} \left(\frac{\pi}{2} - \frac{4}{\pi} \right) \right]}. \quad (2)$$

Из уравнения (1) следует, что с увеличением $k = \frac{h_2}{h_1}$ диаметр D возрастает. Так, например,

для $k=1, D=1,13 h_1=1,13 h_2$, а для $k=2, D=1,6 h_1=0,8 h_2$.

Сопоставлением площадей сечений кольцеобразного S_k и прямоугольного S_n профилей при $\delta_n = \delta_1 = \delta_2$ оцениваем изменение веса балки-резервуара. Для $k=1 \frac{S_n}{S_k} = 0,846 < 1$; для

$$k=2 \frac{S_n}{S_k} = 0,718 < 1.$$

Из уравнения (1) для различных значений k можно получить соотношение толщин стенок сравниваемых профилей: для $k=1 \delta_0 = 1,33 \delta_n$; для $k=2 \delta_0 = 1,66 \delta_n$; для $k=3 \delta_0 = 2 \delta_n$.

Таким образом, замена прямоугольного профиля эквивалентным кольцеобразным при одной и той же прочности от действия только внешних сил связана с увеличением веса балки-резервуара. Степень увеличения высоты эллипсообразного профиля сечения по сравнению с прямоугольным можно получить из соотношения

$$\frac{h_0}{h_2} = 1 + \frac{4 - \pi}{4k}.$$

Отсюда для $k=1 h_0 = 1,215 h_2 = 1,215 h_1$; для $k=2 h_0 = 1,107 h_2 = 2,214 h_1$.

В отличие от кольцеобразного габариты сечения эллипсообразного профиля в меньшей мере отклоняются от прямоугольного, особенно при больших значениях k .

Отношение площадей профилей сопоставляемых прямоугольного и эллипсообразного сечений, характеризующее изменение веса балки-резервуара, зависит от k : для $k=1$ имеем $\frac{S_n}{S_0} = 0,892$, а для $k=2 \frac{S_n}{S_0} = 0,894$.

Вес балки-резервуара с эллипсообразным профилем сечения больше, чем с прямоугольным, но существенно меньше, чем с кольцеобразным, особенно при больших значениях k .

Увеличение веса балки-резервуара с эллипсообразным профи-

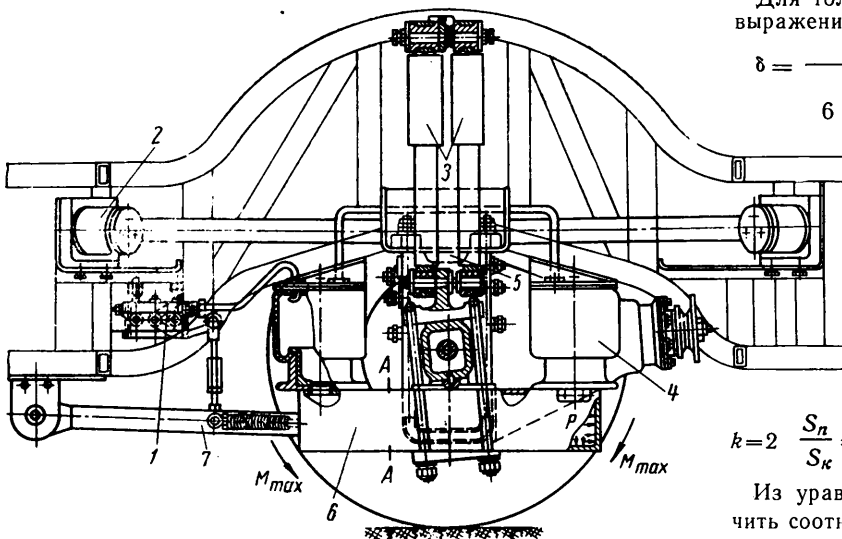


Рис. 1. Пневматическая подвеска с балкой-резервуаром:

1 — регулятор; 2 — тяга верхняя; 3 — амортизаторы; 4 — упругий элемент; 5 — буфер; 6 — балка-резервуар; 7 — тяга нижняя

рациональной формы профиля сечения балки-резервуара при сохранении одного и того же объема. Рассматривались прямоугольные (рис. 1, а), кольцеобразные (рис. 1, б), эллипсообразные (рис. 1, в) и квадратные сечения балок-резервуаров, нагруженных одинаковыми внешними нагрузкой и избыточным внутренним давлением. Длины резервуаров принимались одинаковыми, а профили сечений постоянными по длине, т. е. объемы резервуаров сохранялись постоянными.

В качестве измерителей рациональной формы профиля сечения использовались прочность балки-резервуара от действия внешних сил, прочность от действия избыточного давления, вес балки резервуара, ее габариты. При постоянной внешней силе оценка прочности по напряжениям сведена к ее оценке по моментам сопротивлений сечения.

Принимаем, что прямоугольный профиль сечения отвечает всем требованиям прочности балки-резервуара, и определяем

лем сечения объясняется большей толщиной стенки. Действительно, при равенстве $\delta_n = \delta_1 = \delta_2$ из уравнения (2) следует, что

$$\delta = \delta_n \frac{k(k+3) \left(k + 1 - \frac{\pi}{4} \right)}{\left(k - \frac{\pi}{4} \right)^3 + 6\pi \left(\frac{k}{2} - \frac{\pi}{8} + \frac{1}{\pi} \right)^2 + 6 \left(\frac{\pi}{8} - \frac{1}{\pi} \right)} \quad (3)$$

Отсюда при $k=1$ $\delta = 1,256\delta_n$; при $k=2$ $\delta = 1,204\delta_n$.

Сопоставляя соответствующие характеристики прямоугольного и квадратного профилей сечений, получили выражения для толщины стенки квадратного профиля сечения $\delta_{кв}$ и соотношения площадей профилей сечений $\frac{S_n}{S_{кв}}$:

$$\delta_{кв} = \frac{\delta}{4} (k+3); \quad \frac{S_n}{S_{кв}} = \frac{2(k+1)}{\sqrt{k(k+3)}} \quad (4)$$

При квадратном профиле, эквивалентном прямоугольному сечению, вес балки-резервуара увеличивается, особенно при больших k .

Исходя из принципа независимости действия сил, оценим прочность рассматриваемых профилей сечений от действия только внутреннего давления, без учета внешних сил.

Для получения изгибающих моментов в прямоугольном профиле используем часть балки-резервуара, представляющей собой замкнутую статически неопределимую раму с двумя осями симметрии. Вследствие симметрии рассматриваем только одну четвертую часть рамы, нагруженной изгибающими моментами M_1, M_2 и растягивающими силами $\frac{ph_1}{2}; \frac{ph_2}{2}$, принимая

перерезывающие кососимметричные статически неопределимые силы равными нулю (рис 1, е).

Известные решения [1] замкнутой рамы с двумя осями симметрии при действии равномерно распределенного внутреннего давления p не могут быть использованы для прямоугольной рамы со стенками разной толщины. По аналогии с решением [1] выведены формулы для получения изгибающих моментов в сечении ACB рам со стенками разной толщины, причем в качестве исходного использовалось уравнение Кастельяно

$$M_1 = \frac{ph_1^2}{24} \cdot A; \quad M_2 = \frac{ph_1^2}{24} \cdot B; \quad M_c = \frac{ph_1^2}{24} \cdot C; \quad (5)$$

$$A = 3k(k-1) - (k^2 - k - 1); \quad B = -3(k-1) - (k^2 - k + 1);$$

$$C = 2(k^2 - k + 1).$$

Анализ кривых, построенных по приведенным формулам (5), показал, что при реальных значениях $k < 3$ максимальный изгибающий момент M_0 , зависящий от коэффициента C , превышает соответствующие моменты M_1, M_2 (см. таблицу).

Величины $k = \frac{h_1}{h_2}$	Коэффициенты				
	A	B	C	H	E
1	-1,0	1,0	2,0	2,0	2,0
2	3,0	6,0	6,0	6,0	4,0
3	11,0	13,0	14,0	15,7	6,0

Для балки-резервуара с эллипсообразным профилем сечения изгибающие моменты определялись из выражений

$$M_1 = \frac{ph_1^2}{24} \cdot \frac{\left(k - \frac{\pi}{4} \right) \left[2k^2 + k(6 - \pi) + \left(\frac{3\pi}{2} + \frac{\pi^2}{8} - 6 \right) \right]}{k + \frac{\pi}{4}}; \quad (6)$$

$$M_2 = -\frac{ph}{8} \cdot \frac{\frac{h^2}{3} + 2h_1^2 + \frac{\pi}{2} h \cdot h_1}{h + \frac{\pi}{2} h_1} \quad (7)$$

Сопоставление кривых, построенных по формулам (5) и (6), для прямоугольного и эллипсообразного профилей сечений балки-резервуара показывает, что для реальных значений $k = 1 \div 2$ изгибающий момент M_1 меньше изгибающих моментов в углах прямоугольного профиля сечения.

Количественная оценка напряжений σ_u от изгибающих моментов по сравнению с напряжениями от растяжения σ_t для прямоугольного профиля сечения (при одинаковых толщинах стенок) показала, что реальные величины $\frac{h_1}{\delta}$ располагаются

$$\text{в пределах } 10-20, \text{ тогда при } k=1 \quad \frac{\sigma_u}{\sigma_t} = 10 \div 20; \text{ при } k=2 \quad \frac{\sigma_u}{\sigma_t} = 15 \div 30; \text{ при } k=3 \quad \frac{\sigma_u}{\sigma_t} = 23 \div 46. \quad \text{Напряжения от изгиба}$$

с увеличением k интенсивно возрастают.

Из исследований следует, что при одинаковых напряжениях от действия внешней нагрузки напряжения от действия внутренних усилий в балке-резервуаре с эллипсообразным профилем сечения меньше, а с кольцеобразным — ничтожны по сравнению с прямоугольным. По этой причине возможно снижение веса балки-резервуара с эллипсообразным и кольцеобразным профилями сечения уменьшением толщины стенок, т. е. некоторого повышения напряжений от внутренних усилий.

Рассмотрим напряжения в балке-резервуаре с эллипсообразным профилем сечения в предположении, что толщина стенки у нее меньше, чем было получено из условия эквивалентности с прямоугольным профилем сечения, т. е. $\delta_x < \delta$.

Тогда из пропорциональности моментов сопротивлений толщинам стенок следует, что

$$W_x = W_\delta \frac{\delta_x}{\delta}; \quad \sigma_x = \sigma_\delta \frac{\delta}{\delta_x}, \text{ но } \sigma_\delta = \sigma_n, \text{ тогда или } K_1 = \frac{\sigma_x}{\sigma_n} = \frac{\delta}{\delta_x}.$$

Подставляя выражение (3) для толщины δ , получим

$$K_1 = x \frac{k(k+3) \left(k + 1 - \frac{\pi}{4} \right)}{\left(k - \frac{\pi}{4} \right)^3 + 6\pi \left(\frac{k}{2} - \frac{\pi}{8} + \frac{1}{\pi} \right)^2 + 6 \left(\frac{\pi}{8} - \frac{1}{\pi} \right)}, \quad (8)$$

где $x = \frac{\delta_n}{\delta_x}$.

Таким образом, с уменьшением толщины стенки до δ_x напряжение от внешней нагрузки в балке-резервуаре с эллипсообразным профилем увеличивается в $\frac{\delta}{\delta_x}$ раз по сравнению с балкой-резервуаром с прямоугольным профилем сечения.

Аналогичное выражение получено также для квадратного профиля сечения:

$$K_1 = x \frac{k+3}{4}.$$

Для балки-резервуара с кольцеобразным профилем сечения получено выражение для K_1 в предположении, что толщина стенки у нее меньше, чем было определено из условия эквивалентности с прямоугольным профилем сечения $\delta_x < \delta_0$:

$$K_1 = \frac{\sigma_x}{\sigma_0} = \frac{\delta_0}{\delta_x} = \left(\frac{\delta_n}{\delta_{0x}} \right) \left(1 + \frac{1}{3} k \right), \quad (9)$$

где δ_{0x} — толщина стенки кольцеобразного профиля сечения.

Величины напряжений под действием внутреннего давления в кольцеобразном профиле сечения ничтожны по сравнению с напряжениями от внешних сил. Отношение напряжений от внутренних усилий для прямоугольного и эллипсообразного

профилей сечения балки-резервуара при изменении толщины стенки характеризуется коэффициентом

$$K_2 = \frac{\sigma_n^p}{\sigma_x^p} = \frac{M_n^p}{M_x^p} \left(\frac{\delta_x}{\delta_n} \right)^2 = 2x^2 \frac{k + \frac{\pi}{4}}{k - \frac{\pi}{4}} \times \frac{k^2 - k + 1}{2k^2 + k(6 - \pi) + \left(\frac{3}{2}\pi + \frac{\pi^2}{8} - 6 \right)}, \quad (10a)$$

где σ_n^p, σ_x^p — напряжения соответственно в стенках прямоугольного и эллипсообразного профилей сечений от внутренних усилий;

M_n^p, M_x^p — изгибающие моменты соответственно в стенках прямоугольного и эллипсообразного профилей сечений от действия внутренних усилий.

Для прямоугольного и квадратного профилей сечений балки-резервуара получено следующее выражение коэффициента:

$$K_2 = \frac{\sigma_n^p}{\sigma_{x.k.v}^p} = x^2 \frac{k - k + 1}{k}, \quad (10b)$$

где $\sigma_n^p, \sigma_{x.k.v}^p$ — напряжения соответственно в стенках прямоугольного и квадратного профилей сечений от внутренних усилий.

Получены также безразмерные коэффициенты, характеризующие изменение веса балки-резервуара с изменением толщины стенки:

для эллипсообразного профиля сечения

$$K_3 = \frac{1}{x} \cdot \frac{k + 1}{k + \frac{\pi}{4}};$$

для кольцеобразного профиля сечения

$$K_3 = \frac{1}{x} \cdot \frac{1 + k}{\sqrt{\pi k}};$$

для квадратного профиля сечения

$$K_3 = \frac{1}{x} \cdot \frac{2(1 + k)}{\sqrt{k(k + 3)}}.$$

Кривые безразмерных коэффициентов для эллипсообразного профиля сечений $K_1 = f(k), K_2 = 2\varphi(k), K_3 = \psi(k)$ в зависимости от соотношения толщин стенок показаны на рис. 2, а, а для кольцеобразного профиля сечений для предельных значений $k=1$ и $k=3$ и для квадратного профиля сечения — на рис. 2, б.

По построенным номограммам интерполированием между кривыми безразмерных коэффициентов можно подобрать такие

значения коэффициентов, которые при меньшей толщине стенки и неизменной прочности снижали бы вес балки-резервуара с эллипсообразным и кольцеобразным профилями по сравнению с прямоугольным без уменьшения объема.

Условие неизменности прочности балки-резервуара с эллипсообразным профилем сечения по сравнению с прямоугольным профилем сечения при плоском напряженном состоянии согласно четвертой теории прочности равно

$$(K_1^2 - 1) \sigma_n^2 + \left(\frac{1}{K_2^2} - 1 \right) (\sigma_x^p)^2 + \left(1 - \frac{K_1}{K_2} \right) \sigma_n \sigma_x^p \leq 0. \quad (11)$$

Допуская напряжения от внешних усилий в стенке балки-резервуара равными напряжениям от внутреннего давления, что согласуется с результатами экспериментальных исследований, можем упростить выражение (11):

$$K_1 + \frac{1}{K_2} \leq 2.$$

Это является условием неизменности прочности при переходе от одного профиля сечения к другому.

Для кольцеобразного профиля сечения, когда $K_2 = \infty$, условие (11) может быть записано так: $K_1^2 \leq 3$.

Так, например, при замене прямоугольного профиля сечения балки-резервуара автобуса ЛАЗ-695Г ($k=1,33$) эллипсообразным из номограммы рис. 2 имеем для $k=1,33, x=0,95, K_1=1,285, K_2=1,4, K_3=1,1$. Подставляя в выражение (11) значения коэффициентов, удостоверимся в том, что условие неизменности прочности удовлетворится. Таким образом, вес балки-резервуара снижается при переходе на эллипсообразный профиль в 1,1 раза, что составляет 13 кг.

При переходе на кольцеобразный профиль сечения балки-резервуара определяем из номограммы (рис. 2, б) для $k=1,33$ коэффициенты $K_1=1,73, K_3=1,375, \frac{\delta_x}{\delta_n}=0,834$. Таким образом,

вес балки-резервуара с кольцеобразным профилем в 1,375 раза ниже, чем с прямоугольным (39 кг), а толщина стенки равна $\delta_x = 8 \cdot 0,834 = 6,6$ мм.

В последнем случае габариты профиля возрастают ($D=158$ мм по сравнению с прямоугольным $h_2=163$ мм, $h_1=122$ мм, эллипсообразным $h_0=189$ мм, $h_1=67$ мм).

Как видно из рис. 2, в, даже при равных толщинах стенок сопоставляемых профилей [условие (11) удовлетворяется] вес балки-резервуара с квадратным профилем больше, чем с прямоугольным.

Исходя из четвертой теории прочности и допущения равенства напряжений от внешних и внутренних усилий, были получены выражения динамического коэффициента K_θ для прямоугольного, квадратного и эллипсообразного профилей сечений:

$$K_\theta = \sqrt{\frac{\sigma_{\max}^2 + (\sigma_{\max}^p)^2 + \sigma_{\max} \cdot \sigma_{\max}^p}{\sigma_{cm}^2 + (\sigma_{cm}^p)^2 + \sigma_{cm} \cdot \sigma_{cm}^p}}; \quad (12)$$

для кольцеобразного профиля сечений

$$K_\theta = \sqrt{\frac{\sigma_{\max}^2}{\sigma_{cm}^2}}. \quad (12a)$$

При использовании в подвесках автомобиля двойных баллонов типоразмеров $\varnothing 300 \times 200, \varnothing 250 \times 200$, в зависимости от нагрузки на них, динамические коэффициенты балок-резервуаров с прямоугольным, эллипсообразным и кольцеобразным профилями сечений располагались в диапазоне 1,2—2,5. При этом балка-резервуар не нагружалась усилиями от ограничителя хода сжатия.

Статистическая теория подрессоривания автомобиля при стационарном случайном процессе воздействия позволяет определять устойчивую долговечность балок-резервуаров исходя из теории суммирования повреждений [2].

На рис. 3 представлены кривые спектральных

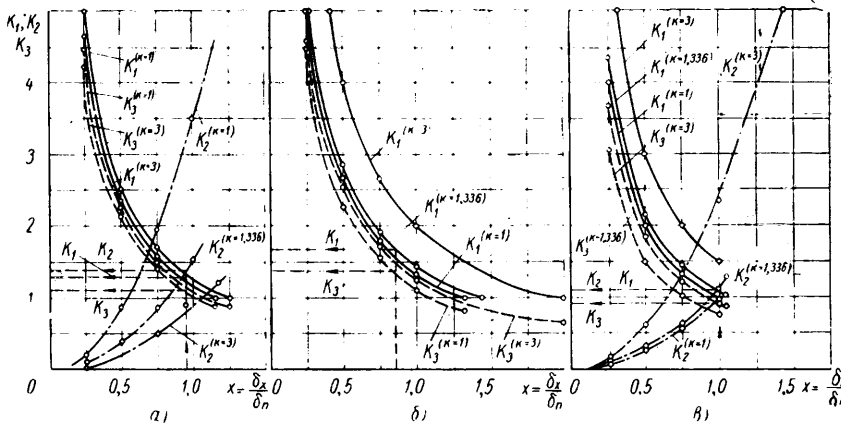


Рис. 2. Кривые безразмерных коэффициентов для: а — эллипсообразного профиля сечения балки-резервуара; б — кольцеобразного профиля сечения балки-резервуара; в — квадратного профиля сечения балки-резервуара

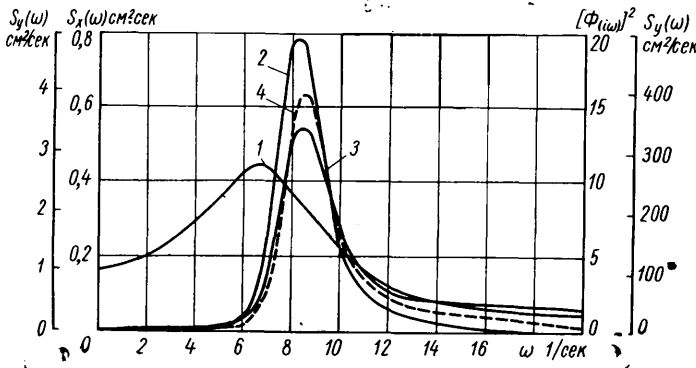


Рис. 3. Исходные кривые для аналитического расчета балки-резервуара на долговечность:

1 — кривая спектральной плотности воздействия $S_x(\omega)$; 2 — кривая спектральной плотности относительных перемещений колеблющихся масс $S_y(\omega)$; 3 — кривая квадрата амплитудно-частотной характеристики относительных перемещений $[\Phi(i\omega)]^2$; 4 — кривая спектральной плотности изменений относительных перемещений $S_y(\omega)$

плоскостей и квадрата амплитудно-частотной характеристики случайного процесса.

Планиметрированием площади, ограниченной кривой спектральной плотности, вычислялось среднее квадратичное отклонение относительных перемещений поддресоренных масс, а затем и скорость относительных перемещений. Далее, исходя из известных зависимостей теории накопления усталостных повреждений, полученных чисел циклов превышения напряжений предела выносливости материала и кривых усталости¹ проводилась оценка долговечности балок-резервуаров.

ЛИТЕРАТУРА

1. Тимошенко С. П. Сопротивление материалов. Т. 1. Физматгиз, 1960.
2. Болотин В. В. Статистические методы в строительной механике. М., Госстройиздат, 1961.
3. Атоян К. М., Акопян Р. А., Романов О. Н. «Автомобильная промышленность», 1966, № 1.
4. Kawamoto M., Nishioka K., Memorials Fokultet Engineering Kyoto University, v. 17, 1955.

¹ Кривые усталости труб разных конфигураций, приведенные в работе [3], можно использовать в расчетах при учете масштабного фактора [4].

УДК 629.114.3:629.113—585.1.001.5

Влияние передаточного числа главной передачи на эксплуатационные качества автопоезда

Канд. техн. наук К. И. ГВИНЕРИЯ, Б. Е. ЛАТАРИЯ, Д. Л. ДЖВАРШЕИШВИЛИ

Институт механики машин и полимерных материалов, Кутаисский автозавод

НАСТОЯЩАЯ работа посвящена исследованию влияния передаточного числа i_0 главной передачи на эксплуатационные качества автопоезда КАЗ-608—КАЗ-717 общим весом 19,5 т (грузоподъемность 11,5 т).

Определялись оптимальные значения i_0 как с точки зрения высоких средних технических скоростей, так и минимальных расходов топлива на тягаче КАЗ-608 был установлен двигатель ЗИЛ-130 с максимальной мощностью $N_c=150$ л. с. при $n=3000$ об/мин и максимальным моментом $M_{кр}=39,2$ кгм при $n=2000$ об/мин.

С целью получения достаточно широкого ряда значений i_0 использовались уже имеющиеся, а также изготовленные вновь редукторы заднего моста. Испытания автопоезда КАЗ-608—КАЗ-717 проходили со следующими значениями передаточных чисел главной передачи: 6,45; 6,97; 7,63; 8,74; 9,28; 10,32. Кроме того, в некоторых экспериментах использовался двухступенчатый задний мост Московского автозавода им. Лихачева с передаточными числами $i_{0I}=6,63$ и $i_{0II}=8,6$.

Лабораторно-дорожные испытания автопоезда проводились на горизонтальном участке асфальтированного шоссе для двух весовых категорий: с полной нагрузкой и без нагрузки (с полуприцепом).

До установки на тягач двигатель ЗИЛ-130 был испытан на стенде на соответствие техническим условиям по мощностным и экономическим показателям. Кроме того, перед испытаниями были обкатаны редукторы — по 3000 км каждый.

В табл. 1 приведены данные по максимальным скоростям, пути и времени разгона автопоезда на прямой передаче от скорости 20 до 60 км/ч. Из таблицы видно, что для автопоезда без нагрузки все испытанные значения i_0 обеспечивают выход двигателя на обороты, соответствующие номинальной мощности, и поэтому наивысшая максимальная скорость достигается при минимальном значении i_0 . На автопоезде с полной нагрузкой максимальная скорость v_{max} достигается при $i_0=7,63$. Как до, так и после этого значения i_0 v_{max} меньше, поскольку при малых значениях i_0 двигатель не может выйти на соответствующие обороты, а при больших значениях скорость ограничивается по максимальным оборотам.

Таблица 1

Передаточное число главной передачи i_0	Максимальная скорость v в км/ч		Путь разгона S в м		Время разгона t в сек	
	без нагрузки	с полной нагрузкой	без нагрузки	с полной нагрузкой	без нагрузки	с полной нагрузкой
6,45	86,0	55,5	675	—	78	—
6,63	83,3	62,2	599	2243	50	193
6,97	79,5	63,5	521	1999	40	176
7,63	72,7	67,8	420	1707	35	141
8,60	64,3	64,2	—	1290	—	106
8,74	63,5	63,5	—	1165	—	99
9,28	59,5	59,3	—	—	—	—
10,32	53,8	53,2	—	—	—	—

Таблица 2

Передаточное число главной передачи i_0	Расход топлива в л/100 км автопоезда с полной нагрузкой при скорости в км/ч			
	$v=30$	$v=40$	$v=50$	$v=60$
6,63	38,4	41,6	45,5	53,1
6,97	39,0	42,8	47,3	54,0
7,63	39,6	43,3	47,8	54,3
8,60	41,3	44,8	50,2	57,8
8,74	41,8	45,2	50,7	58,8
9,28	42,9	46,8	52,9	62,0

В табл. 2 приведены результаты определения дорожной экономической характеристики автопоезда, а на рис. 1 показан график изменения расхода топлива в зависимости от изменения i_0 для различных скоростей движения. Как следует из рис. 1, увеличение i_0 интенсивнее сказывается на расходе топлива с увеличением скорости движения. Кривые, соответствующие

щие различным скоростям, при малых значениях i_0 (до 7,63) практически параллельны, относительное увеличение расхода начинается приблизительно после $i_0 = 7,63$.

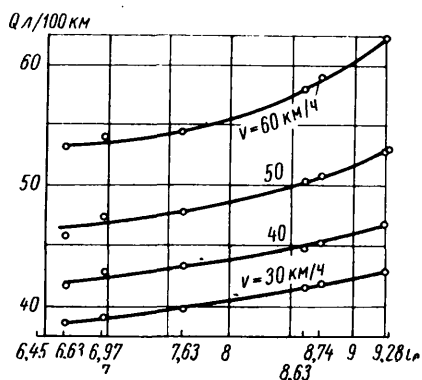


Рис. 1.

После лабораторно-дорожных испытаний были проведены дорожно-эксплуатационные для выявления средней технической скорости $v_{ср.т}$ и эксплуатационных расходов топлива в реальных дорожных условиях при нормальном эксплуатационном режиме движения с различными i_0 . Испытания про-

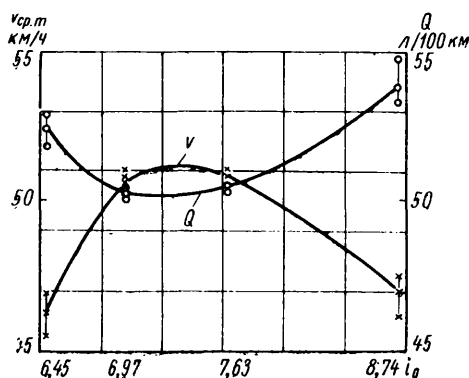


Рис. 2

водились на типичных для работы автопоездов дорогах: равнинной (Кутаиси—Зугдиди, 105 км) и горной (Адлер—Туапсе, 140 км).

Полученные результаты, как уже отмечалось, соответствовали нормальному эксплуатационному режиму автопоезда.

Стабильность показаний при различных заездах автопоезда обеспечивалась тождественностью заездов за счет обязательного числа полных остановок, количества разгонов и т. д. Показания по средней технической скорости $v_{ср.т}$ и эксплуатационному расходу у различных водителей расходились не более чем на 2—3%.

Результаты этих испытаний приведены на рис. 2 (для равнинных дорог) и рис. 3 (для горных дорог). Как видно из этих рисунков, зависимости $Q \text{ л/100 км} = f(i_0)$ и $v_{ср.т} = \psi(i_0)$

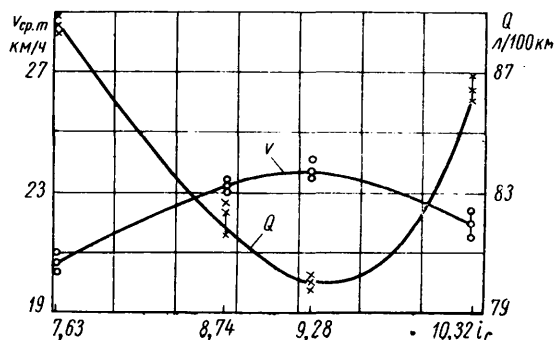


Рис. 3

непрерывны, с четко выраженным экстремумом, который соответствует оптимальному значению i_0 . Как при движении автопоезда по равнинной, так и при движении по горной дороге оптимальные значения i_0 для расхода и для средней технической скорости достаточно близко расположены друг к другу.

При движении автопоезда по равнинной дороге с изменением передаточного числа скорость $v_{ср.т}$ изменяется более интенсивно, чем $Q_{ср.т}$ л/100 км, а при движении по горной дороге наблюдается обратная картина. Поэтому для выбора оптимального значения i_0 при движении автопоезда по равнинной дороге следует ориентироваться по скорости; при движении по горной дороге, где скорость лимитируется в основном дорожными условиями, — по величинам расхода топлива.

Проведенные исследования показали, что работа автопоезда КАЗ-608—КАЗ-717 в различных дорожных условиях с одним значением i_0 сопряжена с большими расходами топлива и значительным снижением средней технической скорости. Для повышения производительности и снижения расхода топлива при эксплуатации автопоезда в условиях как равнинной, так и горной местности рекомендуется установка на тягаче двухступенчатого заднего моста с $i_{0I} = 7,0 \div 7,2$ и $i_{0II} = 9,0 \div 9,3$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Великанов Д. П. «Автомобильная промышленность», 1963, № 12.
2. Крылов Ю. С. «Автомобильные дороги», 1959, № 6.

УДК 629.113.072.001.5

Приближенный метод определения возможных средних скоростей автомобиля

Канд. техн. наук П. И. ИВАНОВ, В. Н. УВАРОВ

СКОРОСТЬ движения автомобиля можно определять с помощью тягово-динамической характеристики и известной из теории движения зависимости

$$v = 0,27 \eta \frac{N_e}{G_a f_{\partial}} \quad (1)$$

где η — к. п. д. трансмиссии;
 N_e — максимальная мощность двигателя в л. с.;
 G_a — вес автомобиля в т;
 f_{∂} — удельная сила тяги по двигателю.

Однако тягово-динамическая характеристика и зависимость (1) дают представление лишь об отдельных максимальных возможностях автомобиля.

Исследования последних лет, например [1], показали, что максимальные возможности автомобиля реализуются не часто,

и поэтому не могут применяться для расчетов транспортной производительности автомобиля. На практике чаще пользуются более конкретными, основанными на статистическом материале, опытными значениями параметров движения (скорость, временем), не прибегая к тягово-динамической характеристике.

Поскольку условия движения носят случайный характер, процесс преодоления маршрута также является случайным процессом. Скорость движения от участка к участку также будет меняться случайным образом в зависимости от изменения случайных условий движения. Так, в работе [1] показано, что скорость движения подчиняется некоторому распределению, причем каждое конкретное значение скорости связано с определенной вероятностью достижения его.

Среднее значение скорости движения будет более конкретно

и определенно характеризовать процесс движения автомобиля в определенных условиях. Основными факторами, определяющими движение данного автомобиля, являются: дорожное сопротивление движению и изменение сопротивления на подъемах и спусках. Наиболее полное представление о случайной величине дает закон распределения ее вероятностей.

В настоящее время еще нет общепринятых законов распределения вероятностей дорожного сопротивления. Однако предварительные исследования и обработка статистического материала показали, что дорожное сопротивление может подчиняться закону, который по своему характеру близок к нормальному. Как показывает обработка статистического материала, закон распределения углов подъемов и спусков для дорог на среднепересеченной местности может быть принят нормальным.

Исходя из внешних условий движения автомобиля с учетом некоторых параметров, присущих ему, попытаемся определить возможную среднюю скорость движения. Рассмотрим сначала движение автомобиля на маршруте. Средняя возможная скорость движения равна

$$v_{св} = \sum_{i=1}^n v_{ci} \eta_i, \quad (2)$$

где v_{ci} — средняя скорость движения на i -й передаче;
 $\eta_i = \frac{t_i}{t}$ — относительное время движения на i -й передаче (t_i — время движения на i -й передаче);
 n — число передач.

Опыт показывает, что при движении автомобиля на одной из передач скорость не часто достигает значения, максимально возможного для этой передачи согласно тягово-динамической характеристике. Она случайным образом распределяется между максимально возможными значениями для i и $(i-1)$ -й передач. Это зависит от интенсивности движения на маршруте, наличия поворотов, навыка водителя и т. п.

Такое распределение на передаче можно охарактеризовать возможной средней скоростью, представляющей собой математическое ожидание распределения случайной величины скорости движения. Более или менее точный закон распределения скоростей на i -й передаче устанавливается только на основании статистических данных.

Однако можно задаться некоторыми законами распределения скоростей на каждой передаче из логических соображений и решить задачу определения возможной скорости с некоторым приближением. Так, если принять, что распределение скоростей на i -й передаче подчинено равномерному или нормальному законам, то возможная средняя скорость на i -й передаче будет равна

$$v_{ci} = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{q_i} \right) v_i, \quad (3)$$

где $q_i = \frac{v_i}{v_{i-1}}$ — отношение между максимальными скоростями для i и $(i-1)$ -й передач, определяемыми по тягово-динамической характеристике автомобиля.

Если принять закон распределения скорости, пропорциональный ей, то возможную среднюю скорость можно определить из выражения

$$v_{ci} = \frac{2}{3} \left[\frac{1 + q_i + q_i^2}{(1 + q_i) q_i} \right] v_i. \quad (4)$$

Обозначим все выражение перед v_i в равенствах (3) и (4) через δ_i , понимая, что этот коэффициент меняется в зависимости от закона распределения скорости на i -й передаче.

Учитывая равенства (1), (3) и (4), выражение (2) запишем как

$$v_{св} = N_{уд} 0,27 \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i \eta_i \eta_i}{f \delta_i}, \quad (5)$$

где $f \delta_i = \frac{P k_i}{G a}$ — удельная сила тяги автомобиля при работе двигателя в режиме n_N .

Относительное время движения автомобиля на передаче связано с относительным путем k_i , преодолеваемым автомобилем на этой же передаче, зависимостью

$$\eta_i = \frac{k_i d_i}{\delta_i \sum_{i=1}^n \frac{k_i d_i}{\delta_i}}, \quad (6)$$

где k_i — отношение пути S_i , преодолеваемого на i -й передаче, ко всему маршруту S ;

d_i — отношение максимальной скорости v_n на высшей передаче к максимальной скорости v_i на i -й передаче, определяемой тягово-динамической характеристикой автомобиля.

Путь S_i , проходимый автомобилем на i -й передаче, определяется возможностями автомобиля при движении на данной передаче. Действительно, движение на i -й передаче возможно в случае, если суммарное сопротивление движению на участке S_i будет меньше максимального динамического фактора на i -й передаче и больше максимального динамического фактора на $(i+1)$ -й передаче, т. е. при

$$D_i \geq f_c \cos \alpha + \sin \alpha > D_{i+1},$$

где $f_c \cos \alpha$ — сопротивление дороги;
 $\sin \alpha$ — сопротивление подъемов и спусков.

Если суммарное сопротивление (для обозначения его будем пользоваться общепринятым выражением ψ) оказывается больше максимального динамического фактора на i -й передаче, то движение автомобиля становится возможным лишь на $(i-1)$ -й передаче. При уменьшении суммарного сопротивления до значений, меньших максимального динамического фактора на $(i+1)$ -й передаче, путь преодолевается на $(i+1)$ -й передаче. Закон распределения суммарного сопротивления можно получить на основании закона распределения углов подъема и спуска.

Из практики автомобилестроения известно, что уклоны, преодолеваемые автомобилями, не превышают ± 30 – 35° . Для этих значений уклонов функции синус и косинус можно представить линейными зависимостями $\sin \alpha = a\alpha$ и $\cos \alpha = 1 - b\alpha$. Так, например, замена синуса и косинуса линейными зависимостями $\sin \alpha = 0,0172 \alpha$ и $\cos \alpha = 1 - 0,0034 \alpha$ в пределах до 25° позволяет получить значения функций с максимальной ошибкой, не превосходящей $\pm 2\%$. С учетом этого закон распределения суммарного сопротивления запишется так:

$$f(\psi) = \frac{1}{\sigma_\psi \sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(\psi - m_\psi)^2}{2\sigma_\psi^2}}, \quad (7)$$

где $\sigma_\psi = \sigma_a (a - fcb)$;

$$m_\psi = m_a (a - fcb) + f_c;$$

σ_a и m_a — характеристики закона распределения уклонов.

Учитывая, что движение на i -й передаче возможно при условии $D_i > \psi > D_{i+1}$, и принимая весь путь за единицу, можно определить относительный путь, преодолеваемый на этой передаче, который будет численно равен вероятности попадания случайной величины суммарного сопротивления в интервал от D_{i+1} до D_i , т. е.

$$k_i = \Phi^* \left[\frac{D_i - m_\psi}{\sigma_\psi} \right] - \Phi^* \left[\frac{D_{i+1} - m_\psi}{\sigma_\psi} \right], \quad (8)$$

где $\Phi^*[x]$ — нормальная функция распределения, определяемая по таблицам работы [2].

Величина максимальных динамических факторов на каждой из передач определяется только конструкцией трансмиссии и характеристиками двигателя и не зависит от внешних условий. Значит, относительные пути движения на каждой из передач будут зависеть только от характеристик закона распределения сопротивлений, от наличия подъемов и спусков и дорожного сопротивления. Изменяя величину дорожного сопротивления, можно определять относительные пути, преодолеваемые на каждой из передач данного автомобиля на дорогах, для

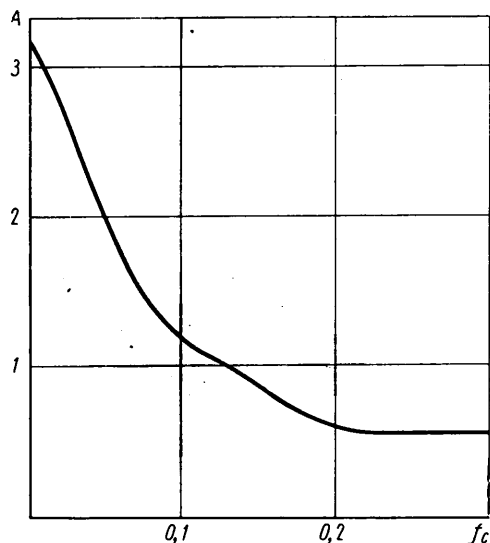
которых числовые характеристики закона распределения сопротивлений от наличия подъемов и спусков известны.

Тогда с помощью равенств (6) и (5) можно определить возможную среднюю скорость, с которой автомобиль будет преодолевать маршрут в данном районе.

Величина удельной мощности для каждого конкретного автомобиля является постоянной величиной, а все остальные параметры в выражении (5) меняются либо в зависимости от внешних условий движения, либо от конструктивных факторов. Ввиду этого удобнее исследовать выражение, стоящее после $N_{уд}$ в равенстве (5). Обозначим это выражение через A :

$$A = 0,27 \sum_{i=1}^n \frac{\delta \eta_i \gamma_i}{f \delta i}$$

Из изложенного выше следует, что изменение значения A зависит от изменения достаточно большого количества параметров, в том числе от внешних условий и передаточных чисел трансмиссии. Ввиду того, что пока нет общепринятого закона распределения дорожных сопротивлений, для определения величины возможной средней скорости в различных условиях необходимо строить зависимость величины A от различных дорожных сопротивлений.



На рисунке представлены зависимости величины A от дорожных сопротивлений, построенные по изложенной выше методике для автомобиля ГАЗ-66. Предполагалось, что автомобиль двигался по дорогам на среднепересеченной местности, для которой характерные уклоны достигали 5—6°. При расчете принимались исходные данные: вес автомобиля с водителем и грузом 5800 кг, мощность двигателя $N_c=115$ л. с. и удельная мощность автомобиля $N_{уд}=19,85$ л. с./т.

Из сопоставления величин средних скоростей движения, полученных при испытаниях автомобиля ГАЗ-66, с величинами возможных средних скоростей, вычисленных теоретическим путем, для примерно одинаковых условий движения следует, что:

1) средние скорости движения автомобиля ГАЗ-66 (как пока-

зали испытания) составляют: по асфальтированной дороге 53,9 км/ч, по дороге с булыжным покрытием 39,8 км/ч, по грунтовой дороге 37,5 км/ч;

2) приближенный метод согласно зависимости (5) и рисунку позволяет получить следующие значения возможных средних скоростей движения: для асфальтированных дорог 54,4 км/ч, для дорог с булыжным покрытием 42 км/ч, для грунтовых дорог 37 км/ч.

Таким образом, из сопоставления приведенных выше значений средних скоростей автомобиля видно, что приближенный метод отражает физическую сущность явления движения автомобиля в различных условиях. Пусть для какого-то района частота появления того или иного типа пути равна w_i . Тогда возможную среднюю скорость для автомобиля, движущегося по различным дорогам в этом районе, можно определить из выражения

$$v_c = \sum_{i=1}^m w_i v_{cvi}, \quad (9)$$

где v_c — возможная средняя скорость, характерная для автомобиля при движении по различным типам дорог в данном районе;

v_{cvi} — возможная средняя скорость движения автомобиля по i -му типу пути;

m — число типов дорог, по которым автомобиль совершает движение.

Для примера приведем несложный числовой расчет. Примем, что из 50 км автомобиль ГАЗ-66 движется 40 км по сухой, но несколько разбитой грунтовой дороге и 10 км по асфальтированной дороге в удовлетворительном состоянии. Тогда согласно равенствам (5), (9) и рисунку имеем

$$v_c = \frac{40}{50} 37 + \frac{10}{50} 54,4 = 40,48 \text{ км/ч.}$$

Полученную возможную среднюю скорость движения автомобиля можно использовать для приближенного подсчета времени, необходимого для совершения одного рейса с возвращением (без учета времени погрузки, выгрузки и т. п.). В данном примере для движения автомобиля в одном рейсе требуется 2,2—2,3 ч.

Таким образом, приближенный метод определения возможных средних скоростей автомобиля позволяет: сравнивать возможные средние скорости автомобилей; более рационально подходить к решению вопроса о способе выбора передаточных чисел путем сравнения графиков $A=f(f_c)$ или $v_{cv}=f(f_c)$, построенных для одного автомобиля при условии, что на нем будут установлены коробки передач, передаточные числа которых выбраны различными способами; приближенно оценивать возможные средние скорости проектируемого автомобиля в различных условиях движения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бируля А. К., Говорущенко Н. Я., Ермакович Д. В. Эксплуатационные качества автомобильных дорог. Автотрансиздат. Москва, 1961.

2. Вентцель Е. С. Теория вероятностей. М., «Наука», 1964.

Статистический анализ плотности распределения режимов работы гидротрансформатора

Д. Э. КАЦНЬЕЛСОН, канд. техн. наук А. А. ШИМКОВ

Минский автозавод

ПРИ СОЗДАНИИ автомобилей, оснащенных гидромеханическими передачами, перед конструкторами возникают задачи, от правильного решения которых в значительной мере зависят тягово-экономические и динамические показатели автомобиля, его надежность и долговечность.

К такого рода задачам следует отнести выбор гидротрансформатора и условий его совместной работы с двигателем, определение нагрузочных режимов элементов трансмиссии, определение режимов для расчетов системы охлаждения гидромеханической передачи и др. Знание режимов работы гидротрансформатора позволяет правильно выбирать параметры совместной работы двигателя и гидротрансформатора, обеспечивая автомобилю оптимальные тягово-экономические характеристики.

Рабочий диапазон передаточных отношений гидротрансформатора в большой мере зависит от удельной мощности автомобиля, дорожных условий, квалификации водителя, передаточных чисел механической части гидромеханической передачи.

Так как дорожные условия и выбор передачи в механическом редукторе гидромеханической передачи представляют собой случайную во времени функцию с различного рода флюктуационными явлениями (подъемы, спуски, торможения перед препятствием, обгон), то величина рабочего диапазона и режимы работы гидротрансформатора носят вероятностный характер. В связи с этим большое значение приобретает накопление экспериментальных данных, полученных на выполненных образцах автомобилей различной удельной мощности. Результаты испытаний восьми большегрузных автомобилей были статистически обработаны, в частности, с целью определения плотности распределения режимов работы гидротрансформатора. Испытания автомобилей проходили в различных дорожных (на асфальтированной и грунтовой дорогах) и климатических условиях с различной нагрузкой на автомобиль. Общий пробег автомобилей к концу испытаний составил свыше 120 тыс. км.

За всеми автомобилями были закреплены отдельные водители различной квалификации, что позволило при обобщении данных в известной мере исключить элемент субъективизма в результатах испытаний. Для измерений необходимых величин использовались штатные приборы, установленные в кабине водителя. Обороты двигателя измерялись тахометром, а скорость движения автомобиля и пройденный путь — по показаниям спидометра. Передаточные отношения гидротрансформатора для всех случаев движения определялись по формуле

$$i'_2 = \beta \frac{v_a}{n \partial r_k}, \quad (1)$$

где i'_2 — передаточное отношение гидротрансформатора;
 β — коэффициент, учитывающий кинематическое передаточное число трансмиссии;
 $n \partial$ — число оборотов двигателя в минуту;
 r_k — радиус качения колеса;
 v_a — скорость движения автомобиля.

Одновременно фиксировалась удельная мощность автомобиля по его нагрузке и мощности двигателя. Испытуемые автомобили были оснащены гидромеханической передачей, состоящей из одноступенчатого, комплексного, блокируемого гидротрансформатора с четырьмя литыми колесами типа ГТК-1 и трехступенчатого механического редуктора планетарного типа.

Внешняя характеристика гидротрансформатора представлена на рис. 1.

Планетарный редуктор обеспечивает следующие передаточные числа: $i_{II} = 3,2$; $i_{III} = 1,8$; $i_{IV} = 1,0$; $i_{3,x} = 1,6$. Статистическая обработка полученных данных велась с помощью вычислительной машины «Минск-2».

В результате обработки данных испытаний построены полигоны вероятностей загрузки $w(i'_2)$ гидротрансформатора в

пробегах автомобилей с различной удельной мощностью по дорогам различного состояния. Кривые являются монотонно-возрастающими от нуля до максимального значения с последующим плавным снижением до минимального значения (рис. 2). Исключением являются лишь кривые, относящиеся к случаю движения автомобиля с минимальной нагрузкой (или без нагрузки) по асфальтированному шоссе, максимум которых смещен в сторону $i'_2 = 1,0$. В этом случае в кривой нет явно выраженной ниспадающей ветви. Оценка полигонов вероятностей распределения режимов гидротрансформатора критерием согласия Пирсона [1] позволяет утверждать, что они вполне

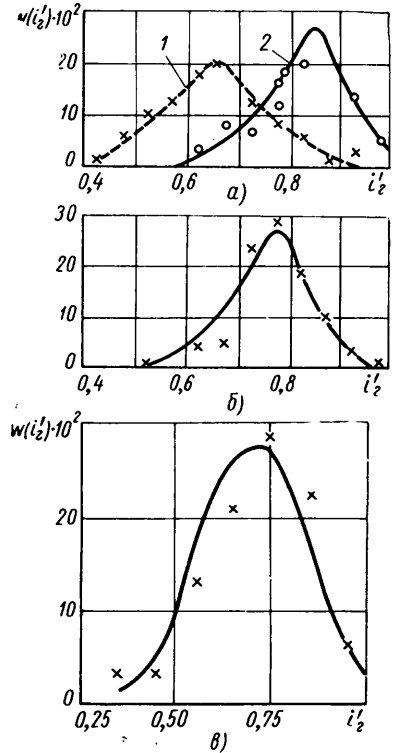


Рис. 2. Полигоны распределения режимов работы гидротрансформатора при движении автомобиля: а — движение по грунтовой дороге; б — движение по асфальтированному шоссе; в — аппроксимация распределения нормальной кривой; 1 — преимущественно на повышенных передачах в гидромеханической передаче; 2 — преимущественно на пониженных передачах в гидромеханической передаче

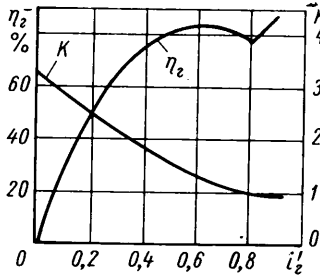


Рис. 1. Внешняя характеристика гидротрансформатора (K — коэффициент трансформации момента, η_2 — к. п. д. гидротрансформатора)

удовлетворительно могут выравняться кривой нормального распределения

$$P(i'_2) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}} \cdot e^{-\frac{(i'_2 - i'_{20})^2}{2\sigma^2}}, \quad (2)$$

где $P(i'_2)$ — вероятность реализации того или иного передаточного отношения гидротрансформатора i'_2 ;
 σ — среднеквадратичное отклонение передаточного отношения от среднего значения;
 i'_{20} — среднее значение передаточного отношения гидротрансформатора.

Эта двухпараметрическая формула может быть рекомендована для определения вероятных режимов работы гидротрансформатора.

Параметры σ и i'_{20} определяются характеристикой силовой передачи автомобиля, его нагрузкой и условиями движения.

Из всего количества полученных полигонов вероятности проанализируем кривые, показанные на рис. 2, как наиболее характерные.

Графики, представленные на рис. 2, а и б, относятся к случаю движения автомобиля с удельной мощностью 9,1 л.с./т по асфальтированному шоссе и грунтовой дороге. Они показывают:

1. В случае движения автомобиля по грунтовой дороге преимущественно на диапазоне высших передач в коробке передач 88% пробега гидротрансформатор работает с $\eta_z = 80\%$ и выше при $i'_z > 0,5$. Максимальное значение к. п. д. ($\eta_z = 83\%$) приходится на $i'_z = 0,65$. На этом режиме гидротрансформатор работает 20% пути. На режиме гидромукты гидротрансформатор работает 7% пробега ($i'_z > 0,8$). В этих условиях движения блокировка гидротрансформатора практически не применяется.

2. При движении автомобиля по грунтовой дороге преимущественно на диапазоне низших передач в коробке режим работы гидротрансформатора существенно изменяется: 70% всего пробега он работает на режиме гидромукты. На режиме $i'_z < 0,575$ гидротрансформатор вообще не работает. Общий пробег с $\eta_z > 80\%$ в этом случае составляет 85,2%. Максимальное значение к. п. д. ($\eta_z = 82\%$) приходится на $i'_z = 0,845$. На этом режиме гидротрансформатор работает 27% пути.

3. Режим работы гидротрансформатора при движении по асфальтированной дороге оказывается более тяжелым, чем во втором случае, так как движение осуществляется на высших передачах в коробке передач. Так, на режиме гидромукты гидротрансформатор работает лишь 34,5% всего пробега. С $\eta_z > 80\%$ гидротрансформатор работает 81% пробега. В зоне передаточных отношений $i'_z = 0,78 \div 0,82$, где отмечается провал по к. п. д., гидротрансформатор работает 18,5% пробега вместо 17,5% во втором случае и 5,5% в первом случае. Максимальное значение к. п. д. ($\eta_z = 80\%$) приходится на $i'_z = 0,775$.

На этом режиме гидротрансформатор работает 28% пробега. При рассмотрении ряда полигонов вероятностей распределения нагрузочных режимов гидротрансформатора, полученных в результате обработки экспериментальных данных, выявились следующие закономерности:

1. С увеличением нагрузки на автомобиль (т. е. снижением его удельной мощности) при движении по одной дороге максимальное значение к. п. д. смещается в сторону меньших передаточных отношений гидротрансформатора.

2. Ухудшение дорожных условий для автомобиля с постоянной нагрузкой также уменьшает среднее значение передаточного отношения гидротрансформатора и, кроме того, ведет к большему рассеянию этих значений.

Из графиков полигонов вероятностей для автомобилей различной мощности были взяты значения передаточных отношений гидротрансформатора, соответствующие максимальному значению i'_{z0} , и сгруппированы по признакам — тип дороги и ступень в механическом редукторе гидромеханической передачи. Эти данные нанесены на график (рис. 3) в координатах $i'_{z0} = f(N_{yд})$, полученные точки соединены плавными кривыми (1, 2, 3). В результате получили кривые от минимального значения $N_{yд \min}$, соответствующего $i'_{z0} = 0$.

Анализ кривых, приведенных на рис. 3, показывает:

1. С улучшением состояния дороги кривые 2 и 3 начинаются с меньшего значения удельной мощности и проходят более полого до своих максимальных значений, соответствующих высоким значениям передаточного отношения гидротрансформатора.

2. При движении автомобиля по грунтовой дороге на низших передачах кривая проходит выше и ниже, чем кривая, обозначающая движение по асфальту (кривая 1), но на более высокой передаче в гидромеханической передаче.

3. При значениях удельной мощности $N_{yд} < 6$ л.с./т резко падает вероятное значение передаточного отношения гидротрансформатора и, следовательно, его к. п. д.

Из рис. 1 видно, что если ограничить минимальный эксплуатационный к. п. д. гидротрансформатора величиной 75%, то следует ограничить соответствующим i'_z минимальное передаточное отношение, а также удельную мощность $N_{yд}$ (рис. 3).

Отсюда возможны выводы, что для автомобилей с малой удельной мощностью целесообразно применять гидротрансформаторы с широким диапазоном высокого к. п. д., причем ширину эксплуатационного диапазона можно выбирать с помощью графиков, аналогичных изображенным на рис. 3; при проектировании автомобилей с гидромеханической передачей следует избегать удельных мощностей ниже 6—8 л.с./т. Этот вывод подтверждается также практикой мирового автомобилестроения.

Из изложенного выше следует, что для автомобилей с различной удельной мощностью можно построить семейство кривых, подобных показанным на рис. 3, связывающих среднее значение передаточного отношения гидротрансформатора с до-

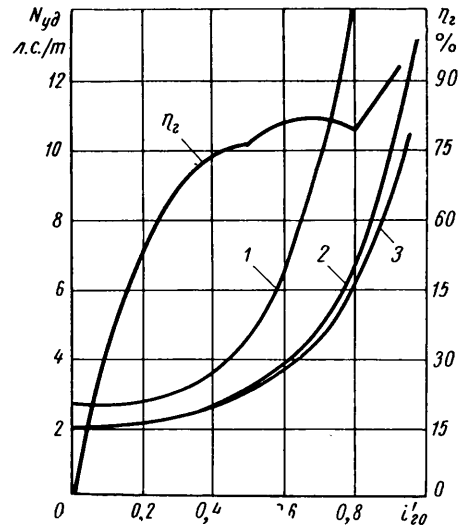


Рис. 3. График зависимости i'_{z0} от $N_{yд}$

рожными условиями и величиной ступени в механической части гидромеханической передачи.

Анализ распределения передач в гидромеханической передаче по пробегу позволяет утверждать, что дорожные условия стимулируют использование некоторой не вероятнейшей для данной дороги ступени. Величину этой условной ступени можно вычислить как математическое ожидание реализуемых ступеней гидромеханической передачи по пробегам

$$q_{cp} = \sum_{j=1}^m \delta S_j q_j, \quad (3)$$

где δS_j — вероятная доля пробега на данной передаче от общего пробега по определенной дороге;

q_j — соответствующее передаточное число регулируемого диапазона коробки передач гидромеханической передачи;

m — число реализуемых передач.

Имеющийся опыт позволяет разными способами определять распределение передач по пробегам. Можно, в частности, сослаться на методику, изложенную в работе И. С. Цитовича [2]. Из этой же работы можно взять с известной погрешностью численный материал.

Использование полученных экспериментальных материалов для расчета распределения пробега по передачам позволило выявить указанную на рис. 4 зависимость $\psi' = f(N_{yд})$, являющуюся осредненным дорожно-кинематическим фактором:

$$\psi' = \frac{\psi_i}{q_{cp} - 1},$$

где ψ_i — коэффициент дорожного сопротивления.

Получающийся при $q_{cp} = 1$ разрыв функции физически объясняется отсутствием необходимости в переключении передач при достаточно больших («бесконечных») значениях удельной мощности и весьма малых дорожных сопротивлениях.

Анализ распределения средних значений передаточных отношений гидротрансформатора от удельной мощности и дорож-

но-кинематического фактора автомобилей высокой проходимости привел к эмпирической зависимости, связывающей упомянутые параметры

$$i'_{20} = 1 - 30 \left(\frac{\psi'}{N_{y\partial}} \right)^{0,87}. \quad (4)$$

Таким образом определяется один из параметров функции распределения режимов работы гидротрансформатора по пробегам. Формула (4) имеет смысл только при задании дорож-

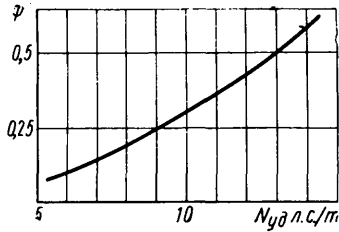


Рис. 4. Зависимость усредненного дорожно-кинематического фактора от удельной мощности

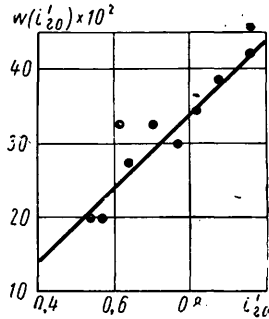


Рис. 5. Частота реализации среднего значения передаточного отношения гидротрансформатора

но-кинематического фактора по кривой (рис. 4), усредняющей данные серии экспериментов.

Второй параметр закона распределения режимов — величину среднеквадратичного отклонения σ — предлагается определять исходя из следующих соображений.

При изучении построенных по экспериментальным данным полигонов вероятностей распределения режимов гидротрансформатора было замечено, что с ростом среднего передаточного отношения гидротрансформатора i'_{20} увеличивается и частота этого режима $w(i_2)$. На рис. 5 точками показаны частоты упомянутых режимов для разных условий испытаний. В первом приближении можно принять линейную аппроксимацию полигона вероятностей упомянутых режимов (см. прямую на рис. 5).

Уравнение этой прямой

$$w(i'_{20}) \approx P(i'_{20}) = 0,5 i'_{20} - 0,07. \quad (5)$$

Подсчитав значения из формулы (4), получим

$$P(i'_{20}) = 0,43 - 15 \left(\frac{\psi'}{N_{y\partial}} \right)^{0,87},$$

где $w(i'_{20})$ — частота реализации среднего значения передаточного отношения гидротрансформатора;

$P(i'_{20})$ — вероятность того же режима.

При достаточно большом числе испытаний [3]

$$w(i'_{20}) = P(i'_{20}).$$

Таким образом, зная наибольшее значение вероятности для данного i'_2 (из указанных выше соотношений), определяем второй параметр закона распределения вероятностей реализуемых режимов работы гидротрансформатора

$$P(i'_{20}) = \frac{1}{\sigma \sqrt{2\pi}}$$

или

$$\sigma = \frac{1}{P(i'_{20}) \sqrt{2\pi}} = \frac{1}{\left[0,43 - 15 \left(\frac{\psi'}{N_{y\partial}} \right)^{0,87} \right] \sqrt{2\pi}}. \quad (6)$$

Из этого выражения может быть однозначно задан для автомобиля с гидромеханической передачей и для условий его эксплуатации закон распределения вероятностей реализуемых режимов работы гидротрансформатора.

Изложенное выше основано на ограниченном количестве экспериментальной информации по ряду конкретных автомобилей с фиксированной удельной мощностью.

Достоверность обобщения полученных выводов для автомобилей с другими дорожными условиями эксплуатации и удельными мощностями нуждается в экспериментально-статистической проверке.

Нормальный закон распределения эксплуатационных режимов работы гидротрансформатора вполне соответствует реальным физическим условиям движения автомобиля с гидромеханической передачей. Так, при $i'_{20} < 0,5$, что характеризует движение автомобиля с низкой удельной мощностью по плохой дороге, очевидно, мала вероятность движения на режиме гидромуфты, но зато существенна вероятность остановки автомобиля ($i'_2 = 0$) из-за недостатка мощности и даже при некоторых флюктуационных дорожных явлениях, съезда с уклона назад ($i'_2 < 0$). При $i'_{20} > 0,5$ вероятность режима, при котором турбина неподвижна ($i'_2 = 0$), очень мала, тогда как существенна вероятность езды на режиме гидромуфты ($i'_2 = 1$) и даже обгонном режиме работы гидротрансформатора ($i'_2 > 1$), например, на некоторых спусках или при резком отпуске педали подачи топлива.

Из формулы (6) определения среднеквадратичного отклонения σ следует, что чем выше i'_{20} , тем меньше величина отклонения от среднего значения, т. е. петля кривой нормального распределения уже. Это явление также хорошо согласуется с реальностью. Действительно, при движении по хорошей дороге с малыми флюктуациями режим работы гидротрансформатора более стабильный, чем при движении по плохой дороге, где естествен заметный разброс режимов работы гидротрансформатора.

Для подтверждения статистических данных, полученных в процессе длительных дорожных испытаний и взятых для построения полигонов вероятности загрузки гидротрансформатора в зависимости от дорожных условий и удельной мощности, были проведены дополнительные дорожные испытания одного автомобиля по грунтовой дороге, включающей ровные участки, небольшие подъемы и спуски, выбоины, хорошо укатанные участки, песок. Перед испытаниями на автомобиль были установлены индуктивные датчики для измерения числа оборотов карданных валов, на входном и выходном валах гидромеханической передачи. Число оборотов записывалось осциллографом К-12-21.

В результате обработки данных тензометрирования были построены частоты загрузки гидротрансформатора (на рис. 2, в показаны крестиками). Сопоставление их с кривой нормального распределения для тех же условий (рис. 2, в — сплошная линия) показало, что экстремум полигона вероятности примерно соответствует i'_{20} среднего значения нормального закона. Это подтверждает, что данные, полученные статистическим методом, с достаточно высокой степенью достоверности отражают реальную фактическую загрузку гидротрансформатора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений, Физматгиз, 1961.
2. Цитович И. С., Вавуло В. Л., Хвальц Б. Н. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Изд-во Министерства высшего, среднего специального и профессионального образования БССР, Минск, 1962.
3. Вентцель Е. С. Геометрия вероятностей. Физматгиз, 1962.

Вопросы автоматического регулирования электрического привода колесной машины¹

Е. Н. БАРАНОВ, д-р техн. наук Н. Ф. БОЧАРОВ, В. А. БОШНЯК, С. Г. МАКАРОВ,
канд. техн. наук В. М. СЕМЕНОВ, канд. техн. наук О. А. ТОЛОКНОВ

МВТУ им. Баумана, НАМИ

ПРИ СОЗДАНИИ электрической передачи транспортной колесной машины с использованием агрегатов типа «мотор—колесо» необходимо выполнить ряд требований, обеспечивающих нормальную работу электрического привода.

1. Должна обеспечиваться устойчивая совместная работа двигателя внутреннего сгорания и электрогенератора. Необходимое условие устойчивости совместной работы может быть записано следующим образом:

$$\frac{\partial M_c}{\partial n} - \frac{\partial M_k}{\partial n} > 0,$$

где M_k — крутящий момент двигателя внутреннего сгорания;

M_c — момент сопротивления, создаваемый генератором, приведенный к валу двигателя внутреннего сгорания;

n — число оборотов двигателя внутреннего сгорания.

2. При изменении момента нагрузки на валу тяговых двигателей во всем рабочем диапазоне мощность двигателя внутреннего сгорания и число его оборотов должны оставаться постоянными при неизменном положении органа регулирования подачи топлива.

В первом приближении это условие выполняется при регулировании генератора на постоянство мощности

$$U_2 I_2 = \text{const},$$

где U_2 — напряжение генератора;

I_2 — ток нагрузки генератора.

Режим постоянства мощности должен обеспечиваться не только при номинальной, но и при любой мощности, заданной в процессе регулирования.

3. Необходимо предусмотреть автоматическое ограничение максимального тока генератора.

4. Необходимо предусмотреть защиту двигателей от разгона при буксовании, так как для колесной машины режим буксования одного или нескольких ведущих колес является весьма характерным.

5. Принимая во внимание довольно тяжелые условия работы электрооборудования (тряску, вибрации), с целью повышения надежности число коммутационных аппаратов как в силовых цепях, так и в цепях управления должно быть минимальным.

В описываемой системе в качестве возбудителя генератора был применен электромашинный усилитель с поперечным полем типа ЭМУ-50, якорь которого приводился во вращение от вала двигателя внутреннего сгорания через клиноременную передачу.

Преимуществом электромашинного усилителя перед другими типами возбудителей является возможность весьма простого суммирования сигналов на четырех обмотках управления, каждая из которых потребляет мощность не более 3 Вт, что позволяет обойтись без дополнительного усиления сигналов. Питание независимой обмотки управления осуществлялось от батареи аккумуляторов с выходным напряжением 24 В.

Применение электромашинного усилителя в качестве возбудителя эквивалентно каскадному возбуждению генератора. Сильная зависимость напряжения на выходе электромашинного усилителя (а следовательно, и потока возбуждения генератора) от числа оборотов двигателя внутреннего сгорания обеспечивает устойчивую совместную работу первичного теплового двигателя и генератора. При этом внешние характеристики генератора имеют гиперболический характер, хотя уменьшение напряжения генератора с ростом тока нагрузки сопровождается значительным падением оборотов двигателя внутреннего сгорания.

На рис. 1 представлены характеристика двигателя внутреннего сгорания $M_k=f(n)$ (кривая а) и зависимости момента сопротивления генератора M_c от числа оборотов двигателя внутреннего сгорания при различных токах нагрузки генератора (кривые б). Условие устойчивой совместной работы системы «двигатель внутреннего сгорания — генератор» выполняется во всем диапазоне изменения числа оборотов двигателя внутреннего сгорания.

Для поддержания постоянства мощности двигателя внутреннего сгорания в систему была введена функциональная отрицательная обратная связь с задержкой по току генератора. Задержка сигнала обратной связи необходима для более полного использования мощности двигателя внутреннего сгорания.

На рис. 2 приведена упрощенная принципиальная электрическая схема системы электрического привода при параллельном (рис. 2, а) и последовательном (рис. 2, б) соединении тяговых двигателей.

Для размагничивания генератора перед пуском тяговых двигателей одновременно включалась цепь обратной связи по напряжению генератора. Была также предусмотрена «отсечка по току», позволявшая ограничить величину максимального тока генератора.

На рис. 3 приведены экспериментальные зависимости напряжения U_2 (кривая 1), оборотов вала генератора n (кривая 2)

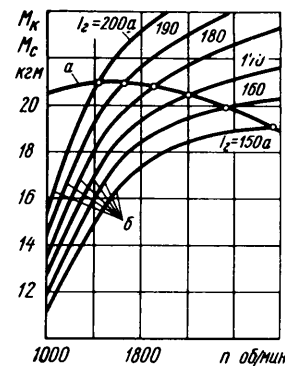


Рис. 1. Характеристика $M_k=f(n)$ и момент сопротивления генератора $M_c=\varphi(n)$

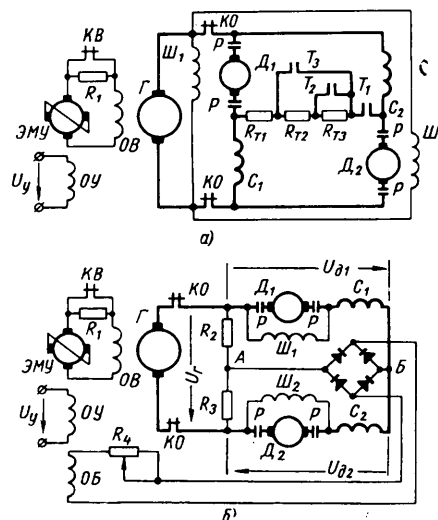


Рис. 2. Принципиальная электрическая схема при параллельном и последовательном соединении тяговых двигателей: Г — генератор; Д₁, Д₂ — якоря тяговых двигателей; ЭМУ — электромашинный усилитель; ОУ — обмотки управления электромашинного усилителя; С₁, С₂ — обмотки последовательного возбуждения тяговых двигателей; Ш₁, Ш₂ — обмотки параллельного возбуждения тяговых двигателей; Р — контакты реверсора; R₂=R₃ — омические сопротивления; ОБ — обмотка буксования, в качестве которой использовалась одна из обмоток управления электромашинного усилителя

¹ Статья является продолжением работы этих же авторов, опубликованной в журнале «Автомобильная промышленность» № 12 за 1966 г.

и тока в обмотке возбуждения генератора I_2 (кривая 3) от тока генератора при работе на одной из частичных скоростных характеристик двигателя внутреннего сгорания. Можно видеть, что во всем диапазоне изменения тока генератора обороты двигателя внутреннего сгорания меняются незначительно.

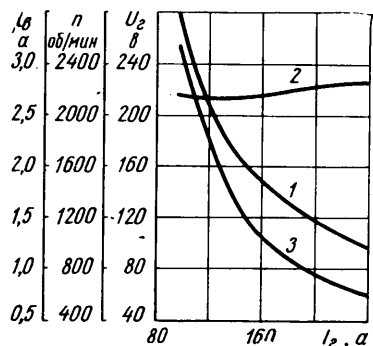


Рис. 3. Экспериментальные зависимости напряжения генератора, числа оборотов двигателя внутреннего сгорания и тока возбуждения от тока нагрузки генератора

При регулировании генератора на постоянство мощности механические характеристики тяговых двигателей имеют гиперболический характер независимо от их системы возбуждения.

Автоматическое бесступенчатое изменение скорости в зависимости от сопротивления движению обеспечивает хорошие тяговые качества транспортной машины.

Двигатели постоянного тока типа ДИ-33К, примененные на данной установке, имели смешанное возбуждение. Дополнительная обмотка параллельного возбуждения защищает двигатель от разгона при потере сцепления пневматика с дорогой и, кроме того, позволяла улучшать тормозные характеристики системы электродинамического торможения.

В процессе ходовых испытаний экспериментальной транспортной машины изучалось поведение электрического привода при параллельном и последовательном соединении тяговых двигателей в режимах разгона, поворота, торможения и буксования одного из пневматиков.

Основное достоинство схемы параллельного соединения тяговых двигателей состоит в том, что при буксовании одного или более колес тяговое усилие, развиваемое остальными (небуксующими) колесами, может быть вполне достаточным для продолжения движения автомобиля; при этом момент нагрузки тяговых двигателей небуксующих колес возрастает.

Во время поворота транспортной машины наибольший момент развивают тяговые двигатели, имеющие меньшую угловую скорость вращения.

В процессе испытаний транспортной машины отношение крутящих моментов тяговых двигателей достигало во время поворота 0,78—0,80.

Подобное перераспределение крутящих моментов возникает и при неравности радиусов качения колес вследствие разного давления в пневматиках. Так, при давлениях $P_1=0,62 \text{ ати}$ и $P_2=0,45 \text{ ати}$ токи тяговых двигателей в одном из режимов движения составляли соответственно $I_1=100 \text{ а}$; $I_2=90 \text{ а}$.

Поскольку у двигателя ДИ-33К даже при наличии обмотки параллельного возбуждения скорость холостого хода значительно превышает максимально допустимую, неравномерность скоростей вращения не может привести к переходу одного из двигателей в тормозной режим работы.

Если тяговые двигатели соединены последовательно, то при повороте транспортной машины происходит перераспределение напряжений между тяговыми двигателями вследствие разницы угловых скоростей ведущих пневматиков. Большее напряжение приложено к двигателю пневматика, имеющего большую угловую скорость. Крутящие моменты обоих последовательно соединенных двигателей одинаковы.

Подобное перераспределение напряжений на двигателях при повороте дает эффект «электрического дифференциала». Однако явление перераспределения напряжений между тяговыми двигателями вследствие разности скоростей пневматиков может привести к значительному ухудшению проходимости машины. В данном случае применение «электрического дифференциала» имеет те же последствия, что и обычного механического.

На рис. 4 приведена осциллограмма электрических процессов в цепи якорей тяговых двигателей при буксовании одного из пневматиков.

Процесс буксования начался вследствие увеличения крутящих моментов тяговых двигателей при резком открытии дроссельной заслонки, что сопровождалось быстрым ростом напряжения U_2 генератора и тока I_2 в силовой цепи во время разгона транспортной машины при малом коэффициенте сцепления одного из пневматиков с дорогой.

В момент времени t_1 (начало буксования одного из пневматиков) резко уменьшается момент сопротивления на валу его приводного двигателя, вследствие чего растут угловая скорость якоря этого двигателя и величина его противо-электро-движущей силы при уменьшении тока I_2 , общего для обоих последовательно соединенных двигателей. При этом напряжение на якоре буксующего двигателя $U_{\delta 1}$ увеличивается, а напряжение (следовательно, и скорость вращения якоря) второго двигателя снижается.

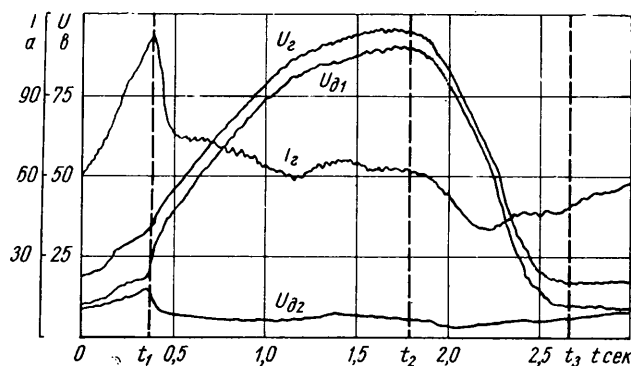


Рис. 4. Осциллограмма электрических процессов в системе электропривода при буксовании одного из пневматиков

Напряжение генератора $U_2 = U_{\delta 1} + U_{\delta 2}$ возрастает с уменьшением тока I_2 по гиперболическому закону.

В результате уменьшения момента сопротивления на валу двигателя буксующего колеса и одновременного увеличения напряжения скорость вращения якоря этого двигателя может стать недопустимо высокой даже при наличии защитной обмотки параллельного возбуждения. Уменьшение крутящего момента тягового двигателя небуксующего пневматика может привести к остановке машины.

Момент t_2 соответствует началу уменьшения подачи топлива, вследствие чего начинает снижаться и напряжение генератора, которое в момент времени t_3 достигло своего первоначального значения. Ток I_2 с момента t_2 сначала несколько уменьшался, а затем вновь возрастал, так как восстанавливалось сцепление буксовавшего пневматика с грунтом.

Таким образом, уменьшением напряжения можно добиться и защиты двигателя от разгона и способствовать прекращению самого процесса буксования. При этом желательно, чтобы снижение напряжения генератора происходило автоматически. С этой целью в процессе испытаний была опробована схема, представленная на рис. 2, б.

В случае буксования одного из пневматиков и вызванного этим перераспределения напряжений в цепи якорей тяговых двигателей между точками А и Б возникает разность потенциалов, обуславливающая ток в обмотке ОБ. Поскольку эта обмотка включена в диагональ выпрямительного моста, направление тока в ней остается неизменным при буксовании любого пневматика и выбирается так, чтобы намагничивающая сила обмотки ОБ действовала встречно намагничивающей силе обмотки независимого управления ОУ, вызывая уменьшение напряжения на выходе электромашиного усилителя.

Цепь обмотки ОБ можно выполнить так, чтобы сигнал буксования вводился с задержкой. В этом случае ток в обмотке ОБ отсутствует до тех пор, пока разность угловых скоростей пневматиков не превысит определенного уровня. Это позволит избежать снижения напряжения генератора при повороте машины.

Результаты опробования этой схемы оказались вполне удовлетворительными.

В процессе ходовых испытаний исследовалась также схема электродинамического торможения двигателей. Установлено, что торможение можно применять как с независимым возбуждением, так и с самовозбуждением.

В режиме торможения с самовозбуждением необходимо переключать концы последовательной обмотки возбуждения, а это потребует применения большого количества силовых контакторов, что может привести к увеличению веса и габаритов электрооборудования и некоторому снижению надежности его работы. Однако, если тяговые двигатели (или группы тяговых двигателей) соединены параллельно, можно создать схему торможения без переключения последовательных обмоток возбуждения (рис. 2, а).

Схема работает следующим образом. Для уменьшения напряжения генератора в момент разрыва и замыкания силовой цепи с помощью вспомогательного контактора $KВ$ в цепь обмотки возбуждения генератора вводится дополнительное сопротивление R_1 . Тяговые двигатели отключаются от генератора контактами контактора отключения $KО$. Своим блокировочным контактом контактор $KО$ готовит к срабатыванию цепь обмотки тормозного контактора T_1 первой ступени торможения.

Особенностью схемы торможения является в данном случае то, что два тяговых двигателя в режиме генераторов с самовозбуждением оказываются включенными параллельно и работают на тормозное сопротивление, являющееся сопротивлением нагрузки генераторов. При этом по последовательной обмотке возбуждения первого генератора протекает ток якоря второго генератора и наоборот. Направление тока в обмотках остается таким же, как и в двигательном режиме. Переключение концов обмоток в этом случае не требуется, что значительно упрощает схему торможения.

Предусмотрено три ступени торможения. Величина тормозного сопротивления меняется при последовательном срабатывании контакторов T_1 , T_2 и T_3 , обеспечивая достаточно эффективное торможение по мере уменьшения скорости вращения тяговых двигателей.

Зависимость между тормозным моментом M_m тягового двигателя и скоростью вращения его якоря n показана на рис. 5.

При использовании в процессе торможения только обмоток последовательного возбуждения двигателей зависимости $M_m=f(n)$ на трех ступенях торможения представлены кривыми 1, 2, 3. Основной недостаток динамического торможения с самовозбуждением заключается в том, что тормозной момент резко убывает при малых скоростях вращения якоря двигателя.

Из рис. 2, а можно видеть, что обмотки параллельного возбуждения при разрыве силовой цепи остаются подключенными к выходным клеммам генератора, и хотя напряжение U_2 снижено, тем не менее поток возбуждения тяговых двигателей в тормозном режиме не стремится к нулю при малых скоростях вращения якоря, а это значительно улучшает тормозные характеристики системы (рис. 5, кривые 1', 2', 3').

Следует иметь в виду, что разрыв силовой цепи приводит к резкому увеличению скорости вращения вала двигателя внутреннего сгорания. Момент подключения двигателей к генератору после окончания торможения сопровождается режимом

увеличением тока при ярко выраженном колебательном характере переходных процессов в системе. Это может привести к ухудшению коммутации в электрических машинах и появлению значительных динамических нагрузок на валу двигателя внутреннего сгорания. Поэтому на время торможения необходимо значительно уменьшить подачу топлива и снизить напряжение генератора перед пуском тяговых двигателей.

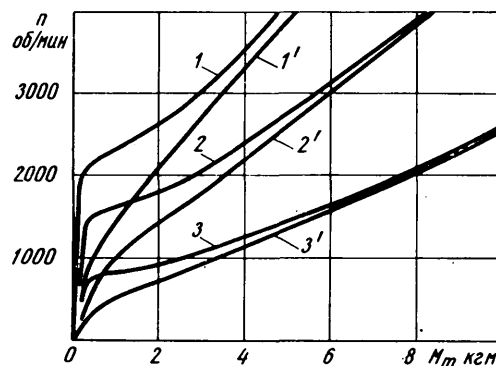


Рис. 5. Тормозные характеристики тягового двигателя в режиме электродинамического торможения

Ходовые испытания показали, что при выбранной схеме процесс торможения протекает весьма эффективно и на дороге, не имеющей уклона, может приводить к довольно быстрой остановке машины даже без использования механического тормоза. Максимальному току в режиме торможения соответствует значение тормозного момента двигателя $M_m=4,5$ кгМ (передаточное число планетарного редуктора $i=31,2$). Однако применение механического тормоза в качестве последней ступени торможения и в качестве стояночного в любом случае является необходимым.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М., Машгиз, 1963.
2. Степанов А. Д. Теплоэлектрический привод транспортных машин. М., Машгиз, 1953.
3. Некоторые вопросы применения электропривода на колесных машинах безрельсового транспорта. Труды НАМИ. Вып. 64, 1964.
4. Погарский Н. А. Универсальные трансмиссии пневмоколесных машин. М., изд-во «Машиностроение», 1965.
5. Погарский Н. А. Электрические трансмиссии машин с мотор-колесами. Изд-во «Машиностроение», 1965.
6. Толокнов О. А., Бочаров Н. Ф., Крадинов Е. В., Семенов В. М. «Автомобильная промышленность», 1962, № 6.

УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

Продолжается подписка на журнал

«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»

на 1968 г.

Подписка принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечати», в почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи до 1 числа предподписного месяца.

Журнал можно приобрести только по подписке.

Исследование параметров процесса штамповки поковок с полостью

И. А. НОРИЦЫН, И. Л. АКАРО

Московский автомеханический институт

В МАШИНОСТРОЕНИИ для изготовления заготовок с полостью широко применяются технологические процессы горячей штамповки на кривошипных горячештамповочных прессах, у которых в качестве одного из переходов используется процесс прямого прессования [1]. В частности, Горьковским автозаводом освоен технологический процесс штамповки поковок цапф поворотных кулаков, рядом предприятий изготавливаются вентили и подобные им изделия из цветных металлов, проводятся исследования по штамповке заготовок клапанов с полостью под наполнитель [2].

Штамповка полых поковок отличается от прессования труб тем, что пресс-остаток является элементом, конфигурация и абсолютные размеры которого предопределяются геометрией полуфабриката или детали. Кроме того, если при прессовании труб отсутствует опасность залипания изделия на оправке в связи с независимым приводом пресс-штемпеля и оправки, то при изготовлении штампованных поковок это условие зачастую трудно обеспечить из-за специфики конструкции кривошипных горячештамповочных прессов и применяемых штамповых блоков. Поэтому при штамповке поковок иногда целесообразно применять конические оправки (жестко связанные с пуансоном), обеспечивающие сохранение поковки в матрице после выполнения технологической операции.

При исследованиях использовался лабораторный штамп конструкции Московского автомеханического института (рис. 1). Деформируемым металлом являлись технический свинец и алюминий Al.

Усилия штамповки и усилия на оправках регистрировались с помощью тензометрической аппаратуры.

Вторая стадия процесса наступает при соприкосновении торца пуансона с деформируемым металлом. По мере заполнения контейнера матрицы усилия P и P_0 интенсивно возрастают, достигая максимума к моменту перехода в третью стадию — прессование.

Во время прессования полого стержня поковки после распрессовки полуфабриката в матричной воронке P и P_0 сначала резко уменьшаются от максимума, а затем они либо медленно уменьшаются, либо остаются постоянными, либо возрастают. Уменьшение максимального усилия тем больше, чем выше значения самих усилий (рис. 2). При этом, чем больше перепад усилий на данном участке кривых $P=f(H)$, тем более кратковременно он происходит, т. е. интенсивность падения максимальной нагрузки выше. При таком уровне напряжений и скоростях деформации интенсивность упрочнения металла почти одинакова для всех экспериментов. Такой характер изменения усилий можно объяснить интенсификацией разупрочняющих процессов в связи с тепловыделением в очаге деформации, определяемым мгновенной работой (мощностью) внешних сил [3]. При больших значениях усилий эффект тепловыделения выше, а следовательно, интенсивнее падение истинного сопротивления деформированию и проявление разупрочняющих явлений.

После уменьшения максимального усилия в начальный момент стадии прессования усилие штамповки по ходу ползуна пресса определяется следующими факторами: уменьшением проходного сечения между оправкой и образующей матричной воронки (при использовании конических оправок), уменьшением поверхностей контактного трения между деформируемым металлом и стенками контейнера матрицы и оправки, уменьшением протяженности очага деформации в пределах матричной воронки, возрастанием удельных усилий на торце пуансона в связи с уменьшением толщины фланца, изменением истинного сопротивления материала, деформированного в связи с упрочнением, теплообменом, тепловыделением и т. п. Совокупность и степень влияния этих факторов предопределяют характер кривой «усилие деформирования — толщина фланца поковки».

Усилие на оправке (в месте его измерения) определяется суммой проекций сил, действующих на поверхность вдоль оси симметрии. Максимум этого усилия несколько опережает момент начала стадии прессования (максимум общего усилия штамповки).

Усилие на оправке при прессовании определяется совокупностью влияния следующих факторов: увеличением составляющих, направленных вдоль оси, от нормальных удельных усилий по поверхности контакта в связи с уменьшением проходного сечения в матричной воронке; касательными напряжениями (взаимосвязанными с нормальными удельными усилиями) по поверхности, обусловленными трением деформируемого металла при прессовании; уменьшением поверхности контакта с деформируемым металлом по мере развития процесса.

Если первый из этих факторов вызывает увеличение сжимающих усилий, то второй — предопределяет величину растягивающих напряжений, а третий — влияет на величину растягивающих усилий. Интенсивность влияния этих факторов обуславливает уменьшение, постоянство или возрастание результирующего усилия на оправке по ходу ползуна пресса.

Однако сжимающее усилие на оправке не дает основания считать, что по всей длине рабочей части оправки наблюдаются только сжимающие напряжения. В пределах рабочей части оправки могут быть две зоны, в одной из которых будут преобладать растягивающие, а в другой — сжимающие напряжения.

При использовании цилиндрической оправки радиальные нормальные напряжения взаимно уравновешиваются, а усилие

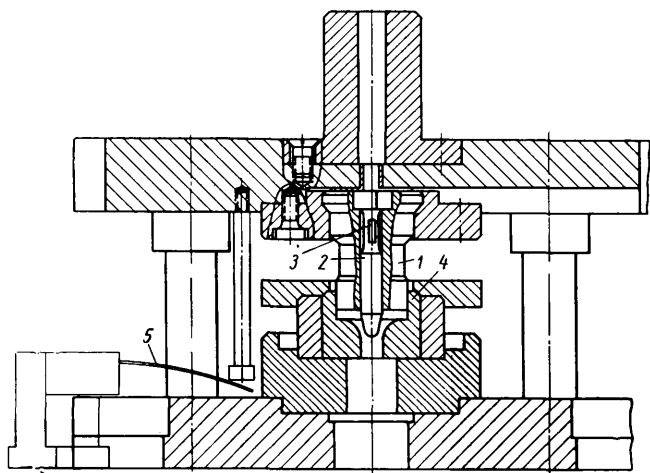


Рис. 1. Конструкция лабораторного штампа:

1 — пуансон; 2 — оправка; 3 — тензометрические датчики; 4 — матрица; 5 — ходограф пластинчатого типа

Характер пластического течения металла устанавливался по микроструктуре алюминиевых образцов при поэтапном деформировании, а также по искажениям прямоугольных координатных сеток, нанесенных на меридиональные поверхности исходных разрезных образцов.

Анализ осциллограмм и течения металла в полости штампа показывает, что процесс штамповки состоит из нескольких стадий (рис. 2). На первой стадии процесса при внедрении оправки в металл усилие штамповки P равно усилию на оправке P_0 и медленно возрастает по ходу ползуна пресса.

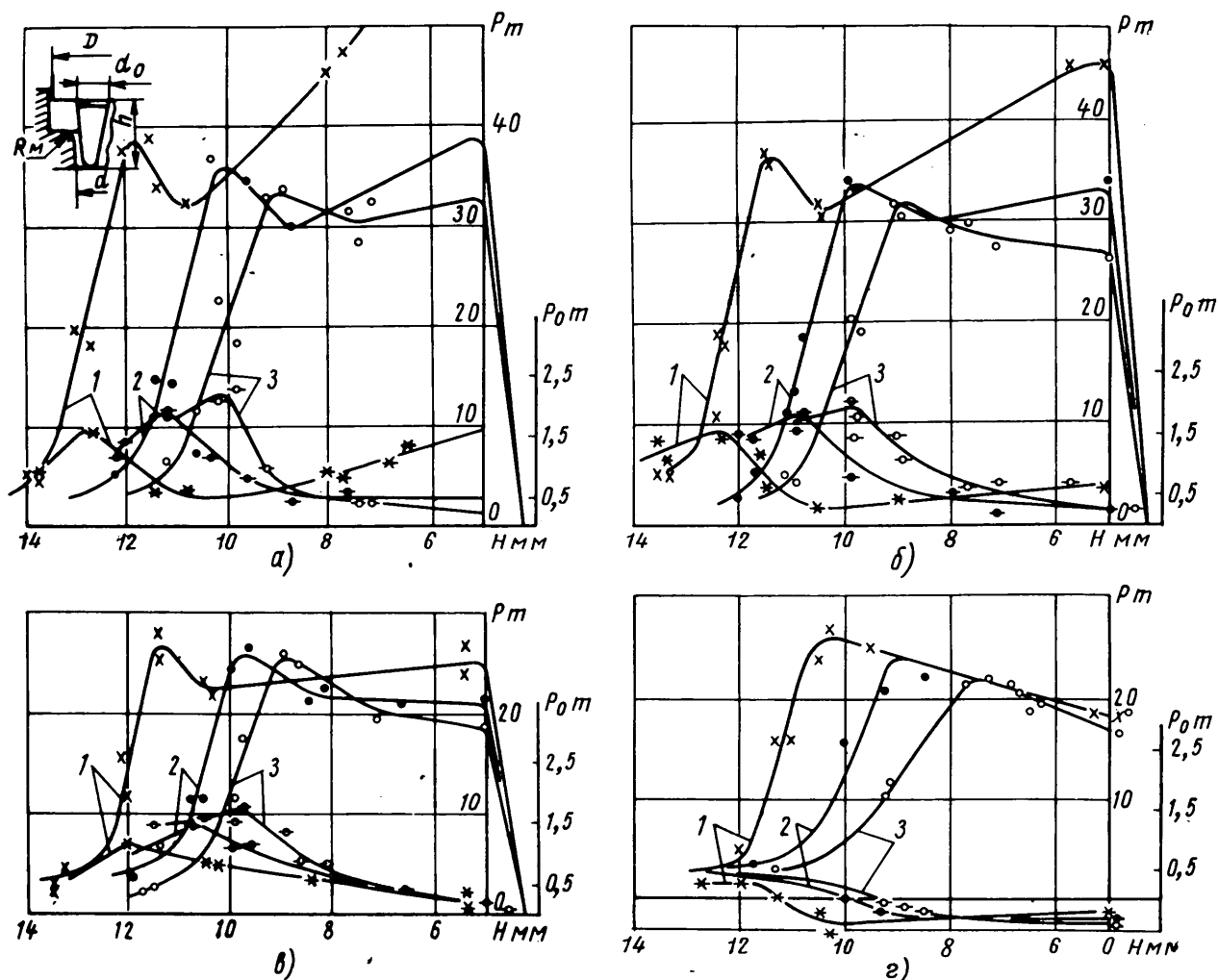


Рис. 2. Изменение усилия штамповки P и усилия на оправке P_0 в зависимости от геометрии инструмента ($D=43,6$ мм; $d=12$ мм) и высоты фланца свинцовой поковки H :
 а — при $\alpha = 8^\circ$; $d_0 = 14$ мм; $h = 37$ мм; б — при $\alpha = 10^\circ$; $d_0 = 14$ мм; $h = 23$ мм; в — при $\alpha = 15^\circ$; $d_0 = 14$ мм; $h = 18,3$ мм; г — при $\alpha = 0^\circ$; $d_0 = 7,2$ мм; $h = 25,6$ мм; 1 — $R_M = 5$ мм; 2 — $R_M = 10$ мм; 3 — $R_M = 15$ мм

на оправке определяется значением растягивающих касательных напряжений (трением). Поэтому к моменту начала прессования усилие на оправке уменьшается, принимая отрицательное значение, соответствующее растяжению (рис. 2, г).

Анализ зависимостей, представленных на рис. 2, позволяет сделать следующие выводы (при использовании конических оправок): с уменьшением радиуса закругления матричной воронки усилия штамповки увеличиваются; с ростом угла (α) наклона образующей оправки значения усилий уменьшаются. При этом характер зависимости «усилие штамповки — толщина фланца» существенно изменяется от радиуса закругления матричной воронки: стадия прессования наступает тем раньше, чем больше относительный объем самой оправки (в пределах контейнера матрицы), т. е. чем меньше угол наклона ее образующей к оси симметрии, с уменьшением радиуса закругления матричной воронки переход к стадии прессования начинается раньше в связи с относительным уменьшением объема полости матрицы; характер изменения усилий на оправке в зависимости от толщины фланца в большинстве случаев подобен характеру изменения усилий штамповки. При этом абсолютное значение его не превышает 10% от общего усилия штамповки.

Долговечность и прочность элементов штампа определяются не только средним значением напряжений по сечению, но также характером распределения нормальных удельных усилий $P_{уд}$. С целью изучения влияния геометрии матричной воронки на распределение нормальных удельных усилий на торце пуансона проведены исследования с использованием метода фольговых датчиков (рис. 3).

В стадии распрессовки нормальные удельные усилия распределяются относительно равномерно. Заполнение полости контейнера и матричной воронки происходит равномерно.

К началу стадии прессования характер эпюры изменяется: в средней части появляется минимум, от которого в обоих направлениях увеличиваются напряжения, при наличии резкого спада напряжений вблизи оправки. Такой характер эпюры сохраняется на всей стадии прессования.

Возрастание напряжений в направлении к боковой стенке контейнера объясняется тем, что в пределах этой части матрицы происходит процесс, подобный осадке тонкого кольца в наружной обойме. По мере уменьшения толщины фланца поковки степень неравномерности напряжений в этой части эпюры увеличивается, что качественно согласуется с данными Л. А. Шофмана [4].

Наличие минимума на эпюре объясняется изменением характера напряженно-деформированного состояния и качественно соответствует минимуму на эпюрах нормальных удельных усилий при прессовании сплошных профилей по оси симметрии его сечения. Увеличение напряжений от этого минимума в направлении к оси оправки аналогично изменению эпюры при прессовании и качественно подобно результатам, полученным А. В. Ребельским [5].

Резкое падение напряжений на эпюре при дальнейшем приближении к оправке объясняется тем, что образующаяся застойная зона в месте сочленения оправки с пуансоном под действием деформируемого металла, перемещающегося из полости контейнера в матричную воронку, стремится «оторваться» от пуансона. Эта застойная зона является как бы продолжением и неотъемлемой частью оправки.

Изучение пластического течения металла в полости штампа по макроструктурам поковок и по искажениям координатных сеток на разрезных образцах позволило разработать методику

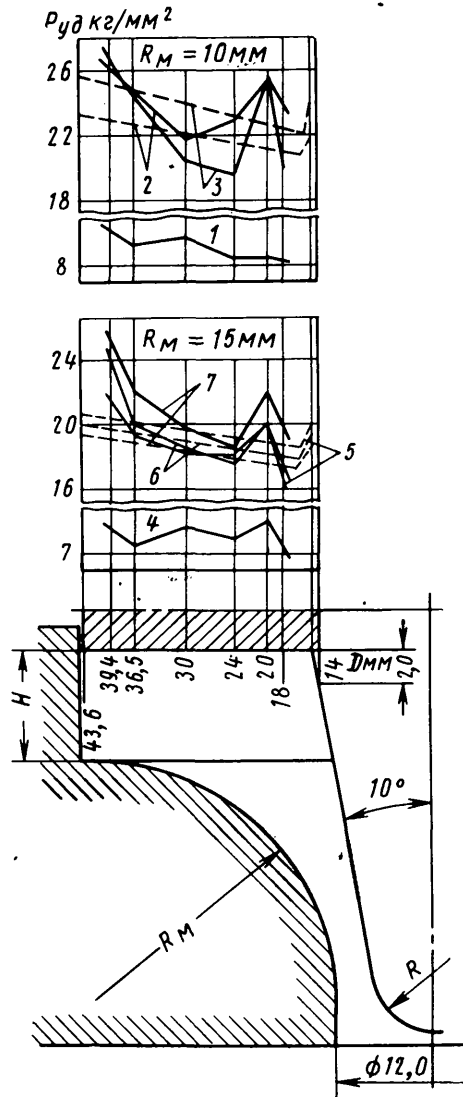


Рис. 3. Диаграммы распределения нормальных напряжений на торце пуансона (сплошные линии — по эксперименту; пунктирные линии — по расчету):

1 — $H = 11$ мм; $P = 11,2$ т; 2 — $H = 9,4$ мм; $P = 32,2$ т; 3 — $H = 6,9$ мм; $P = 29,7$ т; 4 — $H = 10$ мм; $P = 11,1$ т; 5 — $H = 5,1$ мм; $P = 26,8$ т; 6 — $H = 6,3$ мм; $P = 26,2$ т; 7 — $H = 8,2$ мм; $P = 29,1$ т

расчета силовых параметров процесса. При использованных в исследованиях соотношениях размеров поковки ($\frac{D}{H} = 3,2 \div 9$;

$\frac{D}{d} = 3,6$) установлено три зоны в деформируемом металле, отличающиеся по характеру относительных деформаций (рис. 4): зона в пределах контейнера матрицы с радиальным течением металла ($aa'eb$), зона с осевым и радиальным перемещением частиц металла в пределах матричной воронки ($bcb'fe$) и зона ($cc'd$), расположенная в месте сочленения оправки с пуансоном, в которой отсутствует обновление металла при прессовании.

Такой характер распределения деформаций позволяет схематизировать геометрию матричной воронки применительно к аналитическому решению задачи в напряжениях.

Радиусная матричная воронка заменяется конической с образующей oc с переменным углом наклона к оси симметрии α_k :

$$\alpha_k = \arctg \frac{0,5d + R_M(1 - \cos \alpha_0)}{0,5 d_0 \operatorname{ctg} \alpha_0 + h - H - R_M(1 - \sin \alpha_0)}$$

R_M — радиус закругления матричной воронки;
 H — толщина фланца поковки;
 α_0 — угол наклона образующей оправки к оси симметрии;
 h — длина цилиндрического пояса на оправке;
 d и d_0 — соответственно диаметры очка матрицы и оправки.

Путем использования решения Л. А. Шофмана [4] для зоны $aa'eb$ (рис. 4) и методологии М. В. Сторожева [6] для анализа

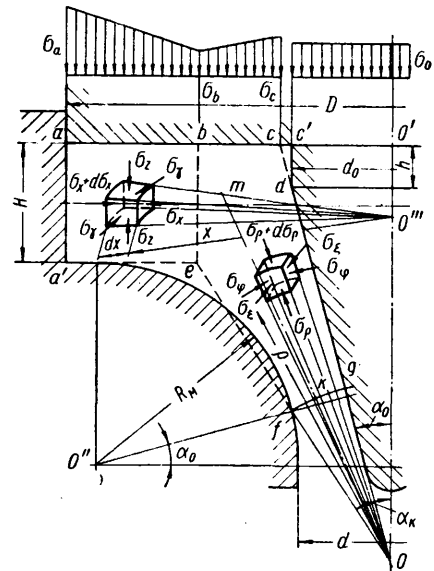


Рис. 4. Схема для расчета силовых параметров процесса

напряженно-деформированного состояния в зоне $bcb'fe$ разработана методика расчета силовых параметров процесса штамповки.

Суммарное усилие деформирования на пуансоне можно представить в виде

$$P = P_n + P_m + P_o.$$

Составляющая P_n обусловлена нормальными напряжениями и выражается (при линеаризации эпюры напряжений) как (рис. 4)

$$P_n = \pi \left\{ \sigma_b \left[\left(\frac{D}{2} \right)^2 - (cO')^2 \right] + (\sigma_a - \sigma_b) ab \left(\frac{D}{2} - \frac{1}{3} ab \right) + (\sigma_c - \sigma_b) bc \left(cO' + \frac{1}{3} bc \right) \right\}.$$

Для каждого момента деформирования напряжения в точках a , b и c можно определить по формулам (σ_b — истинное сопротивление деформированию):

$$\frac{\sigma_b}{\sigma_s} = 2 \left(\sin \frac{\alpha_0 + \alpha_k}{2} + \cos \frac{\alpha_0 + \alpha_k}{2} \right) [0,58 \operatorname{ctg} (\alpha_k - \alpha_0) + 1] \times \ln \frac{\rho_b}{\rho_k} - \sin \frac{\alpha_0 + \alpha_k}{2};$$

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_s} = \frac{\sigma_b}{\sigma_s} + 2 \mu \frac{0,5D - bO'}{H} + 1,3 \lg 0,33 \left[\left(\frac{D}{2bO'} \right)^2 + \sqrt{3 + \left(\frac{D}{2bO'} \right)^4} \right];$$

$$\frac{\sigma_c}{\sigma_s} = (\sin \alpha_0 + \cos \alpha_0) \left\{ 2 [0,58 \operatorname{ctg} (\alpha_k - \alpha_0) + 1] \ln \frac{\rho_c}{\rho_g} + 1 \right\}.$$

Составляющая P_m учитывает влияние трения между деформируемым металлом и боковой стенкой контейнера матрицы:

$$P_m = \pi DH \mu (\sigma_a - 1,15 \sigma_s),$$

где μ — коэффициент трения между инструментом и деформируемым металлом.

Результирующее усилие на оправке P_0 определяется зависимостью

$$P_0 = \pi \sigma_s (\rho_c - \rho_g) \left(\frac{d_0}{\sin \alpha_0} + \rho_c + \rho_g \right) \left\{ [0,58 \operatorname{ctg} (\alpha_k - \alpha_0) + 1] \times \right. \\ \left. \times \ln \frac{\rho_c}{\rho_g} + 1 - 0,5 \operatorname{ctg} \alpha_0 \right\}$$

где ρ_c и ρ_g — радиусы-векторы для точек c и g соответственно в сферических координатах относительно точки O .

По разработанной методике представляется возможным оценить среднее растягивающее напряжение в меридиональном сечении матрицы, что является необходимым при использовании бандажируемого многослойного инструмента.

Анализ расчетных зависимостей показывает, что они учитывают все факторы, предопределяющие усилие на пуансоне и оправке, а закономерность их изменений соответствует установленной экспериментально. Сопоставление расчетных и экспериментальных данных по усилию штамповки показывает, что сходимость результатов улучшается с увеличением угла наклона образующей оправки α_0 , а ошибка не превышает 20%

при углах $\alpha_k - \alpha_0 \geq 3,6^\circ$. Точность расчетных данных по определению усилий на оправке несколько ниже в связи с принятым допущением о максимальном значении касательных напряжений вдоль всей поверхности оправки.

Значения контактных нормальных напряжений на торце пуансона могут быть рассчитаны с точностью до 25% при $\alpha_k - \alpha_0 \geq 3,6^\circ$ (см. рис. 3).

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколов Н. Л., Смуров А. М. «Кузнечно-штамповочное производство», 1965, № 1.
2. Норицын И. А., Акаро И. Л. «Автомобильная промышленность», 1966, № 5.
3. Норицын И. А., Головин В. А., Акаро И. Л. «Вестник машиностроения», 1965, № 9.
4. ШOFFман Л. А. Теория и расчеты процессов холодной штамповки. Изд-во «Машиностроение», 1964.
5. Ребельский А. В. Основы проектирования процессов горячей объемной штамповки. Изд-во «Машиностроение», 1965.
6. Сторожев М. В., Попов Е. И. Теория обработки металлов давлением. Изд-во «Высшая школа», 1963.

УДК 621.822:678.5

Исследование работоспособности комбинированных подшипников

Ф. К. ЛЕБЕДЕВ

Курганский машиностроительный институт

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ пластмассовых подшипников во многом зависит от степени отвода тепла от поверхности трения [1]. Для повышения теплоотвода в настоящее время все больше обращается внимания на использование тонкостенных пластмассовых втулок, сочетание пластмасс с металлическим каркасом или с металлическим наполнителем. Улучшение теплоотвода за счет наполнения пластмасс металлической стружкой или опилками не всегда эффективно. Фрикционные характеристики таких материалов ухудшаются по сравнению с ненаполненными [2].

С целью сохранения антифрикционных свойств, присущих полимерным материалам, и улучшения теплоотвода создали комбинированные подшипники. Они состоят из стальных втулок на внутреннюю поверхность которых наносится слой стир-акрила марки ТШ — легкотвердеющего полимеризационного термопластичного материала. Стиракрил прочно соединяется с обезжиренной ацетоном металлической поверхностью. Для повышения прочности соединения последняя обрабатывается не выше 4-го класса чистоты. Особенно высокая прочность достигается, если металлическая поверхность подвергается пескоструйной обработке или покрывается мелкой насечкой.

Стиракриловую массу готовят для нанесения на основу следующим образом. На 100 весовых частей порошка берется 50—60 весовых частей жидкости того же названия. Залитый жидкостью порошок тщательно перемешивается круговыми односторонними движениями в течение 1—2 мин. Это обеспечивает хорошее качество раствора.

Стиракриловый слой заливается вместе с ложным валом. Шафа вала предварительно покрывается тонким слоем парафина (рис. 1). Для получения однородной структуры слоя необходимо воздействовать на него давлением 2—3 атм.

Стальная втулка, на которую наносится слой стир-акрила, должна иметь внутренний диаметр с учетом заливки на 0,6—1,0 мм больше диаметра рабочего вала.

Стиракриловая масса отвердевает за 6—8 ч, после чего зачищаются напильны и доводится внутренний диаметр втулки до необходимых размеров. Стиракрил хорошо режется, шлифуется, сверлится.

Представляют интерес комбинированные подшипники с жидкостным охлаждением, у которых в полость между стальной втулкой и кожухом заливается вода, поглощающая значитель-

ную долю выделяемого при трении тепла. Такие подшипники целесообразно применять в узлах машин с затрудненным доступом для смазки.

Испытания комбинированных подшипников и сравнительные испытания цельных стир-акриловых подшипников проводились на стенде (рис. 2). Нагрузка на подшипник передается через призму 1 на рычаг 2 и через серьги 3 на обойму 4, в которой устанавливается пластмассовая или комбинированная втулка 5. В последней скользит вал, изготовленный из стали 45. Трущаяся поверхность вала обработана по 7-му классу шероховатости поверхности (ГОСТ 2789—59) и имеет твердость HRC 32—36.

При работе подшипникового узла возникающая сила трения передается рычагом 6, закрепленным в обойме 4, через упорный винт 7 на консоль 8.

По величине деформации этой консоли с помощью датчиков 9 на тензостанции измеряется сила трения. Коэффициент трения определяется согласно закону Амонтона

$$f = \frac{F}{N},$$

где F — сила трения;
 N — внешняя нагрузка.

Испытывались подшипники с внутренним диаметром 25—35 и длиной 35 мм.

Линейный износ определялся измерением внутреннего диаметра подшипников до и после испытаний. Температура измерялась термометрами со спаем диаметром 0,25 мм, гальванометром ГПЗ-47 и термокарандашами. Приемники термометра устанавливались в радиальные отверстия на расстоянии 0,4—0,5 мм от поверхности трения.

На стенде можно в широком диапазоне изменять удельное давление и скорость скольжения, что позволяет получить раз-

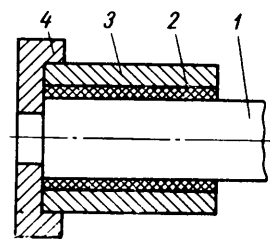


Рис. 1. Изготовление комбинированного подшипника:

1 — ложный вал; 2 — слой стир-акрила; 3 — стальная втулка; 4 — ограничительная чашка

личные температурные режимы. Испитания проводились без смазки и со смазкой солидолом. По средним результатам испытаний четырех-пяти подшипников строились графики. Разброс данных был незначителен.

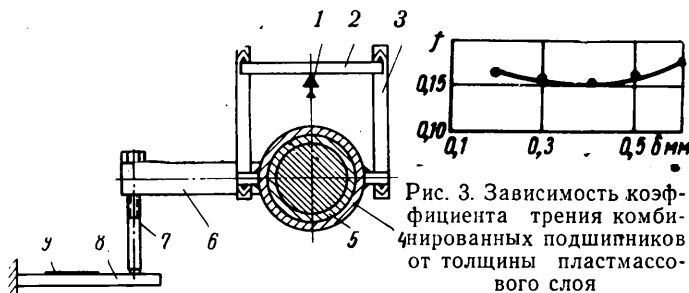


Рис. 2. Схема испытательного стенда

Испытывались комбинированные подшипники с облицовкой толщиной 0,2—0,6 мм. Результаты испытаний показали, что втулки с покрытием толщиной 0,3—0,4 мм наиболее износоустойчивы.

Наименьший коэффициент трения у подшипников с покрытием толщиной $\delta=0,3-0,4$ мм (рис. 3).

Слой покрытия толщиной 0,2 мм не всегда сохраняется из-за высокой жесткости стальной основы. Если на поверхность трения попадают твердые частицы, то покрытие задирается до металлической основы. Втулки с покрытием толщиной 0,5 мм и выше выдерживают более высокую температуру по сравнению с втулками, у которых толщина слоя покрытия 0,3—0,4 мм.

Комбинированные подшипники выходят из строя не только по причине износа, но и из-за нарушения адгезионных связей пластмассы с основой. Сцепляемость стиракрила ухудшается с повышением температуры.

Для комбинированных подшипников, как и для цельных пластмассовых, характерна зависимость температурного режима от конструктивно-геометрических параметров, в частности от зазоров, диаметра и длины подшипников. При малых зазорах (менее 0,1 мм) температура нагрева подшипников повышается на 10—15°C. Это снижает его надежность.

При выборе зазоров для комбинированных подшипников необходимо руководствоваться теми же соображениями, что и для цельных подшипников.

Значительное влияние на работоспособность комбинированных подшипников оказало изменение их внутреннего диаметра. Увеличение диаметра с 20 до 35 мм дало возможность повысить пределы рабочих режимов до 20%. Изменение длины подшипников влияет в меньшей степени. У более коротких подшипников теплоотвод улучшается. Наиболее оптимальное соотношение длины к диаметру — 0,9—1,0.

На изменение температуры и коэффициента трения значительно влияет скорость скольжения v . В зависимости от нее в различных условиях трения (со смазкой или без смазки) антифрикционные свойства стиракрила изменяются по-раз-

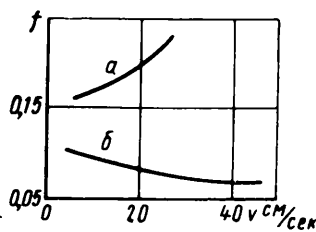


Рис. 4. Графики изменения коэффициентов трения от скорости скольжения

a — без смазки; *b* — со смазкой солидолом

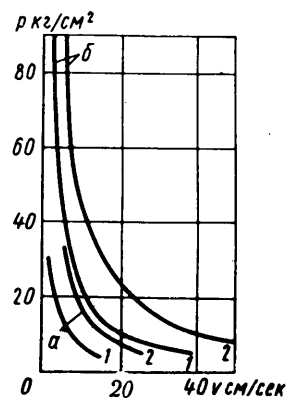


Рис. 5. Допустимые рабочие режимы стиракриловых и комбинированных подшипников в различных условиях трения: *a* — без смазки; *b* — со смазкой солидолом; 1 — стиракриловые подшипники; 2 — комбинированные подшипники

ному. При ограниченной смазке солидолом с ростом скорости коэффициент трения уменьшается с 0,11 до 0,07. При трении стиракриловой поверхности без смазки коэффициент трения увеличивается с 0,16—0,17 до 0,22—0,23 (рис. 4). Значительное повышение коэффициента трения происходит обычно после достижения температуры трения 60—70°. В определенных условиях скорость скольжения, очевидно, может быть решающей причиной выхода из строя пластмассовых подшипников.

При температуре 135—140° стиракрил неустойчив. Выше этой температуры подшипники, как правило, выходят из строя. Моменту выхода из строя комбинированных подшипников соответствует примерно одна и та же температура 140°.

Испытания подшипников с применением ограниченной смазки показали, что диапазон их рабочих режимов шире в 2—2,5 раза, чем у подшипников, работающих без смазки (рис. 5).

ЛИТЕРАТУРА

1. Лебедев Ф. К. «Автомобильная промышленность», 1966, № 7.
2. Международная конференция по смазке и износу машин. Машгиз, 1962.

УДК 629.113:539.538.001.5

Исследование влияния микро- и макрогеометрии гильзы цилиндров четырехтактных дизелей на ее долговечность

М. Г. ДУБОВИН

Ярославский моторный завод

ДОЛГОВЕЧНОСТЬ современных автомобилей в значительной степени зависит от качества поверхности их деталей: шероховатости (микрогеометрии), отклонения от геометрической формы (макрогеометрии) и физико-механических свойств металла в тонких верхних слоях (твердости, микроструктуры и т. д.).

На Ярославском моторном заводе проводятся работы по изучению влияния микро- и макрогеометрии гильзы цилиндров двигателей типа ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 на ее износоустойчивость.

В работе [1] установлено, что оптимальным значениям шероховатости, обеспечивающим наибольшую износоустойчивость деталей, соответствует шероховатость, которую деталь приобретает к концу процесса приработки. Кроме того, существенное значение имеют также направленность следов обработки и

их соотношение с направлением движения поверхности трения [1 и 2].

В процессе работы трущейся пары сравнительно быстро устанавливается определенная шероховатость поверхности, характерная для данных условий изнашивания, тогда как макрогеометрия непрерывно подвергается изменениям в течение всего времени работы двигателя. Зависимость эксплуатационных свойств сопряжения гильза — поршневое кольцо четырехтактных дизелей типа ЯМЗ-236 от шероховатости, овальности, непрямолинейности образующих гильзы и других видов макроотклонений до сих пор не исследовалась.

Для выявления указанной зависимости и обоснования оптимальной шероховатости гильзы и оптимальных макрогеометрических отклонений проведен микрометраж внутренней по-

верхности сорока гильз в одиннадцати поперечных и в четырех радиальных сечениях: Измерения проводились в температурной комнате завода (после двухчасовой выдержки) на пневматическом приборе «Шеффилд» с точностью до 0,001 мм. Кроме того, все гильзы проверялись на прямолинейность образующей на специальном приборе «Ротаметр» с точностью до 0,001 мм через 10° по окружности и в семи сечениях по образующей, т. е. на каждой гильзе в 252 точках. После 60 ч работы двигателя гильзы измерялись непосредственно в блоке (в этих же точках) рычажной индикаторной скобой.

Шероховатость внутренней поверхности гильз измерялась на профилографе-профилометре блочной конструкции завода «Калибр». Для исследования гильзы выбирались с шероховатостью по R_a 0,25—0,75 мк (ГОСТ 2789—59). Структура, твердость гильз (RC 42—50) и колец и шероховатость колец (8 кл.) были одинаковыми (кольца хромированные). На гильзах двух двигателей дополнительно измерялись английским прибором «Talugond» с увеличением 2000 макрометрические отклонения поверхности. Износ измерялся методом лунок, которые наносились прибором УПОИ-6 в те же точки, в которых был осуществлен микрометраж. Это позволило исследовать износ гильз цилиндров в зависимости от разной шероховатости внутренней поверхности гильз и различной макрогеометрии.

Исследовались шесть двигателей (четыре ЯМЗ-236 и два ЯМЗ-238) в течение 1200 ч работы на режимах согласно ГОСТу 491-55. Топливо для двигателей во время испытаний соответствовало требованиям ГОСТа 4749-49 или ГОСТа 305—62. Масло применялось М-12В с 8% присадки ВНИИ НП-360 и 0,003% антипенной присадки ПМС-200А по МРТУ 12Н № 3-62. Поскольку экспериментальные гильзы с чистой поверхностью 0,25—0,75 мк и разной овальностью, конусностью и отклонениями от прямолинейности образующих гильз ставились в один двигатель, то условия, в которых они находились в процессе испытаний, можно считать идентичными. Анализ полученных результатов с достаточной для практических целей точностью дал возможность обосновать оптимальную шероховатость, макрогеометрические отклонения поверхности гильзы и сделать следующие выводы:

1. Визуальный осмотр зеркала гильз, поршней и поршневых колец всех испытанных двигателей показал их хорошее состояние и приработку.

2. Износ гильз происходит в основном в рабочей зоне цилиндра. Максимальный износ наблюдается на верхнем компрессионном кольце и постепенно уменьшается на остальных кольцах поршня. Наибольший износ стенки гильзы наблюдается также в камере сгорания, в конце пути верхнего компрессионного кольца и в плоскости качания шатуна, т. е. перпендикулярно оси коленчатого вала. Из-за конструктивных особенностей двигателя большому износу подвергается нагруженная сторона гильзы (рис. 1).

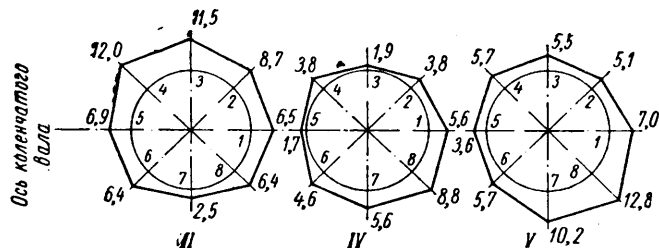


Рис. 1. Эпюры износа гильз в мк в зоне верхнего компрессионного кольца, т. е. 28 мм от торца гильзы:

1—8 — номера лунок; II—IV—V — номера цилиндров

На расстоянии более 145 мм от верхнего торца гильзы даже после 1200 ч работы двигателей четко видны следы от хонингования, свидетельствующие о незначительности износа Δ нижней части гильзы. В верхней части гильзы следов от хонингования не наблюдается. Об интенсивном износе свидетельствует значительное уменьшение размера лунки (до износа обе лунки были одинаковыми).

3. Результаты длительных (1200 ч) испытаний (табл. 1 и рис. 2) показали, что оптимальная чистота внутренней поверхности гильзы цилиндров должна составлять 0,4—0,6 мк. Эта шероховатость должна обеспечиваться соответствующей ме-

Таблица 1
Средний износ гильз по поясам в зависимости от шероховатости по данным шести двигателей в мк (40 гильз)

R_a в мк	Расстояние от верхнего торца гильзы в мм									
	25		40		60		130		168	
0,2—0,25	1,2	11,2	3,2	10,0	2,2	8,2	0	6,2	0	7,5
0,4—0,6	5	7,5	3,2	5	2,5	7,5	0	5,5	0	3,2
0,7—0,8	6,2	15	3,2	15	2,5	7,5	1,5	5	0	1,2

Примечание. Первая графа—износ параллельно оси коленчатого вала; вторая—износ перпендикулярно.

ханической обработкой, иначе она устанавливается за счет усиленного износа гильзы в течение периода приработки, о чем свидетельствует повышенный износ гильз с шероховатостью менее 0,4 мк и более 0,6 мк. Это свидетельствует о том, что оптимальная с точки зрения износа шероховатость устанавливается после приработки поверхности сопряжения гиль-

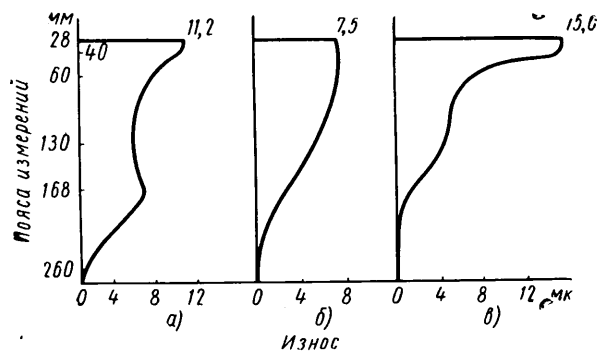


Рис. 2. Диаграмма износа гильз:

а — $R_a = 0,2 \div 0,25$ мк; б — $R_a = 0,4 \div 0,6$ мк; в — $R_a = 0,7 \div 0,8$ мк

за—поршневое кольцо независимо от первоначальной шероховатости, полученной при механической обработке.

Эта новая шероховатость может быть как больше, так и меньше первоначальной. Если оптимальную шероховатость поверхности обеспечить в процессе механической обработки, то износ трущихся поверхностей будет минимальным (рис. 3). Об этом уже упоминалось в работе [3]. Таким образом, особо высокий класс шероховатости поверхностей трения цилиндр—поршневое кольцо, работающих в условиях граничной смазки, не способствует удержанию масляной пленки и, следовательно, повышению износоустойчивости. Целесообразно после окончательной отделки чистовым хонем наносить сетку рисок для удержания смазки и улучшения приработки.

4. Особо высокий класс шероховатости поверхности гильзы может быть также одной из причин появления натиров гильз. Согласно существующей теории [4] температура на площадке контакта при граничном трении тем выше, чем больше эта площадка. Вместе с тем температура трения является причиной, обуславливающей сцепление поверхностей трения потому, что под действием высоких температур на площадках контакта нарушаются адсорбционные свойства смазки и последняя теряет способность к восстановлению. В дальнейшем сухое трение вызывает новое повышение температуры, нарушение адсорбционных свойств смазки в соседних очагах и увеличение доли сухого трения, неизменно сопровождающееся сцеплением поверхностей. Этот процесс протекает тем быстрее, чем шире область высоких температур, и в результате он приводит к по-

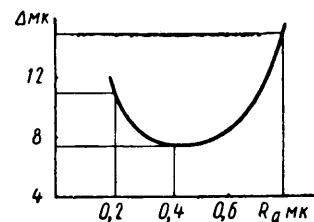


Рис. 3. Зависимость износа гильз от шероховатости в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала

вышенным и неустойчивым значениям коэффициента трения, а затем к катастрофическому заеданию. Помимо нарушения адсорбционных свойств смазки, высокие температуры контакта также непосредственно усиливают сцепление поверхностей вследствие повышения кинетической энергии поверхностных частиц. Таким образом, тщательная обработка поверхностей, обуславливающая касание по большим площадкам, при граничном трении ухудшает условия трения по сравнению с поверхностью, имеющей более низкий класс шероховатости, разбивающейся на многочисленные микроскопические площадки касания.

Полученная в результате исследования шероховатость гильз 0,4—0,6 мк является оптимальной.

Анализ износа гильз в зависимости от овальности и конусности (табл. 2) показывает, что при увеличении овальности и конусности увеличивается и износ гильз.

Таблица 2

Средний износ гильз в зависимости от овальности и конусности (данные по 40 гильзам)

Количество гильз с данной овальностью	Овальность до испытания в мк	Средний износ после 1200 ч в мк	Количество гильз с данной конусностью	Конусность до испытания в мк	Средний износ после 1200 ч в мк
2	0	15,5	5	10	18
12	5	16,0	6	15	15
8	10	14,5	14	20	17
3	15	20,3	8	25	20
6	20	18,2	4	30	22
3	25	25	3	35—45	25
2	30	27,5	—	—	—
2	35	32,5	—	—	—
2	40—45	40	—	—	—

Из графиков зависимости износа гильз от овальности δ (рис. 4), построенных по данным табл. 2, следует, что нет необходимости назначать овальность гильз меньше 0,015—0,018 мм, так как износы гильз с овальностью 0—18 мк значительно отличаются друг от друга. При увеличении овальности до 20 мк и больше износ гильз увеличивается. Примерно такой же характер зависимости износа гильз и от конусности κ (рис. 5).

Таким образом, наиболее оптимальными с точки зрения износостойкости и производственной целесообразности макрогеометрическими отклонениями гильзы цилиндров следует считать: овальность 0,015—0,018 мм и конусность не более 0,020 мм.

В связи с тем, что эксперименты проводились не в лабораторных условиях, а на двигателях, проходивших заводские гарантийные испытания, не представилось возможным исследовать зависимость износа гильз от овальности и конусности, превышающих 45—50 мк.

Овальность гильз до испытаний не превышала 0,035—0,045 мм, после 1200 ч работы увеличивалась до 0,060 мм, при-

чем большая ось овала, как правило, располагалась в плоскости качания шатуна. Если большая ось овала гильзы до испытаний располагалась в направлении оси коленчатого вала, то

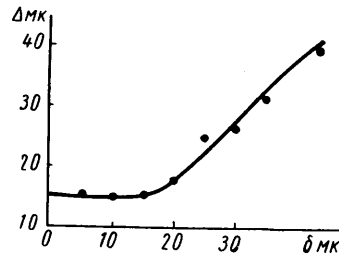


Рис. 4. Зависимость износа гильз от овальности

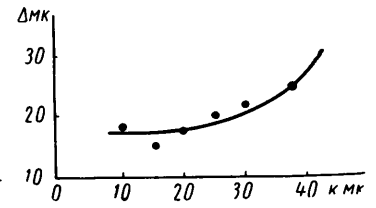


Рис. 5. Зависимость износа гильз от конусности

износ у таких гильз был меньше, т. е. если при сборке двигателей гильзы ориентировать в таком направлении, то соблюдение одного этого условия может увеличивать срок службы гильзы в предельных случаях почти в 2 раза.

Значительные искажения формы цилиндров нарушают их правильное сопряжение с поршнями и кольцами, возникают зазоры между стенкой цилиндра и наружной цилиндрической поверхностью колец.

Эти нарушения взаимного расположения деталей цилиндрической группы способствуют пропуску газов в картер, увеличению угара масла, осужению масляной пленки, возникновению непосредственных контактов трущихся тел и, следовательно, интенсификации износа.

Однако овальность, являющаяся общепринятым количественным показателем, в действительности не характеризует истинную форму цилиндра. Последний в процессе износа и возникающих деформаций принимает сложную неправильную форму, переменную в разных поясах по высоте цилиндра. Поэтому, чтобы окончательно решить вопрос о зависимости износа от макрогеометрии поверхности гильзы, необходимо дальнейшее изучение топографии ее внутренней поверхности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дьяченко П. Е. Об износе деталей машин. Изд-во АН СССР, 1952.
2. Хрущев М. М. Определение износа деталей машин за короткие периоды работы. Изд-во «Машиностроение», 1965.
3. Дьяченко П. Е. Качество поверхности деталей машин. Машгиз, 1949.
4. Крагельский И. В. Трение и износ. Машгиз, 1962.

УДК 62—229.382:62—222:621.5+621.7.011

Зажим тонкостенных цилиндров при хонинговании и возникающие при этом деформации

М. Х. МУЛЛАГУЛОВ

Уфимский нефтяной институт

ДЕТАЛИ типа автотракторных гильз в большинстве случаев при хонинговании зажимаются с торцов. Под действием зажимных сил тонкостенный цилиндр деформируется, что особенно заметно после открепления цилиндра. Следовательно, при зажиме происходит не только симметричная, но и несимметричная деформация, иногда превышающая величину допускаемого отклонения от правильности формы.

Величина и характер деформации зависят от величины зажимной силы, геометрических размеров, материала цилиндра, от торцовых дефектов его, а также от точности изготовления и сборки зажимного приспособления.

Для оценки величины возможной деформации можно использовать формулу, полученную автором на основании теории рас-

чета балки (выделенной из цилиндра продольной полоски) на упругом основании:

$$\omega = \beta \mu \frac{QD}{EF} (1 - e^{-\alpha x} \cos \alpha x), \tag{1}$$

где μ — коэффициент поперечной деформации;
 $\frac{EF}{D}$ — жесткость цилиндра на сжатие;

$$\alpha = \sqrt{\frac{3(1-\mu^2)}{R^2 h^2}}$$

h — толщина стенки цилиндра;
 Q — сила зажима;

$\beta = 1,808 + \frac{Qf^3}{EF}$ — коэффициент, учитывающий несимметричность деформации;
 t — отношение внутреннего диаметра цилиндра к толщине его стенки;
 x — ордината точки образующей цилиндра, где определяется деформация.

Для проверки справедливости полученной формулы изготовлено устройство (рис. 1), позволяющее измерять деформации гильзы цилиндра одновременно в 24 точках и определять искажение контура поперечного сечения. Деформации изме-

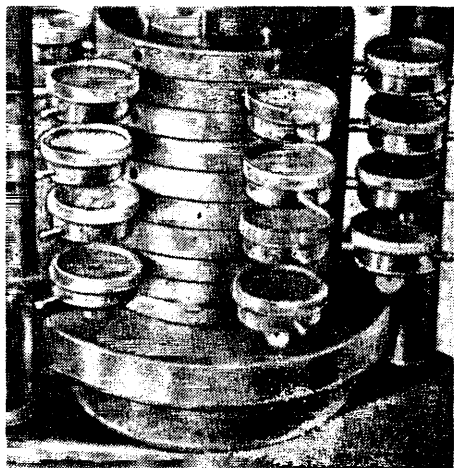


Рис 1

рялись индикаторами с ценой деления 0,01 мм, зажимное усилие осуществлялось с помощью гидравлического пресса. Искажение контура поперечного сечения определялось как разность между наименьшим и наибольшим показаниями индикатора в данном поперечном сечении.

Тонкостенные чугунные гильзы цилиндра, использованные в опыте (10 шт.), имели длину 214, толщину стенки 4 и внутренний диаметр 100 мм. При приложении силы зажима, равной 3000 кг, некруглость, т. е. искажение контура поперечного сечения, составила в среднем 0,028 мм. Некруглость для того же цилиндра, полученная по теоретической формуле (1), составила 0,022 мм, т. е. отличалась от среднего значения, полученного экспериментально, на 0,006 мм, что находилось в пределах точности измерительного устройства.

Если при зажиме по торцам не обеспечивается требуемая точность хонингования, следует применять устройство, зажимающее тонкостенные гильзы цилиндра 1 с помощью резинового манжета 2 (рис. 2).

Сжатый воздух или масло, поступая в полость между корпусом 3 и резиновым манжетом, деформирует последний. При этом происходит равномерный и всесторонний зажим хонингуемого цилиндра.

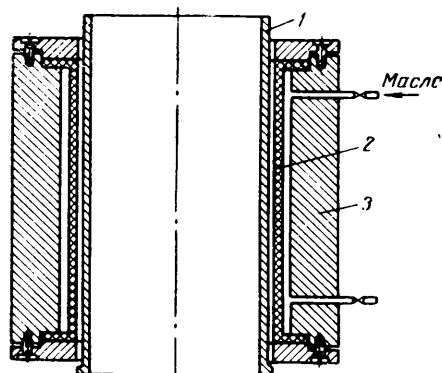


Рис. 2

Давление q в системе зажима, необходимое для удержания хонингуемого цилиндра, определяется по формуле

$$q = m \frac{nq_0 l_0 b_0}{\pi DL} \cdot \frac{f_0}{f_3}, \quad (2)$$

где q_0 , l_0 , b_0 — соответственно давление, длина, ширина бруска в см;

m — коэффициент запаса;

n — число брусков в хонинговальной головке;

f_0 и f_3 — соответственно коэффициент трения бруска в эластичном поясе о цилиндр;

L — длина образующей резинового манжета в см

При таком способе зажима тонкостенные гильзы цилиндра имеют только осесимметричную деформацию, т. е. не искажаются по контуру поперечного сечения.

При автоматическом измерении диаметра отверстия с целью повышения размерной точности обработки следует ввести корректировку на величину упругой деформации, которая определяется по формуле

$$\omega = q \frac{D^3}{4 E h}. \quad (3)$$

Проведенные на нескольких заводах лабораторные и производственные испытания показали, что это зажимное устройство обеспечивает получение отверстий в тонкостенных гильзах цилиндров с некруглостью менее 0,020 мм, когда отношение диаметра отверстия к толщине его стенки превышает даже 25.

УДК 629.113.3:629.113

Тележка с поворотным и пневмоподъемным столом-рольгангом

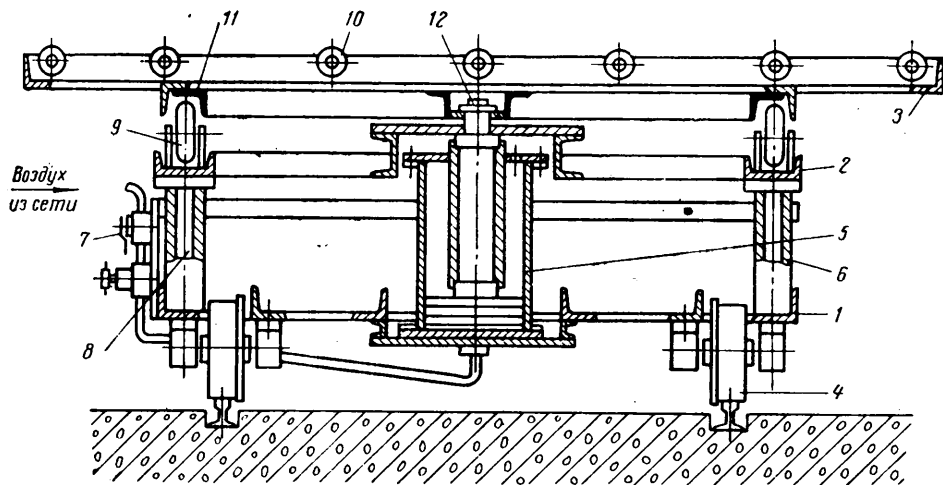
А. Н. АНДРЕЕВ, В. Н. ТАЛОВЕРОВ

Ульяновский автозавод

На УЛЬЯНОВСКОМ автозаводе для подачи кузовов автомобилей ГАЗ-69 в зону подвешного конвейера и навески их на конвейер, а также для снятия с конвейера широко применяются грузовые тележки с поворотным и подъемным столом-рольгангом. Стол поднимается с помощью пневматического цилиндра, а тележка поворачивается и перемещается вручную. Конструкция тележки очень проста. Она состоит из следующих узлов (см. рисунок): нижней рамы 1, средней рамы 2 и поворотного стола-рольганга 3. К нижней раме жестко при-

крепляются четыре катка 4 и пневматический цилиндр 5 с внутренним диаметром 140 мм и ходом поршня 260 мм. Кроме того, к нижней раме прикрепляются четыре направляющие втулки 6 с внутренним диаметром 30 мм и кран 7 с регулятором давления воздуха для управления пневматическим цилиндром.

К средней раме прикрепляются четыре направляющие колонки 8 и четыре опорных ролика 9 диаметром 120 мм. Направляющие колонки предотвращают проворачивание средней



рамы при ее подъеме. Поворотный стол-рольганг снабжен жесткой сварной рамой, шестью роликами 10 диаметром 60 мм

эксплуатируется в прессово-кузовном корпусе завода. Она может широко применяться и в других отраслях народного хозяйства.

на подшипниках качения и опорным кольцом 11 диаметром 1180 мм из уголка 60×40 мм, приваренным к раме стола. Стол-рольганг с помощью болта 12 свободно прикреплен к концу штока пневмоцилиндра и по четырем опорным роликам и кольцу без особого усилия вручную поворачивается на требуемый угол. Стол поднимается и опускается штоком пневмоцилиндра вместе со средней рамой. Тележка имеет колею 1000 мм и перемещается по рельсам, расположенным на одном уровне с полом цеха. Воздух к тележке подводится по дюритовому шлангу диаметром 16 мм. Грузоподъемность тележки 500 кг.

Тележка с поворотным и пневмоподъемным столом-рольгангом облегчает труд рабочих и успешно

ИНФОРМАЦИЯ

УДК 621.43.068.4(-87)

ТОКСИЧНОСТЬ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ И ПУТИ ЕЕ СНИЖЕНИЯ

АВТОМОБИЛЬНЫЙ транспорт во время эксплуатации загрязняет воздух не только отработавшими газами (65—70%), но и газами, удаляемыми из картера системой вентиляции (20%), испарениями топлива из бензобака (6%) и из карбюратора (9%).

Загрязнение воздуха продуктами, удаляемыми из картера (пары несгоревшего топлива, отработавшие газы и испарения) современных автомобильных двигателей зарубежного производства, сведено к минимуму. Большинство двигателей имеют закрытую систему вентиляции картера, при которой картерные газы удаляются во впускной трубопровод и поступают в цилиндры вместе с горючей смесью. В первых образцах систем вентиляции картера газы удалялись в воздушный фильтр карбюратора, но в процессе эксплуатации оказалось, что влага, находящаяся в газах, в холодную погоду вызывает обледенение карбюратора, а смола, образующаяся при разложении картерного масла, — его осмоление. Поэтому от отвода газов в воздушный фильтр пришлось отказаться и соединить систему вентиляции картера с впускным трубопроводом двигателя. В этом случае необходима установка клапана, прекращающего или ограничивающего подачу газа во впускной трубопровод на режимах холостого хода и резкого открытия дроссельной заслонки. Отсутствие клапана приведет к обеднению состава смеси при больших разрежениях во впускной системе и остановке двигателя. В послед-

нее время системы закрытой вентиляции картера подверглись некоторым изменениям, направленным на повышение надежности их работы. К числу указанных изменений относится соединение маслозаливного патрубка с атмосферой через воздухоочиститель карбюратора, а не с помощью отдельного фильтра, установленного на заливном патрубке. Благодаря этой конструкции при закрытом клапане избыток выделений из картера будет отводиться через карбюратор. Указанное явление может наблюдаться на полных нагрузках и большом числе оборотов или в изношенном двигателе на холостом ходу.

На двигателях небольшого рабочего объема применяется система вентиляции картера без сообщения с атмосферой, в которой труба вентиляции соединяется с воздухоочистителем, а приток свежего воздуха отсутствует. При этой системе ускоряется прогрев двигателя, так как нет охлаждения пространства внутри картера воздухом, но увеличивается подсос пыли через неплотности в местах соединений. Кроме того, в системе без удаления газов картерное масло быстрее ухудшает свои свойства.

Разрабатываются мероприятия по уменьшению испарений бензина из топливного бака и карбюратора.

Наибольший вред приносит отработавшие газы, так как они выделяются в гораздо большем количестве. Кроме этого, до сих пор отсутствуют приемлемые способы снижения их токсичности, которые

можно использовать на всех автомобилях. Проблема снижения токсичности выпускных газов особо остро встала в последние годы, когда насыщенность городов автотранспортом резко возросла и заставила выполнить большие работы по созданию приспособлений для нейтрализации токсических веществ.

Анализ выпускных газов бензиновых двигателей показывает (рис. 1), что их токсичность определяется составом смеси [1]. Наименьшей токсичностью обладают выпускные газы, выделяющиеся при сгорании бензо-воздушной смеси с коэффициентом избытка воздуха 0,95. Обогащение или обеднение смеси от указанного состава приводит к повышению токсичности выпускных газов. При сжигании обогащенных смесей в выпускных газах присутствует окись углерода, количество которой резко увеличивается с обогащением смеси. На мощностном составе смеси ($\alpha=0,85$) выпускные газы содержат 5% окиси углерода. Кроме этого, при сжигании обогащенных смесей выделяются углеводороды и среди них 3,4 — бензпирен. Бензпирен — канцерогенное вещество, способствующее возникновению злокачественных опухолей. Количество выделившегося бензпирена во многом зависит от месторождения нефти, из которой был получен бензин.

При сжигании обедненных смесей ($\alpha=1,0\div 1,2$) в выпускных газах окись углерода отсутствует, так как в среде, богатой кислородом, образуется углекис-

лый газ, но увеличивается доля других токсичных веществ — окислов азота. Из всех присутствующих окислов азота наибольшее содержание приходится на окись и двуокись азота.

Все это повышает концентрацию окиси углерода в районе остановки автомобилей. Значительного снижения концентрации окиси углерода на холостом ходу можно добиться правильной регулировкой карбюратора. Установлено, что при одинаковых числах оборотов холостого хода концентрация СО изменяется от 0 до 14%. При тщательной регулировке стандартного карбюратора возможно получить на холостом ходу не более 2,5%. Между тем проверка автомобилей на токсичность показала, что в выпускных газах в среднем содержится до 6% окиси углерода и до 900 частей на миллион частей объема углеводородов. Однако полностью ликвидировать вредные составляющие в выпускных газах только за счет организации движения и тщательных регулировок невозможно и приходится разрабатывать и применять специальные методы и устройства, часто идущие в разрез с установившимися понятиями о развитии двигателей. Эти мероприятия, затрагивающие изменение наиболее выгоднейших регулировок карбюратора и угла опережения зажигания, основываются на применении специальной системы для подачи воздуха в зону выпускных клапанов, разбавлении горючей смеси воздухом или отработавшими газами, использованием дожигателей пламенного или каталитического типов и противодымных присадок.

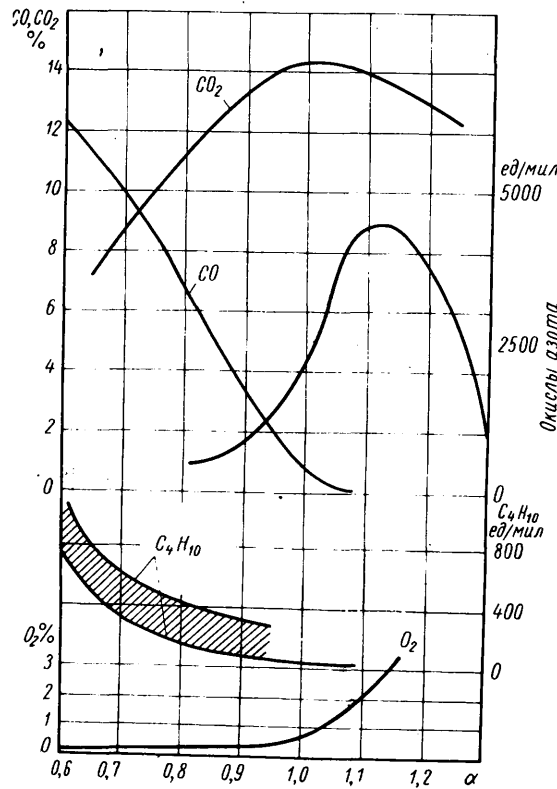


Рис. 1. Зависимость токсичности выхлопных газов от состава смеси

Дизели менее токсичны, чем карбюраторные двигатели. В выпускных газах дизелей почти полностью отсутствуют окись углерода (в 100 раз меньше) и окись азота (в 2 раза). Несмотря на снижение общей токсичности газов, в них присутствует бензпирен примерно в тех же количествах, что и в газах бензиновых двигателей. Кроме этого, в выпускных газах присутствует большое количество сажи, относящейся к канцерогенным веществам. Токсичность выхлопных газов дизелей, так же как и бензиновых двигателей, зависит от состава смеси, на которой работает двигатель. Таким образом, токсичность выхлопных газов двигателей внутреннего сгорания в значительной степени зависит от регулировок приборов системы питания и режимов движения автомобиля.

Организация безостановочного движения по принципу «зеленая волна», ликвидация пересечений на одном уровне способствуют движению автомобилей с постоянной скоростью и снижают время работы двигателя на режимах разгона и холостого хода, т. е. на режимах максимальной токсичности выхлопных газов. На холостом ходу абсолютное количество выделяемой окиси углерода значительно меньше, чем при разгоне автомобиля, но в условиях городского движения двигатели работают на холостом ходу больше, иногда до 50—75% всего времени поездки. Кроме этого, около стоящих автомобилей отсутствует циркуляция воздуха, возникающая при движе-

нии. Все это повышает концентрацию окиси углерода в районе остановки автомобилей. Значительного снижения концентрации окиси углерода на холостом ходу можно добиться правильной регулировкой карбюратора. Установлено, что при одинаковых числах оборотов холостого хода концентрация СО изменяется от 0 до 14%. При тщательной регулировке стандартного карбюратора возможно получить на холостом ходу не более 2,5%. Между тем проверка автомобилей на токсичность показала, что в выпускных газах в среднем содержится до 6% окиси углерода и до 900 частей на миллион частей объема углеводородов. Однако полностью ликвидировать вредные составляющие в выпускных газах только за счет организации движения и тщательных регулировок невозможно и приходится разрабатывать и применять специальные методы и устройства, часто идущие в разрез с установившимися понятиями о развитии двигателей. Эти мероприятия, затрагивающие изменение наиболее выгоднейших регулировок карбюратора и угла опережения зажигания, основываются на применении специальной системы для подачи воздуха в зону выпускных клапанов, разбавлении горючей смеси воздухом или отработавшими газами, использованием дожигателей пламенного или каталитического типов и противодымных присадок.

Существует и укороченный цикл испытаний, состоящий из трех режимов:

- 1) работа двигателя на полной мощности в течение 10 сек, $\Delta p_{в.т.р} = 75 \text{ мм рт. ст.}$;
- 2) работа на частичной нагрузке в течение 10 сек, $\Delta p_{в.т.р} = 380 \text{ мм рт. ст.}$;
- 3) движение накатом, дроссельная заслонка закрыта 15 сек.

Таблица 2

Режим испытания автомобиля на стенде	Продолжительность в сек
Холодный ход	20
Разгон от 0 до 40 км/ч	11,5
Движение с постоянной скоростью 48 км/ч	15,0
Замедление от 48 до 24 км/ч	11,0
Движение с постоянной скоростью 24 км/ч	15,0
Разгон от 24 до 48 км/ч	12,5
Замедление от 80 до 32 км/ч	25,0

Предполагается, что меры ограничения токсичности газов позволят к 1967 г. снизить загрязненность воздуха в городах до уровня 1945 г., когда парк автомобилей в США был в 3 раза меньше. Это возможно только в том случае, если сграницительные меры коснутся как новых, так и старых автомобилей.

В дальнейшем ограничительные меры будут распространены на импортируемые автомобили с двигателями небольшого рабочего объема.

Фирма Крайслер еще до 1963 г. испытала на своих автомобилях систему для снижения токсичности выхлопных газов. Система названа «САР». Работа системы основана на подборе наиболее выгоднейших (исходя из уменьшения токсичности) составов смеси и углов опережения зажигания на режимах холостого хода и при разгоне автомобиля. Снижение токсичности осуществлено за счет обеднения состава смеси от $\alpha=0,89$ до $\alpha=1,03$, при этом количество окиси углерода снизилось в 8—10 раз, а углеводородов более чем в 2 раза (табл. 3).

Таблица 3

Условия испытаний	Количество токсичных веществ	
	СН на 1 000 000 частей	СО в %
$\alpha=0,89$ при режиме разгона		
в км/ч:		
0—40	520	3,1
24—48	590	3,1
$\alpha=1,03$ при режиме разгона		
в км/ч:		
0—40	205	0,4
24—48	235	0,3

Большим толчком для ускорения работ по снижению токсичности выхлопных газов был закон, принятый в Калифорнии. Закон запрещает эксплуатацию с 1966 г. в г. Калифорнии автомобилей без специальных устройств для снижения токсичности выхлопных газов. Были введены нормы (табл. 1) предельного содержания вредных составляющих для двигателей с рабочим объемом 2,3 л и более [2]. В нормах указано предельное количество окиси углерода, углеводородов, выделяемых из картера и с выхлопными газами для 1966 и 1970 гг. Нормы для 1970 г. учитывают увеличение количества автомобилей и совершенствование систем очистки к тому времени и поэтому более жесткие, чем для 1966 г.

Введен стандарт и на окислы азота, ограничивающий их содержание в выхлопных газах не более 350 частей на

Таблица 1

Показатели	1966 г.	1970 г.
Количество углеводородов в %	0,0275	0,018
Количество окиси углерода в %	0,5	1,0
Количество углеводородов, выделяемых из картера, в % к расходу топлива	0,15	0,1
Испарения топлива из бака за сутки в г	Норма не установлена	6,0

Система включает клапан-замедлитель, соединяющий впускную магистраль с вакуумным корректором угла опережения зажигания. Клапан-замедлитель соединяется с впускной трубой и полостью карбюратора в зоне дроссельной заслонки, чем достигается отключение вакуумного корректора на режимах холостого хода и установка поздних углов опережения зажигания (5° после в.м.т.). Карбюратор имеет амортизирующее звено в рычажной системе привода дроссельной заслонки, необходимое для продления времени закрытия дроссельной заслонки при резком отпуске педали подачи топлива. Этим удается избежать кратковременного обогащения смеси в момент закрытия дроссельной заслонки и, следовательно, повышения токсичности выпускных газов.

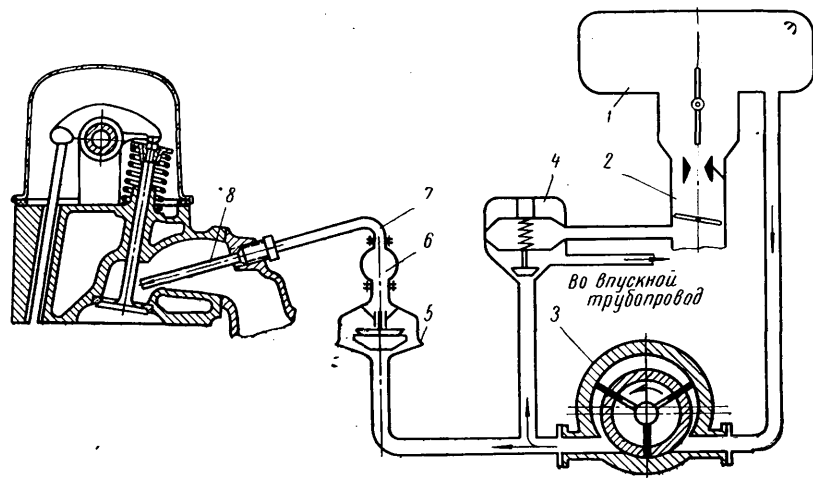


Рис. 2 Схема системы для снижения токсичности выпускных газов фирмы Дженерал Моторс:

1 — воздушный фильтр; 2 — карбюратор; 3 — роторный насос; 4 — противоударный клапан; 5 — обратный клапан; 6 — воздухопроводящая труба; 7 — трубопровод; 8 — направляющее сопло.

Работа с отрицательными углами опережения зажигания на холостом ходу увеличивает догорание на линии расширения, и вследствие этого возрастают потери тепла в стенки и с выходящими газами. Поэтому требуется повышение эффективности работы системы охлаждения, установка свечей зажигания и проводов высокого напряжения, выдерживающих высокие температуры, и тщательная термоизоляция пола и тоннеля кузова. Все указанные мероприятия отражаются на стойкости автомобиля.

Существует и другая система для снижения токсичности выпускных газов, применяемая фирмами Дженерал Моторс, Форд и Американ Моторс. Работа системы (рис. 2) основана на подаче воздуха под давлением 1 кг/см^2 в зону выпускных клапанов, чем достигается окисление окиси углерода в двуокись, т. е. в безвредный углекислый газ. Воздух подается от роторного насоса, установленного в передней части двигателя и имеющего клиноремный привод. Насос потребляет мощность около 1 л. с. Давление воздуха, подаваемого насосом, ограничивается редукционным клапаном. Обратный клапан, установленный в системе между воздушным насосом и распределительной трубой, предотвращает прорыв отработавших газов в насос при колебаниях давления газа в выпуск-

ной системе. По мере совершенствования системы установлен предохранительный или противоударный клапан, препятствующий переобогащению смеси в момент резкого закрытия дроссельной заслонки. Клапан открывается под действием возросшего разрежения за дроссельной заслонкой и пропускает часть воздуха от насоса во впускную трубу двигателя. При отсутствии этого клапана кратковременно обогащение смеси в момент резкого закрытия дроссельной заслонки, вызванное интенсивным испарением топлива вследствие увеличения разрежения и инерцией вытекающего топлива, увеличивает продолжительность догорания на линии расширения и приводит к возникновению «хлопков» в выпускной системе. Наиболее выгодное число оборотов вала насоса установлено по ре-

размера [2]. В этом случае система питания V-образного восьмицилиндрового двигателя имеет два основных карбюратора, расположенных на впускном трубопроводе около блоков цилиндров, и добавочный карбюратор в центре трубопровода. Интенсивный подогрев впускного трубопровода осуществляется только под добавочным карбюратором, который ра-

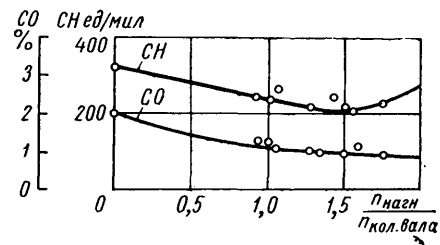


Рис. 3. Влияние числа оборотов вала воздушного насоса на содержание CO и CH в выхлопных газах

ботает на режимах холостого хода и малых нагрузок. Большие скорости воздуха в диффузоре карбюратора и подогрев смеси улучшают процесс смесеобразования и обеспечивают работу двигателя на рассматриваемых режимах на составе смеси, близком к нормальному.

Анализ отработавших газов в двигателе с экспериментальной впускной системой показал уменьшение токсичных составляющих газа в следующих пределах: CH с 476 до 145 частей на 1 000 000 частей газа и CO с 2,69 до 0,27%. Трехкамерная система питания была применена и на одном стандартном впускном трубопроводе V-образного двигателя, в результате получили также значительное снижение токсичных составляющих газов: CH — 160 частей на 1 000 000 частей газа и CO — 0,43%. Принцип системы питания с дополнительным карбюратором заложен в конструкцию нового четырехкамерного карбюратора «Квадрант» фирмы Дженерал Моторс, у которого диффузоры камер первой ступени имеют меньший диаметр. Снижение токсичности газов при использовании добавочного карбюратора получено с некоторым изменением углов опережения зажигания.

Снижению токсичности выпускных газов способствует интенсивный подогрев горючей смеси на режимах холостого хода. Подогрев такого типа применяется на ряде модификаций двигателя Крайслер-426 [3]. На этом двигателе установлены два четырехкамерных карбюратора, но подогрев впускного трубопровода происходит только под двумя камерами первой ступени заднего карбюратора, т. е. только под теми камерами, которые и работают на холостом ходу. Выпускные газы для подогрева подводятся наружной трубой от выпускной трубы правого блока цилиндров. Имеется заслонка с автоматическим управлением, регулирующая величину подогрева.

Снижение токсичности выпускных газов во время процесса сгорания возможно при применении камеры сгорания с небольшой поверхностью. Влияние размеров поверхности камеры сгорания следует объяснить тем, что во время процесса сгорания незначительная часть смеси, находящаяся в соприкосновении с холод-

зультатам испытаний и примерно в 1,5 раза больше, чем колленатого вала двигателя (рис. 3). Дальнейшее увеличение числа оборотов ротора насоса повышает концентрацию углеводородов и окиси углерода. В последнее время установлено, что при подводе воздуха в зону выпускных клапанов увеличивается количество окислов азота, величина которых также ограничивается. На режиме частичных нагрузок, когда температура выходящих газов снижается, система не обеспечивает окисления CO в CO₂, но процентное содержание окиси углерода в выходящих газах снижается, так как общее количество газа увеличивается за счет воздуха, подаваемого из системы. Поэтому приходится прибегать к изменению регулировок карбюратора и углов опережения зажигания. При этом на режиме холостого хода возникают все нежелательные последствия, о которых указывалось. Увеличение количества окислов азота и неэффективная работа системы на режимах малых нагрузок и холостого хода ставят под сомнение целесообразность ее широкого применения на автомобильных двигателях.

Имеются и другие способы снижения токсичности выпускных газов, основанные на некотором изменении системы питания. Разработана система питания с добавочным карбюратором небольшого

ными стенками, сгорает неполностью и продукты неполного сгорания топлива увеличивают токсичность газов. Фирма Бюнк применила на двигателях модели 1967 г. камеру сгорания, способствующую снижению токсичности выпускных газов [4]. Форма камеры близка к полу-клиновой, значительную часть поверхности которой образуют головки клапанов. Снижение токсичности выпускных газов способствует также повышение температуры стенок цилиндра за счет применения воздушного охлаждения, увеличения отношения хода поршня к диаметру.

Снижение токсичности выпускных газов может быть достигнуто применением систем впрыска топлива и наддува двигателя [5]. Впрыск топлива в цилиндр или под выпускной клапан исключает переобогащение смеси в отдельных цилиндрах и позволяет осуществить наивыгоднейшее регулирование состава смеси, исходя из мощностных, экономических показателей и снижения токсичности выпускных газов на различных режимах работы. Только за счет применения системы впрыска топлива без изменения состава смеси токсичность газов понизилась: содержание CO уменьшилось на 69%, а СН на 14%, изменение регулировок угла опережения зажигания в сторону их уменьшения снизило содержание CO до 76%, а СН — 50%, обеднение смеси примерно на 5% уменьшило еще CO до 92%, а СН до 59%. При этом мощность двигателя повысилась с одновременным улучшением экономичности. Испытания систем впрыска проводились по стандартизованному циклу на трех автомобилях, один из которых с автоматической трансмиссией. Среднее снижение токсичности для автомобиля с механической трансмиссией составило CO — 65%, СН — 52%, для автомобиля с автоматической трансмиссией CO — 57%, СН — 36%. Различия в токсичности выпускных газов при двух трансмиссиях происходит вследствие специфичности связи работы автоматической трансмиссии с режимами двигателя, а следовательно, и с составом смеси.

Наддув двигателя увеличивает температуру газов во время процессов сжатия, сгорания, расширения и выпуска и повышает тепловой режим поршня и выпускного клапана, все это способствует окислению окиси углерода в двуокись и уменьшению углеводородов. В результате токсичность выпускных газов, несмотря на увеличение их количества, снижается.

Добиться снижения токсичности выпускных газов невозможно без правильной эксплуатации автомобильного двигателя, для которой необходимо периодически проверять и возобновлять регулировки карбюратора и углов опережения зажигания. Необходимыми условиями также являются наличие термостата для ускоренного прогрева двигателя и заправки системы охлаждения антифризом, теплоемкость которого на 25—30% меньше, чем воды. В результате этого антифриз отводит тепла значительно меньше, чем вода, и температура стенок камеры сгорания и цилиндра повышается примерно на 30°. Повышается температура поршня и выпускного клапана, все это способствует окислению окиси углерода и снижению токсичности выпускных газов. На величине токсичности выпускных га-

зов сказывается и сорт применяемого топлива, так как содержание канцерогенных веществ во многом зависит от месторождения нефти и способа ее переработки.

Другим направлением для снижения токсичности выпускных газов является применение специальных дожигателей, в которых вредные составляющие отработавших газов сжигаются или окисляются [6].

В настоящее время сформулированы требования, предъявляемые к дожигателям, основными из которых являются следующие: продолжительность работы не менее 20 000 км пробега автомобиля без замены деталей, противодействие на выпуске не должно повышаться более чем на 25%, увеличение расхода топлива не более 10% и т. п.

Разработано два типа дожигателей: пламенный и каталитический. Пламенный дожигатель представляет собой камеру, устанавливаемую вместо глушителя. В эту камеру добавляют свежий воздух и бензин до предела, обеспечивающего воспламенение смеси от электрической искры. Подача топлива и воздуха дозируется автоматической системой. Эта же система поддерживает постоянный температурный режим в дожигателе.

Другим типом дожигателей является каталитический дожигатель. Наибольший интерес представляет дожигатель с двухконтурным клапаном «Байпас» (рис. 4). Клапан закрывает прямой проход газа на режимах неполных нагрузок, и газы проходят через катализатор. Управление клапаном автоматизировано и осуществляется в зависимости от разрежения во впускной трубе двигателя. К преимуществам относится полное обезвреживание выпускных газов, так как после дожигателя отсутствуют не только окись углерода и углеводороды, но и окислы азота. Кроме этого, работа дожигателя не связана с избыточным расходом топлива. Однако использование до-

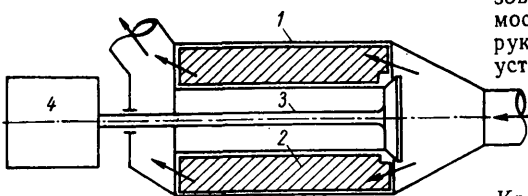


Рис. 4. Дожи́гатель с двухконтурным клапаном «Байпас»

1 — корпус дожигателя; 2 — катализатор; 3 — клапан; 4 — механизм управления клапаном

жигателя на автомобиле затрудняется тем, что количество выпускных газов изменяется при различных условиях движения. Установлено, что объем газа изменяется в пределах примерно от 6000 до 60 000 л/ч, что требует соответствующего изменения объема катализатора (от 2,5 до 25 л). Существующие катализаторы активно действуют только в условиях высоких температур и поэтому на разогрев катализатора с большой массой требуется много времени. Это недопустимо по причине большой токсичности выпускных газов при прогреве двигателя. Катализатор малого объема, хотя и быстро разогревается, не эффективен на больших нагрузках, когда происходит увеличение

объема газов. Имеет большое значение и место установки дожигателя. На рис. 5 приведены данные по содержанию токсических компонентов в отработавших газах после дожигателя в зависимости от времени прогрева и места установки дожигателя.

Целесообразно иметь комбинированное устройство для снижения токсичности выпускных газов: на холостом ходу использовать каталитический дожигатель небольшого объема для его быстрого прогрева, а при полной нагрузке двигателя подавать воздух в выпускной трубопровод.

Применение нейтрализаторов или дожигателей выпускных газов может быть оправдано только в том случае, когда выполнены все конструктивные и эксплуатационные мероприятия по снижению токсичности выпускных газов и для полного их обезвреживания возможна установка нейтрализатора, небольшого по габаритам и по стоимости. Однако большинство европейских фирм считает, что обеспечение допустимых норм содержания вредных веществ в выпускных газах автомобилей можно достигнуть, не прибегая к специальным устройствам, а путем совершенствования рабочего процесса и применения соответствующих регулировок приборов питания и зажигания [7].

Наибольший интерес представляет применение присадок к топливу, уменьшающих дымность и токсичность отработавших газов. Присадки добавляются к топливу в определенном соотношении и позволяют полнее сжигать топливо.

Присадки (химические соединения на основе сернистой или хромовокислой меди) по сути дела являются катализаторами, препятствующими образованию окислов азота и обеспечивающими окисление окиси углерода в углекислый газ. В результате уменьшаются дымность и токсичность выпускных газов, а также улучшаются мощностные и экономические показатели двигателя. При использовании присадок отпадает необходимость существенных изменений конструкции двигателя и изготовления устройств для дожигания газов. К присадкам предъявляется ряд требований: стабильность, нейтральность, безопасность в эксплуатации, удобство в обращении и низкая стоимость.

Кроме того, присадки не должны отфильтровываться, отстаиваться, образовывать осадки после сгорания и т. п. Все эти требования затрудняют выбор присадок и поэтому более рационально подмешивают присадки к топливу непосредственно в карбюраторе или во впускном трубопроводе двигателя. Для подмешивания присадок во впускной трубопровод в США разработано специальное устройство, которое одновременно увеличивает турбулизацию смеси, перепускает часть выпускных газов во впускную систему и вводит присадку.

Способы снижения токсичности выпускных газов двигателей с воспламенением от сжатия в основном сводятся к применению присадок к топливу [8]. Результаты снижения дымности выпускных газов дизелей различного типа при использовании присадок к топливу пока-

заны на рис. 6*. Наиболее рациональное количество присадки определяется экспериментальным путем и зависит от многих факторов, в частности от типа двигателя, сорта топлива и свойств присад-

киод подготовки топлива к сгоранию и происходит более полное сгорание топлива. Имеются и другие пути для снижения дымности дизелей, например, работа двигателя на двух сортах топлива: на

лиями архитекторов, проектирующих города и застраивающих улицы, работников службы организации уличного движения в городе, конструкторов двигателей, работников, связанных с эксплуата-

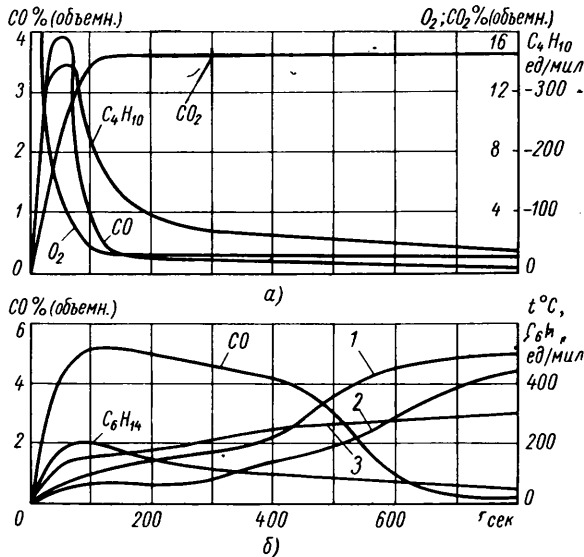


Рис. 5. Зависимости снижения токсичности газов от времени прогрева:

а — дожигатель установлен после головки блока; б — дожигатель установлен после выпускного трубопровода; 1 — температура за 40 мм до выхода из дожигателя; 2 — температура на выходе из дожигателя; 3 — температура на входе в дожигатель

ки. Обычно доза присадки составляет 500—1000 частей на 1 000 000 частей топлива. Первые 500 частей присадки более резко влияют на снижение дымности. При работе на топливах с присадками возможно небольшое улучшение экономичности двигателя, но для этого необходимо увеличить угол опережения впрыска топлива. За счет увеличения угла впрыска топлива на 4—6° экономичность улучшается на 4%, так как в этом случае цикл приближается к циклу со сгоранием при постоянном объеме и потери тепла в стенку во время процесса сгорания уменьшаются.

Снижения дымности выпускных газов в двигателях с воспламенением от сжатия можно добиться двойным впрыском топлива, при котором сокращается пе-

сжиженном газе и газойле. Специальная аппаратура обеспечивает подачу газойля и дизельного топлива в определенном соотношении, соответствующем режиму работы. При увеличении нагрузки расход газа увеличивается в большей степени, чем газойля, но на режимах, близких к полной нагрузке, увеличивается доля газойля. Полная мощность достигается только при работе на газойле. Недостатком этого способа является наличие двух сортов топлива и, как следствие, усложнение системы топливоподачи.

Несколько ограниченное число методов снижения токсичности выпускных газов двигателей с воспламенением от сжатия следует объяснить меньшим применением дизелей на автомобилях. Все это снижает актуальность вопроса о мерах снижения токсичности их газов.

Таким образом, проблема снижения токсичности выпускных газов затрагивает широкий круг вопросов и может быть успешно решена только совместными уси-

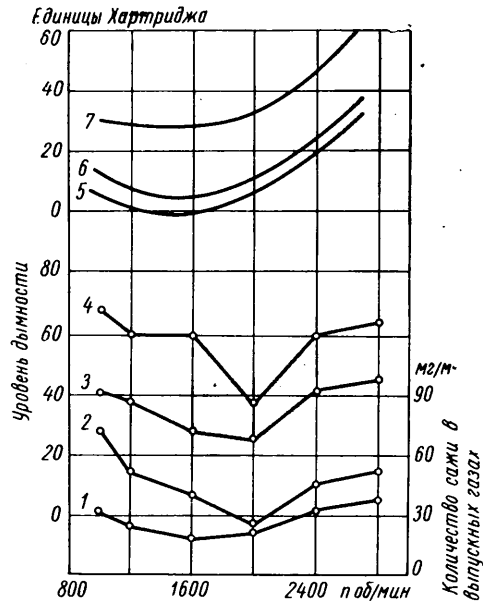


Рис. 6. Снижение дымности выпускных газов двигателей с воспламенением от сжатия:

1 и 3 — топливо с присадкой Шелл; 2, 4 и 7 — топливо без присадки; 5 — топливо с 1000 частями присадки фирмы Либерзол; 6 — топливо с 500 частями присадки фирмы Либерзол.

цей автомобилей, и работников химической промышлениости.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Automobile Engineer», November, 1965, стр. 485—487.
2. «Road and Track», October, 1966, стр. 101—107.
3. «Motor Trend», September, 1965, стр. 28—31.
4. «Car Life», September, 1965, стр. 17—20.
5. «SAE Journal», October, 1966, стр. 70—75.
6. «MTZ», 1966, № 7, стр. 271—278.
7. «Motor-Rundschau», 1965, № 21, стр. 1060, 1062—1063.
8. «Automotive Design Engineering», April, 1966, стр. 50—53.

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ,
В. И. САВЕЛЬЕВ

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ВЕДУЩИХ МОСТОВ БОЛЬШЕГРУЗНЫХ МНОГООСНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

В ПОСЛЕДНЕЕ время большое развитие за рубежом, особенно в Европе, получили многоосные большегрузные автомобили, имеющие три, четыре и даже пять осей.

Сравнительно с автопоездами на базе двухосных автомобилей, многоосные грузовые автомобили при равной грузоподъемности имеют меньший вес, значительно проще в управлении, особенно в городских условиях и на дорогах с интенсивным движением, удобнее и экономичнее в эксплуатации. По стоимости изготовления они легко конкурируют с автопоездами.

Многоосные автомобили снабжены одной или двумя передними управляемыми осями. На некоторых моделях (Фиат ЗАС, ЗАР и др.) одна из осей задней тележки при криволинейном движении автомобиля также может поворачиваться на небольшой угол, автоматически возвращаясь в исходное положение при прямой линии движения. Подобные конструкции поворачивающихся осей применяются также на многоосных прицепах. Количество ведущих осей многоосных большегрузных автомобилей, предназначенных для эксплуатации по дорогам с твердым покрытием, обычно не превышает двух, хотя встречаются модели и с одной ведущей осью.

Распространены конструкции автомобилей со схемами: 6×2 (Фиат 690, ЕРФ 68GX); 6×4 (Фиат 693п, Лейланд Жиппо Юник Изод); 8×2 (Лейланд Октопас); 8×4 (Фоден, Лейланд Октопас Додж К800); 10×4 (Бюссинг).

При использовании схем 6×2 и 8×2 (одна ведущая ось) применяется стандартная трансмиссия автомобиля типа 4×2.

Для увеличения тяговой силы за счет более полного использования запаса сцепления колес в тяжелых дорожных условиях (снег, лед, грязь) на автомобилях такого типа используются конструкции подвесок, позволяющие кратковременно повышать нормальные нагрузки на ведущую ось.

Подобная подвеска установлена на автомобиле ЕРФ 68GX (Англия), у которого при повышении давления воздуха в пневмобаллонах нагрузка на ведущий мост возрастает, а нагрузка на неведущей оси уменьшается. Аналогичные конструкции применяются также на грузовых автомобилях Скаммель (Англия), Альфа-Ромео (Италия), Вольво (Швеция).

Большое разнообразие трансмиссий наблюдается у грузовых автомобилей типа 6×4 и 8×4.

В настоящее время почти все крупные автомобильные фирмы применяют дифференциальный привод ведущих мостов, обеспечивающий равномерное распределение крутящих моментов по мостам независимо от условий движения.

В качестве делителя момента обычно используется простой конический симметричный дифференциал, устанавливаемый в зависимости от схемы трансмиссии в раздаточной коробке или в среднем ведущем мосту.

Для улучшения тяговых качеств автомобиля в условиях, когда сцепление ко-

лес ведущих осей с грунтом различно, применяется механизм принудительной блокировки межосевого дифференциала. Обычно это — зубчатая блокировочная муфта с дистанционным пневматическим или электропневматическим управлением из кабины водителя.

По применяемым схемам трансмиссий автомобили с двумя задними ведущими осями могут быть с раздельным приводом ведущих мостов или проходным приводом ведущих мостов. Обязательным элементом первой группы является раздаточная коробка, распределяющая момент на два ведущих моста. При этом привод среднего моста осуществляется одним карданным валом, а привод заднего ведущего — двумя карданными валами с промежуточной опорой, установленной на раме автомобиля или на балке среднего моста. Схема трансмиссии с раздельным приводом ведущих мостов позволяет использовать ведущие мосты, применяемые на автомобилях типа 4×2.

Конструкция раздаточной коробки определяется наличием межосевого дифференциала и числом дополнительных передач. При этом дополнительные передачи располагаются как в отдельном от раздаточной коробки картере, так и в едином картере с нею. В последнем случае общая длина этих агрегатов значительно уменьшается. Иногда применяются раздаточные коробки без дополнительных передач (Альбион Ривер — Англия). Однако довольно распространенный в недавнем прошлом раздельный привод в настоящее время находит применение лишь на единичных устаревших моделях и почти полностью заменен более рациональным проходным приводом.

В трансмиссиях с проходным приводом ведущих мостов раздаточная коробка как отдельный агрегат отсутствует. Момент от основной или дополнительной коробки передач подводится к среднему ведущему мосту. Часть момента, в зависимости от характера межосевых связей, воспринимается средним мостом, а другая часть через проходной вал этого моста и далее через карданный вал передается на задний ведущий мост.

В мостах с двойным редуктором главной передачи проходной вал пропускает-

ся через средний мост за счет смещения относительно корпуса дифференциала этого моста. Такая конструкция мостов часто применяется и на автомобилях типа 6×6. При этом конструкции среднего и заднего мостов отличаются друг от друга незначительно.

Конструктивно просто осуществляется проходной привод при использовании червячных главных передач. Такая схема распространена в Англии (Фоден — рис. 1, Аткинсон) и в США (мосты Тимкен).

Для размещения проходного вала на среднем мосту часто устанавливается шестерчатый привод, выполняющий функции раздаточной коробки (рис. 2). В качестве заднего моста в этом случае может быть использован без изменений одноступенчатый мост от автомобиля типа 4×2. Эти схемы широко распространены в США, где выпускаются тележки (танделы) ведущих мостов различной грузоподъемности, специально для установки на автомобилях типа 6×4 (Форд, Джемс и др.).

Фирма Тимкен Роквелл Стандарт выпускает тележку одноступенчатых мостов, у которых направление вращения ведущих конических шестерен одинаково и соответствует направлению вращения коленчатого вала двигателя, что делает возможным применение в среднем и заднем мостах одинаковых гипоидных передач.

Фирма Итон выпускает тележки мостов серии «М» (рис. 3) и тележки мостов серии «Д» (рис. 4). В первом случае на средний мост устанавливается агрегат, конструкция которого аналогична отдельно устанавливаемой раздаточной коробке с понижающей ступенью и межосевым дифференциалом. Направление вращения ведущих конических шестерен мостов одинаково, но отличается от направления вращения коленчатого вала двигателя. В конической передаче могут быть использованы спирально-конические и гипоидные шестерни с верхним смещением, хотя применение последних в этом случае нежелательно из-за неблагоприятного направления сил в зацеплении, вызывающих втягивание ведущей

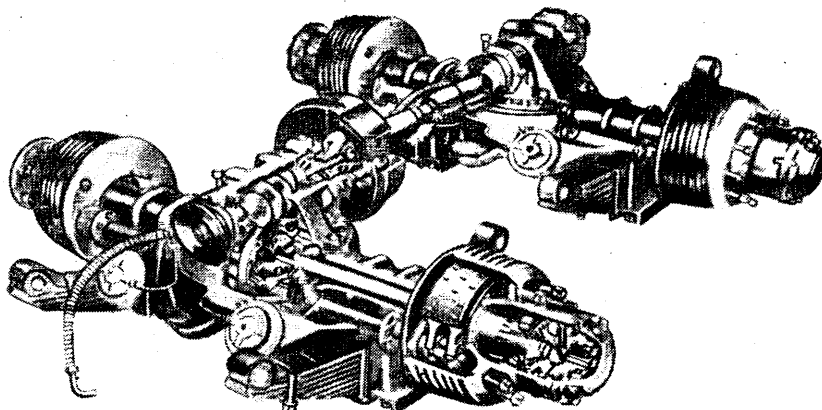


Рис. 1

гипоидной шестерни и повышенные нагрузки на ее подшипники.

У среднего моста в тележках Итон серии «Д» в передней части картера расположены две цилиндрические шестерни,

Приведенные конструкции средних проходных мостов Тимкен и Итон имеют межосевые блокируемые дифференциалы с пневматическим дистанционным управлением.

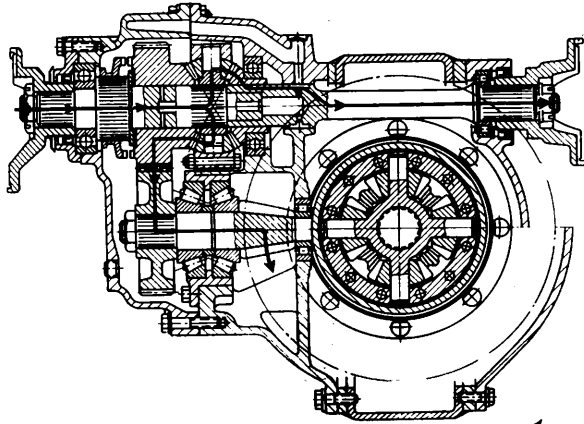


Рис. 2

обеспечивающие возможность смещения осей вала ведомой конической шестерни и проходного вала. Ведущие конические шестерни среднего и заднего мостов вра-

Из всех перечисленных конструкций проходных мостов конструкция Итон серии «Д» наиболее компактная, легкая и универсальная. Это объясняет применение ее и на некоторых европейских автомобилях типа 6×4 и 8×4 (Юник — Франция, Даф — Голландия, Форд — Англия, Фиат — Италия). Мосты аналогичной конструкции применяются на автомобилях типа 6×4 (Лейланд Ретривер и Гай Биг — Англия).

С целью получения наилучших динамических и экономических качеств автомобиля при различных условиях эксплуатации, определяемых нагрузкой и дорогой, фирмы выпускают мосты одного типа с разными передаточными числами. Например, мосты модели 38Д фирмы Итон могут быть с передаточными числами 8,38; 7,6 (с двойным редуктором), 6,5; 5,57 (с одинарным редуктором). Фирма Лейланд выпускает мосты для перечисленных выше моделей с передаточными числами 4,82; 6,06; 7,74. Для увеличения передаточного числа моста часто используются планетарные редукторы, устанавливаемые в ступицах колес. Представляет интерес конструкция планетарных конических редукторов в ступицах 28-тонного автомобиля Фоден (см. рис. 1). Возможность блокировки шестерни конического редуктора позво-

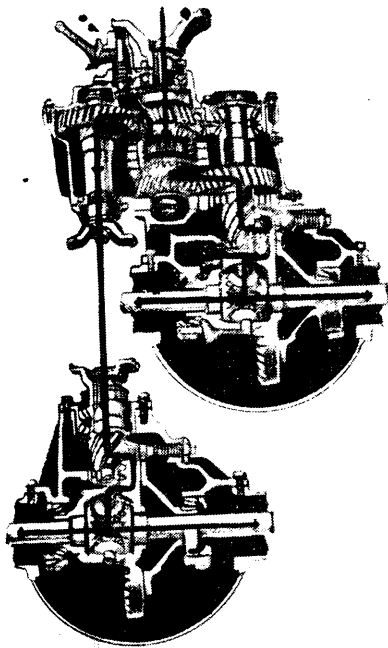


Рис. 3

щаются в разные стороны. Поэтому в конических передачах используются спирально-конические шестерни с разным направлением спирали. Конструкция мостов предусматривает возможность установки в том же картере главной передачи планетарного редуктора с двумя передачами. Управление этого редуктора осуществляется пневматическим механизмом. Возможен также вариант с раздельным включением передач мостов (в одном — высшая, в другом — низшая), при котором получается третья промежуточная передача. Межосевой дифференциал в этом случае работает, как постоянно включенный редуктор.

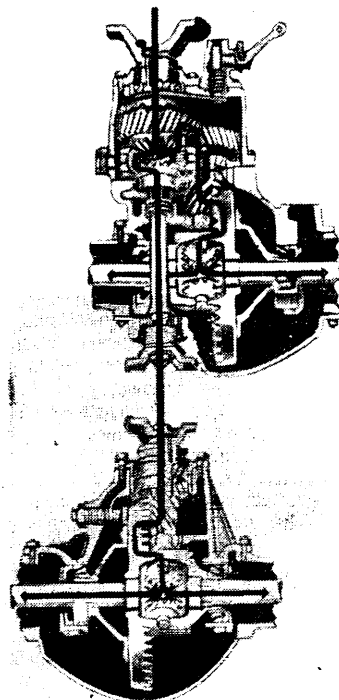


Рис. 4

ляет получить два передаточных числа. Отличительными особенностями конструкции ведущих мостов этого автомобиля являются также связанная рессорная подвеска, червячные главные передачи и трансмиссионный тормоз на проходном валу.

Применение проходного привода ведущих мостов вместо раздельного способствует общему снижению веса трансмиссии. Некоторое увеличение веса среднего моста при установке на нем межосевого дифференциала и привода заднего моста с избытком компенсируется анулированием раздаточной коробки и одного карданного вала. Выигрыш в весе особенно велик при использовании схем мостов с двойными редукторами, среднего и заднего мостов.

Использование проходного привода на короткобазных модификациях автомобилей типа 6×4 обеспечивает лучшие условия работы карданных валов. Появляется возможность установки более длинных валов между коробкой передач и средним мостом, что позволяет уменьшить углы наклона в шарнирах и осевые перемещения шлицевых соединений валов. Значительно уменьшаются углы в шарнирах карданного вала привода заднего моста. При использовании на короткобазных автомобилях компоновки типа «кабина перед двигателем» проходной привод является пока единственно возможным.

К числу недостатков конструкций с проходным приводом можно отнести увеличение веса неподдрессорных частей и более сложное дистанционное управление блокировкой межосевого дифференциала.

Среди конструктивных новинок трансмиссий автомобилей типа 6×4 можно отметить выпускаемые фирмой Тимкен Роквелл Стандарт тележки мостов с однокатными широкопрофильными шинами. Кроме преимуществ, получаемых от применения однокатных широкопрофильных шин вместо двухкатных, за счет увеличения колеи, повышена боковая устойчивость автомобиля. Новые мосты с 1965 г. устанавливаются по требованию заказчика на грузовых автомобилях 6×4 фирмы Форд.

Четырехосные грузовые автомобили типа 8×4 обычно являются одной из модификаций автомобиля типа 6×4 одной и той же фирмы и отличаются от последнего наличием второй управляемой оси (Лейланд, Фиат и др.). Поэтому трансмиссии указанных автомобилей аналогичны по конструкции трансмиссиям автомобилей типа 6×4, кроме длины карданного вала (в некоторых случаях).

ЛИТЕРАТУРА

1. «Commercial Motor», Sept. 2, 1966, стр. 57.
2. «Last auto und Omnibus», 1965, 42, № 11, стр. 54—60.
3. «Motor's Truck Repair Manual», 1963, стр. 187—194.
4. «Commercial Motor», Sept. 23, 1966.

Ю. А. ТКАЧЕНКО, канд. техн. наук
И. А. ЛЕВИН

УДК 621-231.233.21:621.762.893

НОВЫЙ ТИП ВТУЛОК ПОДШИПНИКОВ С ТОНКИМ МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИМ АНТИФРИКЦИОННЫМ СЛОЕМ

МАТЕРИАЛЫ с тонкими антифрикционными слоями. Основной задачей создания тонких антифрикционных слоев из металлографита (1—3% графита) было получение высокой его пластичности, необходимой при производстве втулок подшипников методом свертывания ленты толщиной в несколько десятых миллиметра.

В 1964 г. в УВМВ (Прага) разработан новый технологический процесс получения антифрикционных слоев со стальной основой.

У подшипников Гласир Ду (рис. 1, а) антифрикционный слой состоит из оловянистой бронзы пористостью 35—42% заполненной смесью 80% тефлона и 20% свинца с приработанным слоем из той же смеси толщиной 0,025 мм. После приработки слоя обнажается оловянистая бронза (70% поверхности скольжения), являющаяся несущей частью слоя.

Материал, в котором подслои не являются составляющей антифрикционного слоя (рис. 2, а), употребляется для подшипников, работающих со смазкой. Для

а у тонкого слоя порошкового металла больше 40%.

Выносливость антифрикционного слоя повышается с уменьшением его толщины, следовательно, толщина слоя должна быть как можно меньше. Толщина слоя из пористого металла бывает в несколько раз больше размера частиц, его составляющих. С уменьшением размера частиц уменьшается толщина слоя, но при этом уменьшается величина пор, а это нежелательно. Использование слоя из отдельных частиц порошкового металла позволяет достичь наилучшего соотношения толщины слоя и величины пор. Поры должны быть открытыми и образовывать каналы, соединяющиеся между собой.

Технология производства втулок подшипников с тонким антифрикционным металлокерамическим слоем. Составляющая А (FeCu) пористостью 65% спекается прежде всего со стальной лентой. Чтобы достичь такой пористости, применяется омедненный железный порошок с 15—17% С, теоретическая плот-

но 35%). В этот слой путем прокатки вносится смесь порошкового свинца, меди и графита (рис. 3). Прокатка осуществляется обыкновенным прокатным станом с вертикальным расположением валков.

Зависимость плотности порошкового проката и порошка следующая:

$$\gamma_v = \gamma_p \frac{V_p}{V_v}, \quad (1)$$

γ_p — плотность ленты;
 γ_v — плотность порошка;
 V_p и V_v — объемы металла до обработки и после нее.

При прокатке ширина ленты почти не изменяется, следовательно, уравнение (1) можно записать так:

$$\gamma_v = \gamma_p \frac{H}{h}, \quad (2)$$

где h — толщина проката;
 $H = a^2 r + h$ — толщина слоев насыпанно-го порошка (рис. 3);

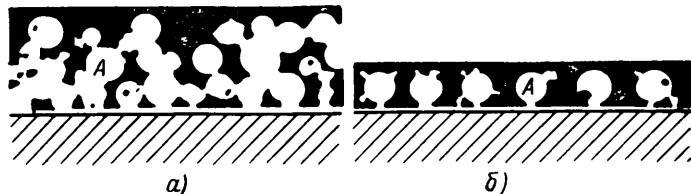


Рис. 1 Структура, в которой металл А является составляющей антифрикционного слоя:

а — конгломераты частиц; б — отдельные сферические частицы неправильной формы

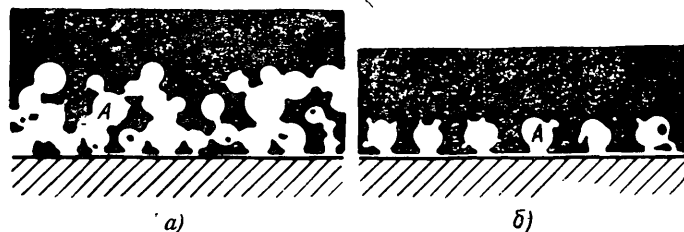


Рис. 2 Структура, в которой металл А не является составляющей антифрикционного слоя (обозначения те же, что на рис. 1)

подшипников, работающих без смазки, применяются антифрикционные слои из пластмасс. Например, недавно разработанный материал ДХ толщиной 0,25 мм состоит из полиацетала или полиамида.

Для технологии производства слоев с двумя составляющими А и В типично нанесение составляющей на основание с последующим заполнением пор составляющей В. Группу А материала ДУ образует оловянистая бронза, а группу В — тефлон и свинец.

Несущая составляющая А разработанного нового материала состоит из порошкового железа и меди, а пористая антифрикционная составляющая В — из свинцовистой бронзы, свинца, графита. От составляющей А требуется главным образом прочность и теплопроводность, от В — хорошие антифрикционные свойства.

Разработанный материал сравнивался с материалом Гласир ДУ, так как он считается лучшим материалом для изготовления подшипников.

Основное различие между структурой материала ДУ и новым материалом заключается в том, что у новых материалов составляющая антифрикционного слоя — тонкий пористый металл.

Пористость составляющей А, образованной из конгломератов частиц, у материала ДУ может быть максимально 40,

которого равняется 8 г/см³, а плотность порошка после насыпки 2,8 г/см³. Затем в поры вносится составляющая В (Cu—Pb — графит). Слой уплотняют постепенно — сначала прокаткой, затем при изгибании ленты в форму втулки и калибровкой втулки.

Технологические испытания антифрикционных свойств проводились на слое с высоким содержанием свинца (45%) и графита (2%). Втулки диаметром 20—30, с толщиной стенки 1,5 мм, включая антифрикционный слой толщиной 0,2 мм, изготавливаются по следующей технологической схеме. Стальная лента толщиной 1,3 мм обезжиривается и на нее наносится смесь порошков (десять частей FeCu и одна часть электролитической меди) так, чтобы весовая доля металла приблизительно была 0,056 г/см² (доля слоя окончательной толщины 0,2 мм). Порошковая медь способствует спеканию порошка FeCu, которое происходит в защитно-восстановительной атмосфере при температуре 1120—1150° в течение 7—8 мин. Подготовка порошка заключается в отжиге 85 частей порошкового железа и 15 частей порошковой электролитической меди. Слой порошкового металла толщиной 0,40—0,45 мм после спекания калибруется между валками до толщины 0,25 мм (весовая доля напекаемого металла должна составлять приблизительно

α — угол захвата порошка;
 r — радиус вала.

После прокатки лента отжигается в восстановительной атмосфере при температуре 260—280°, разрезается, затем

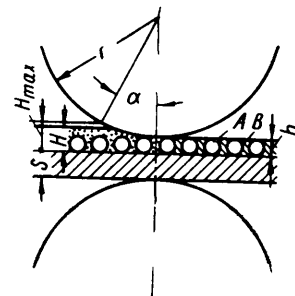


Рис. 3 Прокатка порошковой свинцовистой бронзы между частицами FeCu, спеченными со стальной основой

свертывается и калибруется. При свертывании пористость слоя уменьшается на 3—5%, а при калибровке, которая выполняется при давлении 13—15 т/см², на 2—3%.

При свертывании пористого металлокерамического слоя толщиной v , укреп-

ленного на стальной основе толщиной s в диаметр d , относительное сокращение кромочных волокон слоя определяется формулой

$$\frac{\Delta}{d} = \frac{2v + s}{d},$$

где d — диаметр вала.

Было установлено, что при относительном сокращении $\frac{\Delta}{d} = 0,085$ (т. е.

8,5%) в слоях с содержанием 2% графита и малой пористостью (2—3%) при изгибании образуются трещины, но при большей пористости трещины не появляются и слой легко изгибается. Например, если относительное сокращение кромочных волокон слоя 10%, слой образован из составляющих А и В, объемная доля которых А:В=50/50, то пористость составляющей В должна быть перед изгибанием 20%, потому что прочность составляющей А в несколько раз выше и она не деформируется. Напротив, слой ДУ можно изгибать по такому маленькому радиусу, что величина $\frac{\Delta}{d}$ может быть

0,1—0,2 (например, при $d=6$ мм, $\frac{\Delta}{d} = 0,2$ мм).

Толщину антифрикционного слоя целесообразно выбирать намного больше, чем допускаемый износ втулки, который обычно равен пяти исходным зазорам между валом и подшипником.

Для тонкостенных металлографитовых подшипников необходим исходный зазор 0,2 диаметра. Это значит, что толщина антифрикционного слоя $v > \frac{d}{100}$. Например, для $d=20$ мм целесообразна толщина слоя 0,2 мм.

Толщина стальной основы должна быть минимальной для облегчения изгибания слоя, но достаточной для того, чтобы

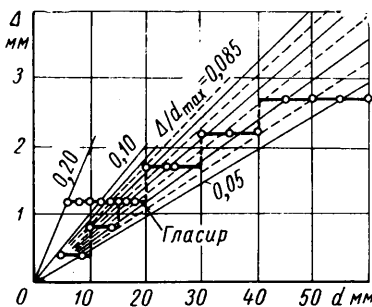


Рис. 4. Графическое изображение зависимости Δ от d

запрессованная втулка не ослаблялась. Для $d=45 \div 120$ мм и $t=s+v=2,5$ мм отношение $\frac{\Delta}{d} = 0,060 \div 0,0225$ (рис. 4).

Испытания втулок подшипников на износ. В Государственном научно-исследовательском инсти-

туте машиностроения (Прага) проводились в одинаковых условиях, т. е. без смазки, стендовые испытания антифрикционных свойств втулок ДУ и втулок с металлографитовым слоем. Испытания показали, что коэффициент трения металлокерамических втулок с графитом 0,1, а для втулок ДУ 0,2

Работоспособность втулок оценивалась при испытании на долговечность стартеров автомобиля «Шкода 1000 МБ», имитировались условия пуска двигателя. Подшипники должны проработать не менее 5000 пусков (условия являются более жесткими, чем при эксплуатации).

Износ подшипника из нового материала в 5,4 раза меньше для втулки, в которую проникли частицы, появляющиеся при износе зубчатого венца маховика, а износ подшипника в крышке коммутатора (закрытая втулка) меньше в 3,5 раза, чем для подшипников ДУ.

Результаты этих испытаний показывают, что устойчивость к ударным нагрузкам, и главным образом против проникновения твердой грязной смеси, больше у подшипников со слоем металлокерамики и графика, чем у втулки ДУ.

Таким образом, был разработан новый тип самосмазывающихся подшипников втулок, тонкий антифрикционный слой которых получен из порошковых металлов и графита. Состав антифрикционного слоя в весовых процентах следующий: 27% Fe; 26% Cu; 46% Pb и 2% графита (т. е. 8% объемного графита).

З. МИНИСТР, И. ПРИСТЕР
НИИАП ЧССР (Прага)

НОВОСТИ ЗАРУБЕЖНОЙ ТЕХНОЛОГИИ

ЛИТЕЙНОЕ ПРОИЗВОДСТВО

УДК 621.74:669.113(420)

Автоматизированная литейная ковкового чугуна

Самым механизированным в Европе предприятием в области чугунолитейного производства считается литейная фирма Britania Iron and Steel Works Ltd. в Бедфорде (Англия). В плавильном отделении установлены две вагранки производительностью 15 т/ч каждая. Вагранки работают поочередно: одна действует, другая находится в ремонте. В плавильном отделении имеется также индукционная низкочастотная печь емкостью 20 т. Работа плавильного отделения полностью автоматизирована. В формовочном отделении установлена шестипозиционная встряхивающе-прессующая машина фирмы Bühner, которая работает с опоками размером 890×680 мм. Часовая производительность машины до 300 форм. На двух первых позициях подмодельные плиты чистятся и подготавливаются к формовке, на третьей — насыпается облицовочная земля, на четвертой — засыпается дозированное количество земли в опоку и выполняется предварительное прессова-

ние, на пятой — окончательная трамбовка путем прессования и встряхивания. На последней позиции извлекаются модель и литниковые стояжки, а опоки при помощи автоматического подающего механизма переводятся на соответствующие конвейеры: верхняя идет на контроль и обдув воздухом, нижняя — на установку стержней, которая осуществляется вручную. Затем обе половины формы встречаются на главном конвейере, где формы собираются. Эта операция, а также загрузка формы выполняется автоматически. Металл на заливочную позицию подается транспортным ковшом, получающим из индукционной печи 1,5 т чугуна. Затем металл переливается в дозировочный ковш, из которого после взвешивания подается в заливочный ковш. Движение последнего от формы к дозировочному ковшу, а также заливка осуществляются автоматически. На заливке работает один оператор, наблюдающий за работой механизмов. Всего в литейной занято 55 человек. Производственная площадь литейной составляет 4460 м². Все отливки делаются из ковкового чугуна.

„Engineering“, июнь, 1967, т. 203, № 2576, стр. 904—905.

УДК 621.74.041:621.742.487:669.296(420)

Применение циркониевого песка при изготовлении оболочковых форм

В 1960 г. фирма BSA Foundries Ltd. (Англия) переоборудовала литейную с земляных форм на оболочковые с применением циркониевого песка. Основную сумму капитальных затрат составили расходы на переоборудование линии регенерации и подготовки формочной смеси. Система регенерации песка включает нагрев до 1000° в специальной камере и покрытие зерен песка оболочкой смолы (плакирование). На заводе установлены полуавтоматические машины для изготовления оболочковых форм. Емкость системы регенерации песка 150—170 т. Номенклатура деталей включает изделия весом от нескольких граммов до 100 кг, в том числе детали трансмиссионных агрегатов автомобиля и двигателей с воздушным охлаждением. Вследствие перехода на оболочковые формы сократилась стоимость литья и объем последующей механической обработки.

„Machinery“ (Лондон), июнь, 1967, т. 110, № 2848, стр. 1302—1303.

УДК 621.74.043.2(520)

Изготовление форм для литья под давлением методом «Shaw»

В Японии формы для литья под давлением изготавливаются методом «Shaw». В качестве материала используется сталь с добавками 2,0—2,5% никеля, увеличивающего теплостойкость формы. Для использования форму достаточно слегка отшлифовать. Различие в твердости необработанной и обработанной форм при наличии термообработки почти не ощущается. Твердость необработанной формы HRC 51—52 на поверхности и HRC 41—42 на расстоянии 1 мм под поверхностью. Твердость после отжига HRC 24—27. Фирма считает, что экономичнее отливать формы небольших размеров. С увеличением размеров трудно предусмотреть величину усадки, поэтому большие формы отливают по элементам. Стоимость литейных форм, изготовленных методом «Shaw», на 10—30% меньше, чем изготовленных другими методами.

„Machinc moderne“, апрель, 1967, № 697, стр. 39.

МЕХАНИЧЕСКАЯ, ЭЛЕКТРИЧЕСКАЯ И ДРУГИЕ ВИДЫ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ

УДК 621.922.024(73)

Выбор абразивной ленты

В США в последнее время выпускается лента на тканевой основе с покрытием из искусственных алмазов, предназначенных для шлифования твердых и хрупких материалов: карбид вольфрама, керамика, металлокерамические смеси. Ленты выпускаются шириной до 100 мм, длиной до 2000 мм и зернистостью M14. Кроме этого, продолжается использование абразивных лент из окиси алюминия и карбида кремния. Ленты с многогранными абразивными зернами обладают наиболее эффективными режущими качествами. При больших усилиях шлифования следует применять ленты с кубическими или сферическими формами зерен — они более долговечны, чем многогранные. Абразивные зерна из окиси алюминия обладают более высокой износостойкостью, поэтому их применяют при шлифовании материалов, имеющих высокую прочность на разрыв, а абразивные зерна из карбида кремния имеют большую твердость, поэтому они лучше подходят для шлифования мягких материалов и пластиков. Ленты со сплошным слоем абразивных зерен без пор обладают меньшей гибкостью, быстрее засаливаются, чем ленты с площадью покрытия 50—70%. Ленты выпускаются как крупнозернистые, так и мелкозернистые. Для быстрого съема припуска применяют крупнозернистые ленты, для получения высокого класса чистоты поверхности — мелкозернистые. Быстрота смены лент позволяет применять ленты разной зернистости на одном и том же станке.

„Machinery“ (Нью-Йорк), май, 1967, т. 73, № 9, стр. 96—98.

УДК 621.9.047:621.951.1.(73)

Электрохимический способ сверления отверстий

Разработан новый электрохимический способ („Electro-Stream-process“) сверления тонких отверстий (диаметром ~0,75 мм) — каналов охлаждения и смазки, расположенных под углом до 40° к поверхности. Сверлильная головка состоит из трубчатого электрода, изолированного с внутренней и наружной сторон, и канала для подвода электролита (для этого используется кислота). Напряжение тока и давление электролита при указанном способе примерно в 4 раза выше, чем при обычной электрохимической обработке. Для регулирования зазора между электродом и металлом на сверлильной головке ставится специальный чувствительный электронный прибор. Кроме того, на ней обычно располагается несколько электродов для одновременного сверления ряда отверстий. Соотношение между диаметром и длиной отверстий 1:50.

„Iron Age“, май 1967, т. 199, № 18, стр. 83.

СВАРКА И СБОРКА

УДК 621.791.763.1.03(430.1)

Установка для многоточечной сварки с программным управлением

В ФРГ создана установка для автоматического выполнения многоточечной сварки боковых стенок транспортёров и малолитражных автобусов 24 различных конструкций. Установка представляет собой четырехстоечный кривошипный пресс, который снабжен передвижным устройством и двумя тележками для загрузки и закрепления деталей, подлежащих сварке. Стол пресса имеет 15 трансформаторов мощностью 70 квт, 5 трансформаторов мощностью 100 квт, 90 сварочных цилиндров с номинальным усилием 250 кг и 18 сварочных цилиндров с номинальным усилием 500 кг. В результате перемещения цилиндров выполняются до 216 сварочных точек. Установка имеет электрический или пневматический привод. Тележки попеременно загружаются, автоматически перемещаются к прессу и закрепляются. Установка осуществляет сварку по специальной программе. После сварки тележки с готовыми деталями возвращаются в исходное положение, разгружаются и загружаются новой партией деталей.

„Werkstatt und Betrieb“, июнь, 1967, № 6, стр. 447.

УДК 621.793.7:669.718.67*24(420)

Металлизация автомобильных деталей методом пламенного распыления

При изготовлении автомобильных деталей широко применяется метод металлизации пламенным распылением: стальные клапаны покрываются алюминием, а чугунные поршневые кольца и стальные кольца синхронизатора — молибденом. Введено новое покрытие «алюминидом никеля». Этот материал выпускается в виде порошка или проволоки, отличается высокой износостойкостью, сохраняет свои свойства при повышенных температурах, более экономичен, чем другие рас-

мосьвязующие материалы. Такие свойства позволяют применять его в тех случаях, где раньше требовалось двойное покрытие молибденом. Пламенное распыление окислов стали применяют при изготовлении деталей газотурбинных автомобилей Rover. Уплотнители теплообменника из нержавеющей стали напыляются распылением специальными окислами. Уплотнители работают при температуре около 700°C; покрытая поверхность находится в контакте с керамическим материалом, который применяется для теплообменников. Указанный оксидный материал создан в лаборатории фирмы Rover и наносится на поверхность металлизационным пистолетом.

„British Welding Journal“, май, 1967, т. 14, № 5, стр. 277.

УДК 621.791.36

Твердая пайка алюминия погружением

Детали для твердой пайки погружением обезжиривают, очищают и устанавливают в соответствующие зажимы и нагревают до 540—560° в печи с естественной тягой. В случае нагрева деталей из некоторых алюминиевых сплавов рекомендуется использовать печь с лучистым газовым отоплением, печь сопротивления или инфракрасного нагрева, так как при применении газовой печи продукты сгорания вводятся в камеру нагрева и могут вызвать чрезмерное окисление. Нагретое изделие сразу погружают в ванну с флюсом на 1—3 мин и осторожно извлекают, наклоняя на 10—12°, чтобы флюс эффективнее стекал. Стеканья жидкого металла при этом нельзя допускать. Обычно флюс содержит хлориды и фториды и, оставаясь на металлах, впоследствии может вызвать коррозию. Его нужно удалить сильной водной промывкой и обработкой в кислотных растворах. Концентрация флюса в кислотных растворах не должна превышать определенного количества. Раствор для максимальной концентрации флюсовых загрязнений содержит 5% фосфорной кислоты и 21% трехоксида хрома при температуре 82°.

„Tooling“, апрель, 1967, т. 21, № 4, стр. 49.

УДК 621.791.35.03(420)

Аппаратура для мягкой пайки тонких труб к горловине топливного бака

В Англии предложено необычное решение проблемы, связанной с паяльной аппаратурой для автомобильной промышленности. При пайке тонких труб к горловине топливного бака для создания достаточного тепла необходимо, чтобы индукционная катушка нагрева выступала над рабочей поверхностью стола. Рабочая катушка должна быть защищена специальным кожухом, не нагревающимся в поле генератора радиочастоты, к которому она обычно подключается. В качестве материала для кожуха предложена высококачественная глиноземная керамика «Regalox», которая является хорошим диэлектриком, отличается высокой теплостойкостью и механической прочностью. Керамический колпак вставляется внутрь трубы так, что конец трубы выступает над колпаком, а верхняя часть бака и кольцо припо-

полагаются в позиции, которая обеспечивает 25-секундный цикл нагрева. При сдвоенной аппаратуре оператор загружает одну часть, в то время как другая проходит цикл нагрева или охлаждения.

„Welding and metal fabrication“, март, 1967, т. 35, № 3, стр. 119.

ЗАЩИТНЫЕ ДЕКОРАТИВНЫЕ ПОКРЫТИЯ. ОКРАСКА

УДК 621.793.57.669.268

Твердое хромирование в ваннах с высоким содержанием сульфата

В хромовых ваннах с одинаковым содержанием CrO_3 (250 г/л) и различным содержанием SO_4 осуществляется твердое хромирование. Установлено, что диапазон осаждения твердых и блестящих хромовых покрытий возрастает с увеличением содержания сульфата (до 5% $\text{CrO}_3 : \text{SO}_4 = 20 : 1$), температуры и плотности тока. Содержание серной кислоты влияет на выход по току и на твердость, что определено кривыми, сравнивающими соотношение содержания сульфата и температуры следующим образом:

Ванна № 1	3,12 г/л;	50—55°C	80 : 1
« № 10	7,0 г/л;	70—55°C	36 : 1
« № 11	8,75 г/л;	70—75°C	29 : 1
« № 12	12,5 г/л;	70—75°C	20 : 1
« № 13	25,0 г/л;	70—75°C	10 : 1

„Drahtfachzeitschrift“, апрель, 1967, № 4, стр. 262.

УДК 621.793.6:669.248(420)

Блестящее никелирование

В Англии были проведены исследования по блестящему никелированию, в результате которых установлено, что меллотиковая кислота является одним из основных продуктов разложения кумарина в блестящих никелевых ваннах. Включаясь в никелевый осадок, меллотиковая кислота нарушает никелевую решетку и увеличивает хрупкость осадка. Эксперименты показали, что на получение блестящих никелевых осадков влияют не только добавочные блескообразующие агенты, но также и токовые модуляции. Установлено, что при использовании переменного тока с квадратной волной в никелевых ваннах хлоридного типа структура никелевого осадка меняется в зависимости от частоты тока. При частотах ниже 100 циклов/сек осадок получается блестящий, твердый и очень хрупкий с мелкозернистой структурой и высоким внутренним напряжением. При очень высоких частотах осадок становится матовым, напряжение значительно падает и величина зерна увеличивается. При использовании переменного тока для никелирования устраняется водородная хрупкость. Используется действие блескообразующих добавок (тиомочевны, тиоацетида и тиополукарбадида) на анод и катод в никелевых хлоридных

ваннах. Установлено, что при критической концентрации добавок перенапряжения активации на анод минимально, а эффект на катоде максимальный.

„Electroplating and Metal Finishing“, июнь, 1967, т. 20, № 6, стр. 185.

УДК 669.71:621.793.7

Подготовка алюминиевой поверхности перед покрытием

В Англии модифицирована цинкатная ванна для обработки алюминиевой поверхности перед покрытием. Обработка осуществляется путем добавки никеля и меди, а также цианида и тартрата. Пленка, образованная при погружении алюминиевой детали в такую ванну, содержит 86% Zn, 8% Cu и 6% Ni. В результате испытания пленки на связь с основной поверхностью установлено, что она значительно прочнее, чем пленка из чистой цинкатной ванны. Модифицированную цинкатную ванну можно применять перед никелированием, хромированием, лужением или цинкованием алюминия.

„Electroplating and Metal Finishing“, июнь, 1967, т. 20, № 6, стр. 189.

УДК [621.793:669.28]:621.43—242.3(73)

Применение молибдена для покрытия поршневых колец

Твердое хромирование поршневых колец некоторые фирмы США почти полностью заменяют молибденовым покрытием. У молибдена более высокая точка плавления и твердость, чем у хрома ($HV 1076$ против $HV 925$), и он лучше выдерживает местный перегрев, чем хром. Толщина молибденового покрытия поршневых колец легкового автомобиля 0,01 мм, а верхнего уплотнительного кольца малолитражного автомобиля 0,02—0,1 мм. Покрытие наносится при помощи расплавленной на кислородной горелке молибденовой проволоки под воздействием сжатого воздуха. Расплавленный молибден при затвердевании образует очень прочный сплав. Кислород соединяется с молибденом для образования твердых частиц. Этот метод является более эффективным по сравнению с электролитическим покрытием.

„Usine nouvelle“, июль, 1967, № 24, стр. 43.

УДК 621.762.2:669.14(73)

ПОРОШКОВАЯ МЕТАЛЛУРГИЯ. НОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Новый материал для порошковой металлургии

В США выпущен новый стальной порошок для применения в порошковой металлургии. При добавлении к нему 2% меди и 1% графита предел текучести материала составляет 53 кг/мм², т. е. на 15% выше, чем у порошков, выпускавшихся ранее. Прочность материала мо-

жет быть повышена термообработкой. Материал хорошо прессуется при среднем давлении. Например, при давлении 35,15 кг/мм² можно получить брикет полностью 6 г/см³; прочность брикета без спекания 0,99 кг/мм². Сырая прочность материала в порошковой металлургии является критерием его спекаемости, которая препятствует разрушению и расслоению структуры. Относительно низкое давление при брикетировании продлевает стойкость штампа и снижает стоимость продукции. Другим преимуществом нового порошка является небольшое изменение в размерах после спекания. Так, при плотности материала 6 г/см³ размер увеличивается при спекании меньше, чем 0,45% от первоначального.

„Product Engineering“, март, 1967, т. 38, № 7, стр. 126.

УДК 669 14.018.29

Новые стали фирмы Ford Motor Co

Фирмой Ford Motor Co созданы новые конструкционные стали, обладающие высокой прочностью и хорошей вязкостью при температурах ниже 0°. Добавка никеля и молибдена при низком содержании углерода обеспечивает высокую прочность и вязкость пластин толщиной до 15 см без термообработки. Основные свойства новых сталей: предел текучести 7734 кг/см², прочность на разрыв 9491 кг/см² и ударная энергия 13,830 кдж при 100° F.

„Automotive News“, март, 1967, № 4115, стр. 14.

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

УДК 629.113:658.2(420)

Автомобильный концерн «Leyland Motor Corp.»

Автомобильный концерн «Leyland Motor Corp.» (Англия) имеет более 100 филиалов и фирм. Концерн производит автобусы, спортивные и грузовые автомобили, тракторы, мотоциклы, танки и т. п. Только в Великобритании концерн имеет более 20 производственных компаний, в которых работают свыше 60 тыс. человек. Более 60% продукции Великобритании экспортируется в 130 стран мира. В г. Форингтоне концерн имеет специальный завод по производству коробок передач. Он находится на полном самообеспечении, т. е. имеет специальные термические цехи, цех покрытий, испытаний и т. п., вплоть до производства металла. Все основные части коробок передач обрабатываются, собираются и испытываются на заводе. На заводах концерна используется современное оборудование и применяется современная технология.

„Mass Production“, март, 1967, т. 43, № 3, стр. 28—29.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113—592.001.5

Режимы работы колесного тормоза автомобиля-лесовоза. Пякушов А. Н. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 1—3.

Получены количественные соотношения между условиями эксплуатации и режимами работы колесного тормоза автомобиля-лесовоза. Разработаны способы расчета мощности торможения и температуры нагрева поверхности трения тормоза. На основании этих способов получены зависимости, по которым можно также оценить надежность тормозов в конкретных условиях эксплуатации и определить мощность дополнительных средств торможения.

Таблиц 1. Иллюстрации 3. Библиографий 6.

УДК 621.43.038.38.001.42:629.114.0

Эксплуатационные испытания аппаратуры впрыска легкого топлива с электронным управлением на автомобилях ГАЗ-21. Мозохин Н. Г., Будыко Ю. И., Маскенсков К. М., Хануков А. А. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 4—6.

Для испытания надежности и долговечности опытной аппаратуры в 1964 и 1965 гг. были собраны две партии автомобилей, оборудованных аппаратурой впрыска. При эксплуатационных испытаниях пробег каждого автомобиля первой партии составил в среднем 110 тыс. км, а второй партии — 130 тыс. км. Испытания подтвердили, что применение аппаратуры впрыска с электронным управлением позволяет значительно повысить мощность двигателя и улучшить динамические показатели автомобиля. Максимальная скорость автомобилей ГАЗ-21 возросла до 140 км/ч, а время разгона с места до 100 км/ч сократилось на 20%.

Таблиц 2. Иллюстраций 2. Библиографий 6.

УДК 621.43.55:629.113—578.001.5

К вопросу о влиянии регулятора двигателя на работу сцепления. Блаженнов Е. И., Козлов И. И., Малышев Л. М., Никифоров Г. С., Письман Я. Б. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 6—8.

Влияние регуляторов на работу сцепления определяют на основании испытаний двух типов регуляторов (всерезимного и комбинированного) при трогании автомобиля МАЗ-200. Применено два режима испытаний: трогание с постоянной подачей топлива, соответствующей различным числам оборотов двигателя в начале трогания; трогание с произвольным управлением сцеплением и подачей топлива. Даются выводы о долговечности работы сцепления на автомобиле с всережимным регулятором.

Таблица 1. Иллюстраций 4. Библиографий 3.

УДК 681.121.001.4:629.113

Расходомер для испытаний автомобилей на топливную экономичность. Брилов В. Г., Буданов Г. Ф., Кисляков А. Д. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 8—10.

Описывается конструкция универсального расходомера типа АРМ. Подробно изложена конструкция и работа гидравлической системы, состоящей из измерительной и «разгонной» колб и клапанов, приведен порядок проведения измерения и расчета эксплуатационного расхода топлива при снятии экономической характеристики. Описаны конструкция и действие электрической схемы прибора первых выпусков, а также модернизированная электрическая схема, исключающая необходимость применения нестандартных электромагнитных реле.

Таблиц —. Иллюстраций 5. Библиографий 2.

УДК 629.113.011.5.001.5

Исследования жесткости кузова автомобиля «Волга» в условиях статических нагрузок. Можгинский В. С., Крымов Ю. В. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 10—12.

Определялась общая жесткость кузова и выяснялась степень влияния на нее отдельных элементов силовой схемы. Жесткость кузова оценивалась по удельным величинам упругих деформаций, вызванных приложением статических нагрузок изгиба и кручения, создаваемых на специальном стенде и прилагаемых к кузову в местах расположения двигателя, коробки перемены передач, переднего и заднего сидений, бензобака, запасного колеса и т. д. Результаты исследований представлены кривыми упругих прогибов и углов закручивания. Исследования производились последовательно в четыре этапа.

Таблица 1. Иллюстраций 2. Библиографий —.

УДК 629.113.012.8.001.24

Определение рациональной формы профиля сечения несущих балок-резервуаров пневматической подвески. Акопьян Р. А., Ташлыцкая А. С. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 12—15.

Рассмотрена возможность подбора наиболее рациональных профилей сечения балок-резервуаров, позволяющих получить при одном и том же объеме последних относительно меньший вес и более простую в изготовлении конструкцию. В качестве измерителей рациональной формы профиля сечения приняты прочность, оцениваемая по напряжениям, возникающим в балке-резервуаре от действия внешних и внутренних сил, а также вес и габариты балки-резервуара. При допущении, что прямоугольный профиль сечения отвечает всем требованиям прочности балки-резервуара, определены габаритные и весовые параметры квадратного, кольцеобразного и эллипсообразного профилей сечений, эквивалентных прямоугольному по площади сечений и моментам сопротивления. Рекомендуется в автобусах с пневматической подвеской применять несущие балки-резервуары с кольцеобразным или с эллипсообразным профилями сечений.

Таблиц 1. Иллюстраций 3. Библиографий 4.

УДК 629.114.4:629.113—585.1.001.5

Влияние передаточного числа главной передачи на эксплуатационные качества автопоезда. Гвинерия К. И., Латария Б. Е., Джваршеишвили Д. Л. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 15—16.

Эффективность использования автопоезда в значительной мере зависит от значений передаточного числа главной передачи. В целях выявления влияния величины передачи на качества автопоезда КАЗ-608-КАЗ-717 общим весом 19,5 т были испытаны автопоезда с шестью различными передаточными отношениями, по результатам составлены таблицы и построены графики. Установлено, что оптимальным для движения автопоезда по равнинной дороге является передаточное число $i_0 = 7,0 \div 7,3$ и для движения по горной дороге $i_0 = 9,0 \div 9,3$. Рекомендован двухскоростной задний мост с означенными передаточными числами.

Таблиц 2. Иллюстраций 2. Библиографий 2.

УДК 629.113.072.001.5

Приближенный метод определения средних скоростей движения автомобиля. Иванов П. И., Уваров В. Н. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 16—17.

Важнейшим показателем работы любого автомобиля является его производительность, определяемая средней скоростью в заданных условиях. В предлагаемом методе средняя скорость автомобиля ставится в зависимость от изменяющихся факторов, важнейшим из которых является суммарное сопротивление. Полученные зависимости позволяют анализировать влияние нагрузки на автомобиль, сопротивления дороги и уклонов, мощности двигателя и выбора передач на величину средних скоростей. Предлагаемый метод дает возможность с некоторой степенью точности определять средние скорости, исходя из возможностей автомобиля в определенных условиях движения.

Таблиц —. Иллюстраций 1. Библиографий 2.

УДК 629.113—585.2.001.5

Статистический анализ плотности распределения режимов работы гидротрансформатора. Кацнельсон Д. Э., Шимков А. А. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 19—22.

Приводятся материалы по статистической обработке результатов испытаний восьми большегрузных автомобилей с различной удельной мощностью по разным дорогам и эксплуатируемых различными водителями.

Рассматривается методика определения параметров σ и i_{20} по эмпирическим зависимостям, полученным в результате обработки опытных данных.

Устанавливается связь между плотностью распределения режимов работы гидротрансформатора, удельной мощностью автомобиля и дорожными условиями его эксплуатации.

Таблиц — . Иллюстраций 4. Библиографий 3.

УДК 629.113.71.001.5

Вопросы автоматического регулирования электрического привода колесной машины. Баранов Е. Н., Бочаров Н. Ф., Бошняк В. А., Макаров С. Г., Семенов В. М., Толокнов О. А. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 22—25.

Рассмотрены характеристики системы электрического привода экспериментальной машины на пневмокатках, на передней оси которой были установлены два электрических мотор-колеса. Приведены упрощенные принципиальные схемы и полученные экспериментально характеристики системы «двигатель внутреннего сгорания—генератор» с использованием электромашиного усилителя в качестве возбудителя генератора. Описаны результаты ходовых испытаний экспериментальной машины при параллельном и последовательном соединении тяговых двигателей в режимах разгона, поворота, торможения и буксования одного из пневмокатков. Даны схема электродинамического торможения с уменьшенным количеством контактов в силовой цепи и ее характеристики.

Таблиц — . Иллюстраций 5. Библиографий 6..

УДК 621.984:629.113.001.5

Исследование параметров процесса штамповки поковок с полостью через радиусную матрицу. Норицын И. А., Акаро И. Л. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 25—28.

Профиль матричной воронки выполняется по радиусу. Для оформления полости по оси поковки в пуансоне монтируются оправки цилиндрической и конической форм. Исследования показали, что с уменьшением радиуса закругления матричной воронки и угла наклона образующей оправки усилие деформирования увеличивается и значительно изменяется характер распределения удельных нагрузок на торце пуансона. При углах наклона образующей оправки 8—15°, радиусах матричной воронки 5—15 мм, диаметрах контейнера 43,6 мм и очка матрицы 12 мм оправки подвергаются только сжимающим напряжениям, что предопределяет возможность изготовления их из твердых сплавов. Цилиндрические оправки испытывают растягивающие напряжения. Разработана методика расчета усилий при штамповке.

Таблиц — . Иллюстраций 4. Библиографий 6.

УДК 628.822:678.5

Исследование работоспособности комбинированных подшипников. Лебедев Ф. К. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 28—29.

Комбинированные подшипники состоят из стальных втулок, на внутреннюю поверхность которых наносится тонкий слой (0,2—0,6 мм) стиракрила марки ТШ. Они хорошо отводят тепло от поверхностей трения. Подшипники испытывались на стенде в условиях ограниченной смазки солидолом и без смазки. Наибольшей износостойкостью обладают комбинированные подшипники с покрытием толщиной 0,3—0,4 мм.

Таблиц — . Иллюстраций 5. Библиографий 2.

УДК 629.113:539.538.001.5

Исследование влияния микро- и макрогеометрии гильзы цилиндров четырехтактных дизелей на ее долговечность. Дубровин М. Г. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 29—31.

Исследования влияния микро- и макрогеометрии гильзы цилиндров двигателей типа ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 на ее износостойкость проводились на шести двигателях в течение 1200 ч работы в экспериментальном цехе по режимам согласно ГОСТу 491—55. Шероховатость всех гильз измерялась на профилографе-профилометре. Гильзы подбирались с чистой обработкой 0,25—0,75 мк (ГОСТ 2789—59). Микрометраж внутренней поверхности всех 40 гильз был проведен в 11 поперечных и в четырех радиальных сечениях. Структура, твердость гильз, колец и чистота обработки колец во время экспериментов оставались одинаковыми. Износ гильз измерялся методом лунок. Анализ полученных результатов дал возможность обосновать оптимальную чистоту поверхности и оптимальные макрогеометрические отклонения гильзы.

Таблиц 2. Иллюстраций 5. Библиографий 4.

УДК 62—229.382:62—222:621.5+621.7.011

Зажим тонкостенных цилиндров при хонинговании и возникающие при этом деформации. Муллагулов М. Х. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 31—32.

Получена формула для определения деформаций, влияющих на точность обработки при хонинговании, в случае зажима тонкостенного цилиндра по торцам. При выводе формулы учтено, помимо усилия зажима, влияние силы трения, возникающей между торцами цилиндра и основанием зажимного приспособления. С помощью полученной формулы легко определить деформации и тем самым установить величину погрешности, вызванной усилием зажима тонкостенного цилиндра. Даны рекомендации правильного выбора типа зажимного устройства и установлена допустимая величина зажимной силы, при которой возникающие деформации не превышают технических норм обработки по некруглости.

Таблиц — . Иллюстраций 2. Библиографий — .

УДК 629.111.3:629.113

Тележка с поворотным и подъемным столом-рольгангом. Андреев А. Н., Таловеров В. Н. «Автомобильная промышленность», 1967, № 11, стр. 32—33.

На Ульяновском автозаводе эксплуатируется грузовая тележка простой конструкции с пневмоподъемным и поворотным столом-рольгангом для подачи, установки и съема кузовов. Тележка перемещается по рельсам на полу цеха. Подъем стола пневматический, перемещение и поворот тележки осуществляются вручную. Тележка может применяться для пространственного перемещения грузов весом до 500 кг.

Таблиц — . Иллюстраций 1. Библиографий — .

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

Гугин А. М. Быстроходные поршневые двигатели. Справочник «Машиностроение», Л., 1967.

РЕЦЕНЗИРУЕМЫЙ справочник предназначен для инженерно-технических работников, занимающихся проектированием, испытанием, эксплуатацией и ремонтом быстроходных поршневых двигателей, а также для студентов энергомашинно-строительных факультетов вузов. Необходимость выпуска справочника, систематизирующего разрозненные данные по конструкции, размерам, материалам, весам деталей двигателей и агрегатам не вызывает сомнений.

Книга состоит из шести глав. Глава I «Общие данные двигателя» включает выбор параметров двигателя, тепловой расчет, компоновку, данные по нагрузкам и динамике двигателя. Приводятся табличные данные по весам деталей кривошипно-шатунного механизма, необходимые для динамического расчета. Главы II—V посвящены расчетам деталей и систем двигателей. Каждый из разделов содержит весьма подробные и тщательно подобранные справочные данные.

По содержанию и расположению материала в книге следует сделать ряд замечаний.

В главе I автор несколько упрощенно подходит к выбору параметров двигателя, разделяя их на конструктивные, термодинамические и эксплуатационные. Упускаются такие существенные вопросы, как выбор типа двигателя по способу смесеобразования, тип охлаждения, степень сжатия и т. п.

Крайне лаконично рассмотрен тепловой расчет двигателя. Не дается никаких материалов по выбору параметров теплового расчета и пределов их изменения. Для построения индикаторной диаграммы предпочтение почему-то отдано методу дуг. Целесообразно было бы значительно подробнее изложить тепловой расчет и посвятить ему отдельную главу.

При рассмотрении уравнивания четырехцилиндровых двигателей желательно рассмотреть V-образный двигатель типа «Запорожец». Помещенные чертежи двигателей представлены только в поперечном разрезе.

В главах II—IV, содержащих расчеты деталей двигателей, автор подразделяет расчет каждой детали на этапы расчета:

на прочность, на износ и тепловой расчет. Указанный прием не вносит большей чёткости в самую методику расчета, а иногда даже и вредит. Основные замечания по расчетам отдельных деталей надо отнести к рекомендуемым формулам и схемам нагружения. Например, при расчете поршневого пальца следовало привести не схему расчета (рис. 62, стр. 86), а схему нагружения пальца, наиболее соответствующую действительным условиям. В связи с этим надо изменить и формулы для расчета. Современная методика расчета поршневых колец предусматривает построение эпюры давлений кольца на стенку цилиндра, однако это игнорируется автором.

Расчет головки шатуна (стр. 109) слишком упрощен, не даны схемы нагрузки и эпюры напряжений, не учитывается угол заделки головки.

При расчетах стержня шатуна обычно определяются суммарные напряжения от сжатия и продольного изгиба. Применение формулы Ренкина дает достаточное приближение расчетных данных к действительным напряжениям, и нет надобности проверять стержень на продольный изгиб по формуле Ясинского (стр. 109).

В расчете газораспределения (стр. 156) автор ограничивается изложением методики профилирования выпуклого кулачка, что явно недостаточно.

Положительной стороной разделов, относящихся к расчету деталей, является обобщение статистических данных по соотношениям размеров, предъявляемым требованиям и условиям работы деталей, предшествующее расчету каждой детали.

В главе V приводятся расчетные формулы и сведения по параметрам систем и агрегатов двигателя. В начале этой главы следовало подчеркнуть, что приведенная методика является сугубо приближенной, не учитывающей всей сложности действительных колебательных явлений в топливных системах высокого давления, а также условий теплопередачи систем охлаждения и смазки и условий работы подшипников.

При расчете секции топливного насоса в формулу цикловой подачи (стр. 206) следует ввести коэффициент тактности, а при определении действительной подачи — соответствующий коэффициент увеличения цикловой подачи, предусматривающий облегчение пуска двигателя.

Несмотря на указанные недостатки справочник содержит много ценного материала, который необходим для широкого круга специалистов и студентов.

Канд. техн. наук О. Г. КЕДРИН

Ленинградский инженерно-строительный институт



БЛАСБЕРГ ГАЛЬВАНОТЕХНИКА — ФАКТОР РАЦИОНАЛЬНОГО ПРОИЗВОДСТВА

Фридрих Бласберг
Золинген ГмБХ & Ко.
КГ. Специальная фабрика
гальванотехники,
565 Золинген — Мерс-
шейд. Телефон: (0 21
22) 7 80 61. Телетайп
08 514 835. ФРГ.

Friedr. Blasberg Solingen GmbH & Co. KG
Spezialfabrik für Galvanotechnik 565 Solingen-Merscheid.
Tel. (0 21 22) 7 80 61 FS
08 514 835 Bundesrepublik Deutschlands.

Поставляет:

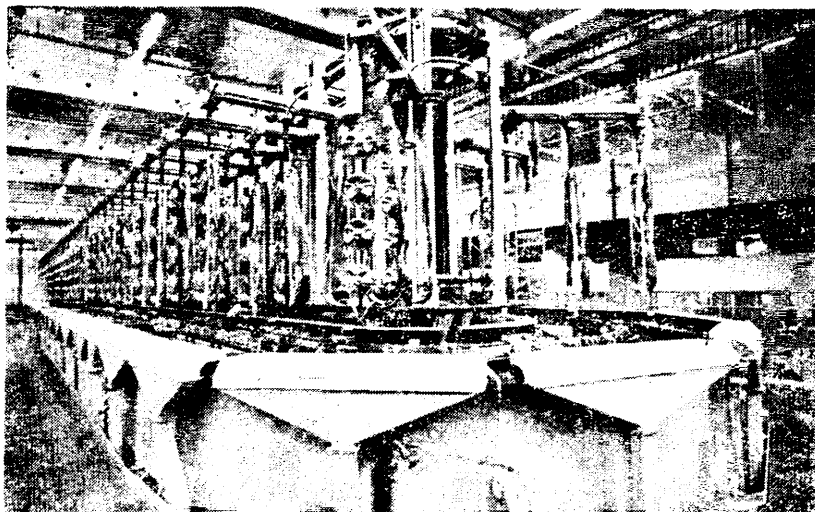
Автоматы, установки и аппараты для всех видов химических и электрических процессов гальванизации.

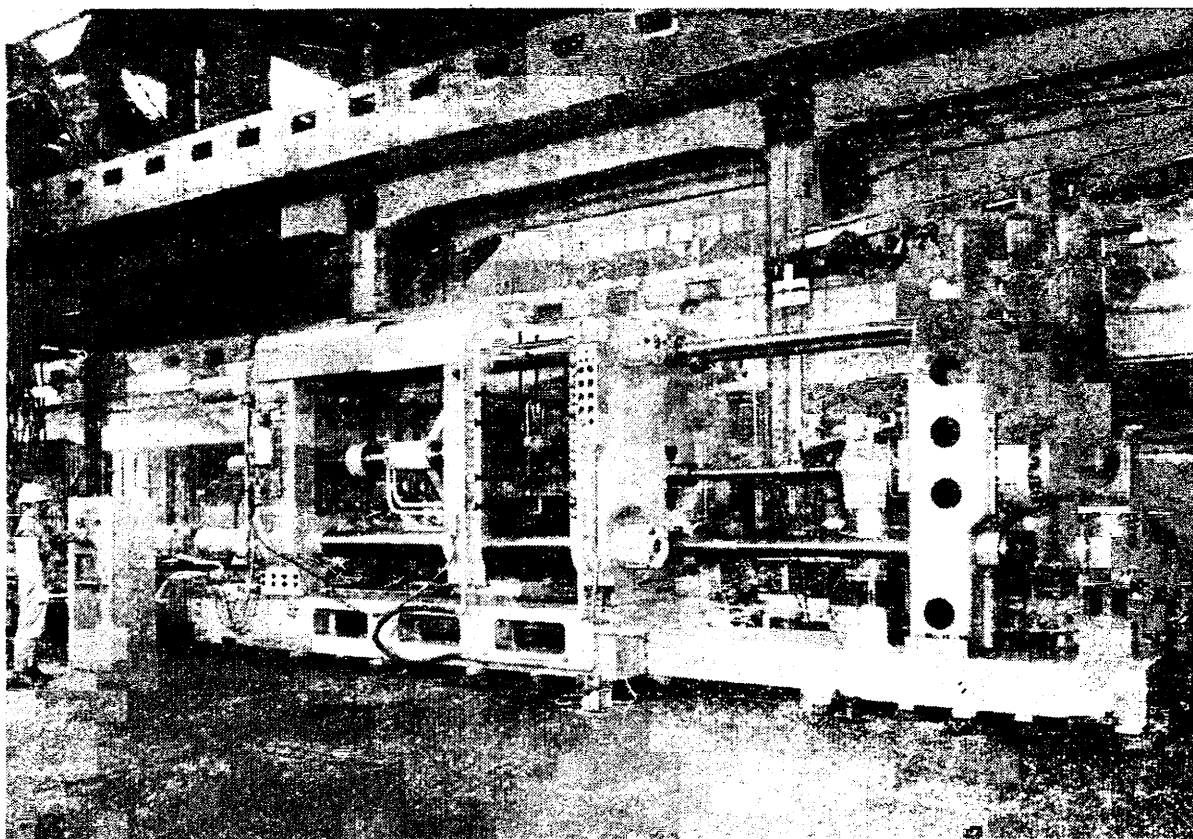
Фирма Бласберг использует высокопроизводительные методы и препараты для химической и электролитической обработки поверхностей металлов и пластмасс.

Обращайтесь к нам, Вы всегда получите бесплатную консультацию о наших современных методах обработки и о нашем оборудовании.

Обслуживание — в ФРГ и за границей.

На снимке изображена полностью автоматизированная гальваническая установка для зеркального омеднения, никелирования и хромирования.





Машина для литья под давлением модели DC 1000

ТОСИБА ПОСТАВЛЯЕТ ЛУЧШИЕ В МИРЕ МАШИНЫ ДЛЯ ЛИТЬЯ ПОД ДАВЛЕНИЕМ

Фирма ТОСИБА Машиностроительная выпускает в год минимально 150 машин для литья под давлением, которые получили признание во всем мире.

Машины ТОСИБА изготавливаются на заводе этой фирмы в Цуруми. Строжайший контроль над производством начинается со стали. Осмотр каждого блока машины и каждой составной части вплоть до малейшей гайки и болта обеспечивает лучшее качество.

Машины ТОСИБА для литья под давлением обладают быстрым циклом работы, высокой скоростью инъекции, простой гидравлической системой, приспособлениями, автоматически защищающими от опасности, гидравлической передачей через телескопические трубы, трехфазной системой инъекции, простой системой штепсельного типа для предварительной установки программы работы, точным измерителем нагрузки, приспособлением для регулирования установки пресс-формы по высоте, движущимися опорными ножками стола пресс-формы, автоматической системой смазки и другими усовершенствованиями.

Машины ТОСИБА для литья под давлением выпускаются двух типов: DC (для алюминия) и DH (для цинка) моделей 50, 80, 150, 250, 500, 650, 800, 1000, 1200, 1500, 2000.

Характеристика машины DC 1000

Запирающее усилие	1000 т
Размеры крепежной плиты	1850×2050 мм
Пространство между поперечными связями	1100×1300 мм
Диаметр поперечины	220 мм
Максимальная толщина пресс-формы	1200 мм
Минимальная толщина пресс-формы	500 мм
Ход открытия пресс-формы	800 мм
Усилие прессования	110—50 т
Сила выталкивания	40 т
Мощность мотора насоса	11—37 квт
Время минимального цикла загрузки	10 сек
Чистый вес	50000 кг

SHIBAURA

TOSHIBA MACHINE CO., LTD

(Тосиба Машиностроительная Ко., Лтд)

4-3, Ginza-Nishi, Chuo-ku, Tokyo, Japan
Cable Address: TOKYOSHIBACO TOKYO

ВЫСОКАЯ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ И ВЫСОКАЯ МОЩНОСТЬ В ТЕХНИКЕ

ФОРМОВАНИЯ ДОСТИГАЮТСЯ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ

ГИДРАВЛИЧЕСКИХ

ОДНОКОЛОННЫХ ПРЕССОВ,

РУЕ 10S—250S,

ВЫПУСКАЕМЫХ

НАРОДНЫМ ПРЕДПРИЯТИЕМ

**VEB WERKZEUGMASCHINEN-
FABRIK ZEULENRODA
UND FA. GRIMM KG**

Эта конструкция позволяет многосторонне использовать агрегат: для гибки, прессования, глубокой вытяжки, ударной протяжки, а также, в соединении с соответствующими устройствами, для обработки пластмасс или других неметаллических материалов.

Преимущества пресса РУЕ 160 S:

Давление 160 мегапанд

Поверхность стола

800×660 мм

Высота подъема устанавливается до 500 мм

Пресс РУЕ 160 S может работать с постоянным подъемом и при наличии дополнительных устройств автоматически, может соединяться с другими машинами.

Мы охотно проконсультируем Вас и дадим справки по любым вопросам! Наши инженеры всегда к Вашим услугам!

Обращайтесь в Торговое Представительство ГДР в СССР, отдел станков:

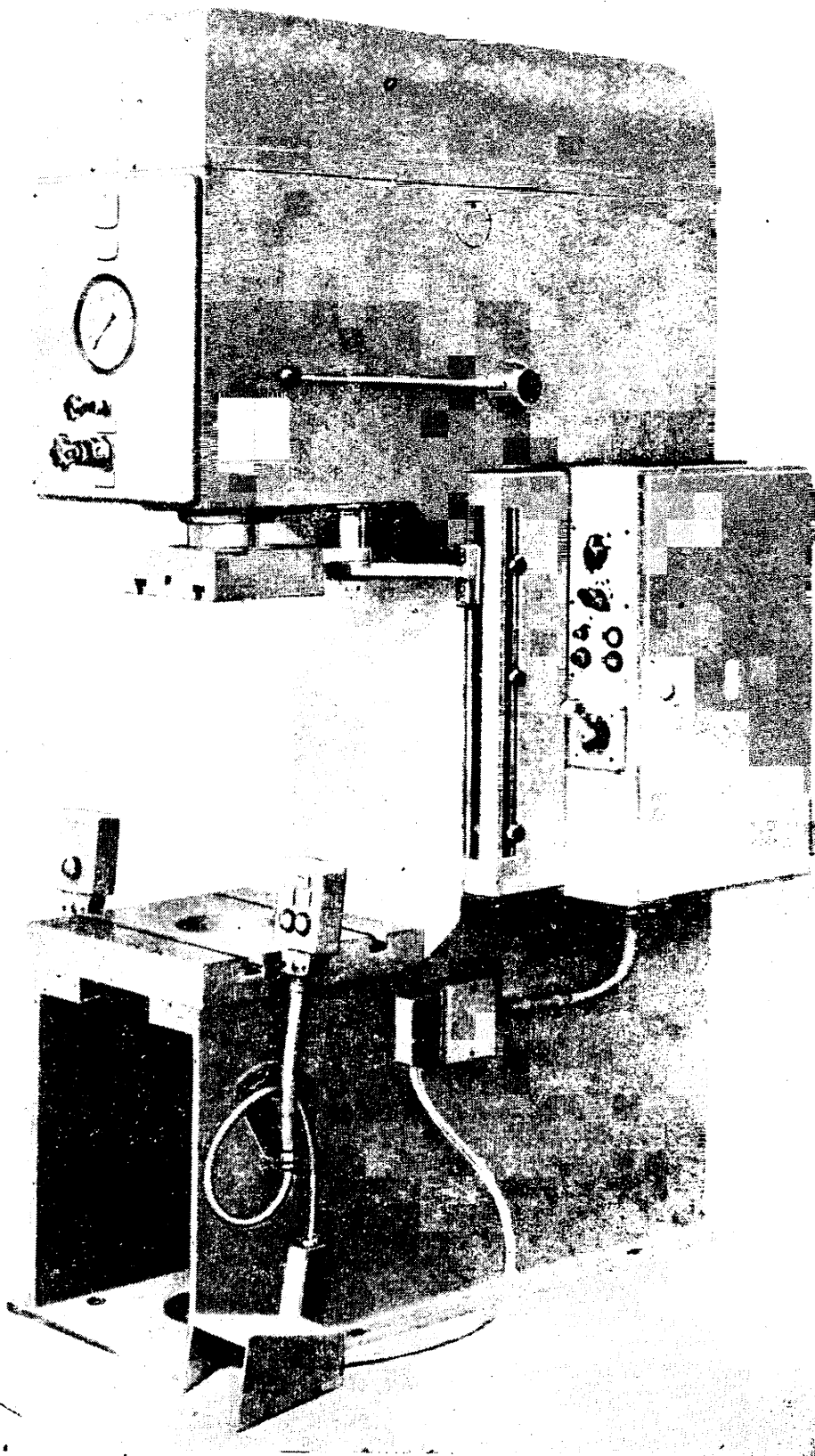
Москва, ул. Донская, 46.

Телефон: В2-10-06

WMW-Export

**Aussenhandelsunternehmen für
Werkzeugmaschinen und Werkzeuge
108 Berlin Postschliessfach 55**

Германская Демократическая Республика



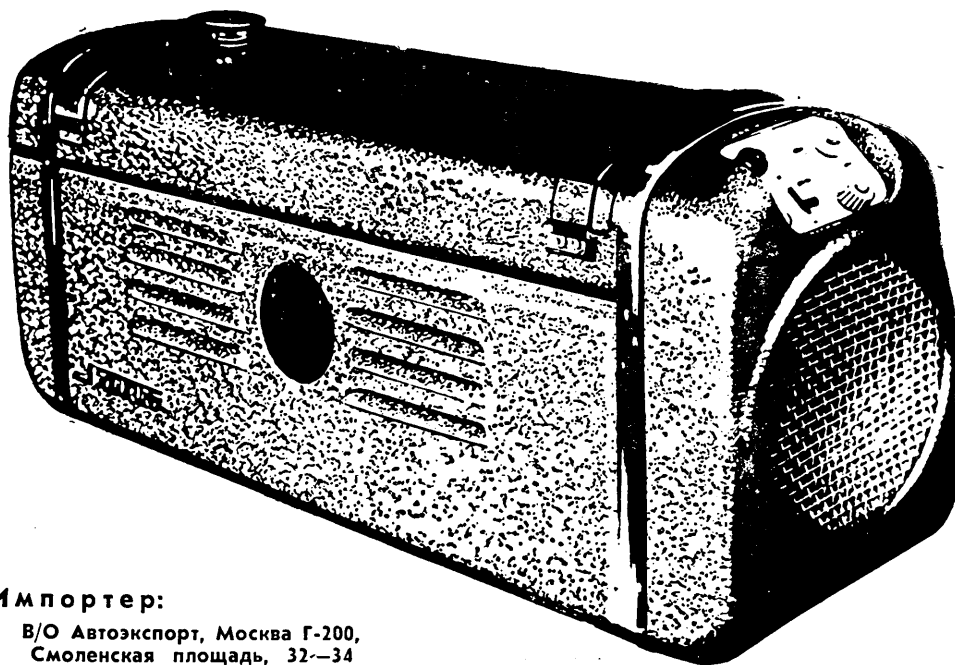
SIROKKO

И ЗИМОЙ, И ЛЕТОМ

В летнюю жару или в зимнюю стужу — всегда полезны масляные кондиционеры SIROKKO, установленные в помещения для пассажиров. Летом помещения для пассажиров автомобильного, водного и железнодорожного транспорта приятно освежаются, зимой — отапливаются. Изготавливаются разнообразные типы кондиционеров, пригодные для установки в различных по размерам помещениях для пассажиров.

Устанавливайте масляные кондиционеры SIROKKO летом и зимой, Вы заслужите благодарность пассажиров.

SIROKKO OETF 10 TN



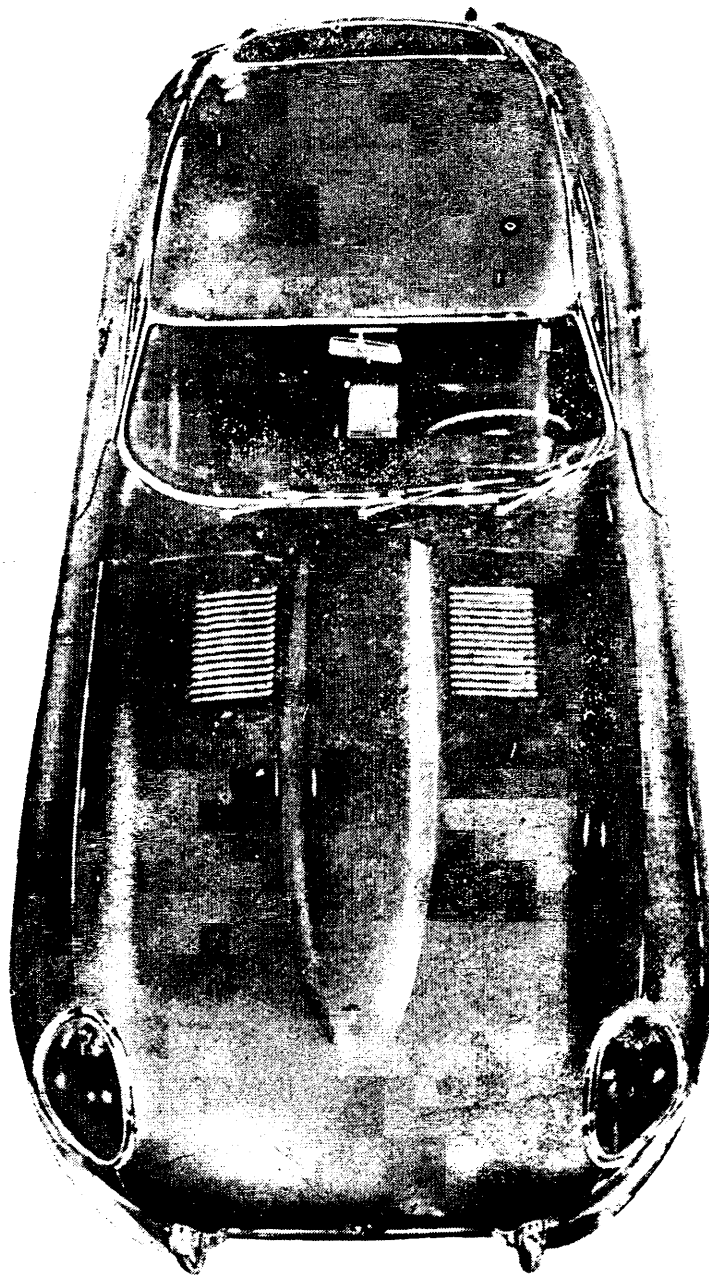
Экспортер:

**Transportmaschinen Export-Import
Deutscher Innen- und Außenhandel
108 Berlin, Taubenstr. 11—13**

**Германская Демократическая
Республика**

Импортер:

**В/О Автоэкспорт, Москва Г-200,
Смоленская площадь, 32—34**



НА ЛУЧШИХ В МИРЕ АВТОМОБИЛЯХ ПРИМЕНЯЮТ ВСЕМИРНО ИЗВЕСТНОЕ ГАЛЬВАНИЧЕСКОЕ ПОКРЫТИЕ, ОБЕСПЕЧИВАЕМОЕ ПРИ ПОМОЩИ УСТАНОВКИ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

ЭФКО-ЮДИЛЯЙТ

Установка и технологические процессы ЭФКО-ЮДИЛЯЙТ являются самыми современными в мире. Они обеспечивают лучшую отделку поверхности и прочное покрытие при более дешевой стоимости. Благодаря этому наиболее крупные владельцы гальваностегических установок применяют технологические процессы ЭФКО-ЮДИЛЯЙТ, например, фирмы Мерседес-Бенц, Ягуар и Фиат.

Мы можем выслать Вам каталог, напечатанный на Вашем языке. В нем показаны ручные, полуавтоматические и автоматические машины с описанием новейших технологических процессов ЭФКО-ЮДИЛЯЙТ и даны объяснения, каким образом фирма ЭФКО-ЮДИЛЯЙТ может помочь Вам улучшить качество и понизить стоимость гальванического покрытия.

EFCO-UDYLITE
ELECTRO-CHEMICAL COMPANY LIMITED WOKING, SURREY, АНГЛИЯ

