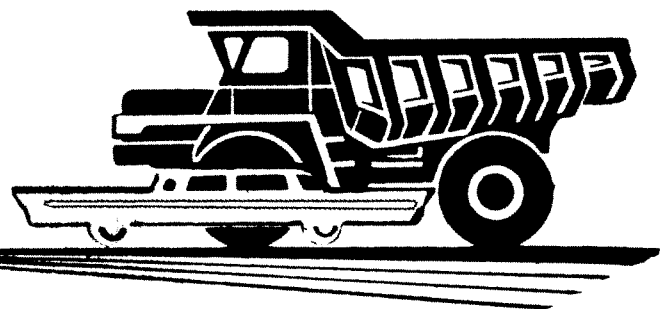


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1966

4



СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

А. В. Костров, Б. М. Кунявский, В. В. Ершов — Теплоотдача в смазочное масло в двигателях	1
Г. И. Дзешкович, Ф. М. Калашников, П. Э. Сыркин — Динамическая балансировка V-образного восьмицилиндрового двигателя в сборе	4
И. Я. Райков, Г. Н. Рывтинский — Исследование эффективности приточно-вытяжной вентиляции картера автомобильного двигателя	7
Ю. Г. Гориушкин — Прибор для измерения скорости вращения при стендовых испытаниях двигателей	10
Е. В. Михайловский, Ю. С. Виноградов — Влияние ветра на движение автомобиля	11
О. С. Облеухова, Е. Н. Девяткина, А. Б. Беренфельд — Подбор трансмиссионного масла для гипоидных передач грузовых автомобилей	13
Л. Н. Маклаков, В. И. Машатин — Пути совершенствования пневматического привода тормозов автопоездов ЗИЛ	15
А. П. Колпаков, С. С. Ермилов — Боковой увод эластичных шин управляемого полуприцепа	17
В. П. Копров — Исследование напряженного состояния рамы прицепа ЧМЗАП-5208	20
Р. А. Акопян, В. А. Поляков — Об особенностях нового регулятора положения кузова с гидравлическим замедлителем для автобусов	22
Г. А. Смирнов — Распределение тяговых усилий по осям многоосных автомобилей при повороте	25
Г. В. Надеждин — Влияние ширины обода на износ протектора шины	29
Г. Б. Безбородова, Н. Ф. Кошарный — Экспериментальное исследование сцепления шин с грунтом при буксовании	30
Е. И. Кривенко, А. И. Софронов — Микроклимат в салонах автобусов ЛиАЗ-158 и ПАЗ-652	34

ТЕХНОЛОГИЯ

Н. А. Соловьев, Н. В. Меркулова, В. Д. Аршинов, А. М. Попов — О мягком антифрикционном гальваническом покрытии вкладышей подшипников	35
В. В. Тахтаров — Влияние абразивной жидкости на притирку гипоидных шестерен заднего моста автомобиля «Москвич»	38
И. И. Прохоров, Л. И. Кардашин, Б. П. Хренов, Ю. Н. Джиготта — Некоторые вопросы эксплуатации прессформ для литья под давлением блоков цилиндров	41
В. В. Саплинский, С. Б. Генкина, В. П. Пшеннов — Производство и применение триметаллической ленты с металлокерамическим подслоем для подшипников коленчатого вала форсированных автомобильных двигателей	42

ИНФОРМАЦИЯ

К. Д. Кузнецкий, Н. И. Кузнецов — Устойчивость автомобиля ГАЗ-66	43
В. В. Абрамович, В. Т. Клименок — Независимая подвеска автобуса Зетра S6 с резиновым упругим элементом	44
Ю. П. Кукоба, В. С. Мартемьянов, В. П. Длин — Приспособление для надевания резиновых манжет на поршни колесного тормозного цилиндра автомобиля «Волга»	45

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

Т. А. Введецкий — Рецензия на книгу Н. И. Борисова «Стандартизация параметров автомобилей», Издательство стандартов, 1965	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. Клелакский, 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. Стахеев, 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 В. А. Воробьева

Сдано в производство 6/III 1966 г. Подписано в печать 18/III 1966 г.
Т-03041 Тираж 13 934 экз. Печ. л. 6 Уч.-изд. л. 9. Бум. л. 3. Формат 60 × 90¹/₈ Зак. 617.

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

4

АПРЕЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1966

Год издания XXXII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ СССР

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

ВОЛОГОДСКАЯ
ОБЛАСТНАЯ
БИБЛИОТЕКА

УДК 586.24.621.431.73

Теплоотдача в смазочное масло в двигателях

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ, Б. М. КУНЯВСКИЙ, В. В. ЕРШОВ

Московский автомеханический институт

ОСНОВНОЙ тенденцией автомобильного двигателестроения является непрерывное повышение литровой мощности, осуществляемое за счет совершенства цикла и увеличения числа оборотов. Однако это вызывает необходимость повышения долговечности двигателя. В данных условиях немаловажное значение имеет система смазки двигателя. Поэтому значительный интерес представляют исследования тепла, передаваемого в смазочное масло при различных режимах работы двигателя. Это позволяет правильно определить необходимое количество масла и условия его охлаждения, с тем чтобы обеспечить нормальную работу двигателя в эксплуатации.

Тепло, передаваемое в смазочное масло, состоит из: тепла $Q_{м.трень}$, передаваемого от деталей, нагреваемых от трения; тепла $Q_{м.гор.деть}$, передаваемого от деталей, нагреваемых от газов; тепла от прорыва газов в картер двигателя через неплотности в поршневых кольцах.

При экспериментальном исследовании можно отдельно определять составляющие $Q_{м.трень}$ и $Q_{м.гор.деть}$ для чего необходимо прокручивать двигатель с выключенным зажиганием на различных оборотах коленчатого вала. В данном случае почти все тепло, поступившее в смазочное масло, будет исходить от трения. Конечно, некоторая неточность вносится притоком тепла от деталей, нагреваемых и при прокручивании двигателя. Однако их температура имеет абсолютную величину в 2—2,5 раза ниже, чем при работе двигателя под нагрузкой. Так, например, при работе двигателя МЗМА-408 с полной нагрузкой максимальная температура поршня 230—250°C, а на режимах прокручивания — около 100°C.

Последнюю составляющую теплового баланса (от прорыва газов в картер двигателя) можно оценить приближенно следующим расчетом. По данным [1] прорыв газов в картер двигателя МЗМА-408 при работе с полной нагрузкой и разным числом оборотов составляет 1,5 м³/ч. Система вентиляции картера полностью удаляет это количество газа во впускную систему двигателя, что подтверждается наличием разрежения 20—30 мм вод. ст. в картере двигателя.

Температура газов, отводимых из картера в систему вентиляции, равна 76—80°C. Данных по величине температуры газа, поступающего в картер через зазор между поршнем и цилиндром,

в соответствующей литературе нет. Однако, основываясь на температуре этих деталей, которая для стенок направляющей части поршня составляет 120°, а для стенок цилиндра 85°, можно предположить, что температура газа, проходящего через кольцевой зазор между поршнем и цилиндром, будет равна примерно средней температуре стенок, т. е. 100°C. Таким образом, теплоперепад составляет 20—24°C. Выполнив соответствующие расчеты и предполагая, что все тепло от газа поступает в масло, установим, что количество тепла, передаваемого от газов, 50—60 ккал/ч. Это составляет 5% на 1000 об/мин и 2% на 4000 об/мин. Указанная величина при определении составляющих теплоотдачи в масло не учитывалась, так как было сделано допущение, что при стендовых испытаниях такое же количество тепла от стенок нижней части картера, где размещается масло, уходит в окружающую среду.

Таким образом, тепло, переданное в смазочное масло, следует считать состоящим из

$$Q_{м} = Q_{м.трень} + Q_{м.гор.деть}$$

Для определения количества тепла, передаваемого в смазочное масло, в лаборатории «Автомобильные и тракторные двигатели» Московского автомеханического института было проведено экспериментальное исследование двигателей МЗМА-408 и ЗИЛ-130. Для исследования были взяты два двигателя, работавшие в условиях стендовых испытаний приблизительно одинаковое число часов, соответствующее пробегу автомобиля в 8000 км. Поэтому пропуск газов через неплотности в поршневых кольцах, исходя из пробега двигателей, был сведен к минимальной величине. Кроме того, при сравнении использованы относительные величины. Принципиальная схема разработанной для испытаний автономной системы охлаждения масла приведена на рис. 11.

Масло, подаваемое шестеренчатым насосом 1 двигателя 2, поступает в его главную магистраль 3, пройдя предварительно фильтр грубой очистки. Масло, подаваемое в радиатор 4, забирается отдельно установленным масляным насосом 5, приводимым от электродвигателя 6. Охлажденное масло сбрасывается либо в масляный поддон, либо в мерный сосуд 7 для

T_2 — температура газов в конце выпуска в °К;
 p_2 — давление газов в конце выпуска в кг/см^2 ;
 β — коэффициент молекулярного изменения;
 η_p — коэффициент наполнения;
 ϵ — степень сжатия.

Изменение величины γ в зависимости от скоростного режима по двигателю МЗМА-408 следующее:

γ	n об/мин
0,059	1400
0,061	2200
0,066	3000
0,077	3800

Исходя из этих данных, цикловое наполнение цилиндров воздухом и топливом увеличили на 6—8% для учета веса остаточных газов, занимающих часть объема камеры сгорания. Теплоотдача в поршень, определенная этим методом, приведена в таблице.

Теплоотдача	1400 об/мин	2200 об/мин	3000 об/мин	3800 об/мин
$Q_{\text{тепл. порш}}$ расчетная в ккал/ч	980	1200	1532	2115
$Q_{\text{м. гор. дет}}$ в ккал/ч	196	240	305	422
$Q_{\text{м. гор. дет}}$ экспериментальная в ккал/ч	200	250	320	450

Исследованиями, проведенными на дизеле [4], было установлено, что около 20% тепла, поступившего в поршень, передается в смазочное масло. Сравнивая экспериментальные и теоретические данные по теплоотдаче в масло от поршня (см. таблицу), следует сделать вывод, что эта величина, определенная для дизеля, справедлива и для карбюраторных двигателей. Небольшое превышение экспериментальных данных над теоретическими следует отнести за счет притока тепла в масло от подшипников коленчатого и распределительного валов, а также других подвижных деталей, которые при работе двигателя под нагрузкой нагреваются в большей степени, чем на режимах прокручивания с выключенным зажиганием. Установленная закономерность распределения потока тепла от поршня значительно уточняет и расчет теплоотдачи в систему охлаждения двигателя, так как обоснованно учитывает количество тепла, передаваемое от поршней в систему охлаждения блока цилиндров.

Расчеты показывают (см. таблицу), что 80% теплоотдачи в поршень составляют 1000—2200 ккал/ч, т. е. примерно равны теплу, поступившему в систему охлаждения через стенки блока цилиндров от рабочих газов, и поэтому пренебрегать этой величиной нельзя. Тепло, переданное через днище поршня в стенки цилиндра, несколько превышает непосредственную теплоотдачу от газов, что объясняется большей площадью соприкосновения и поршня с рабочими газами в момент, когда они имеют максимальные термодинамические параметры.

От скоростного режима двигателя практически не зависит соотношение

$$\frac{Q_{\text{м. газ}}}{0,8 Q_{\text{пор. газ}}} \approx 0,9.$$

Абсолютная величина теплоотдачи в масло при работе двигателя ЗИЛ-130 по внешней характеристике естественно

выше, однако относительная величина $\frac{Q_{\text{м}}}{Q_T}$ у этого двигателя меньше, чем у двигателя МЗМА-408. Это объясняется тем, что в двигателе МЗМА-408 относительная теплоотдача в охлаждающую воду значительно меньше, чем в двигателе ЗИЛ-130 (с водой у двигателя МЗМА-408 отводится приблизительно 17%, у ЗИЛ-130 — 22% общего количества тепла). Следствием этого и является большая доля тепла, отводимого маслом в двигателе МЗМА-408. По этой же причине и отношение $\frac{Q_{\text{м}}}{N_e}$, которое обычно [5] используют при расчетах системы охлаждения масла, у двигателя МЗМА-408 составляет 50—60, а у двигателя ЗИЛ-130 — около 35.

Предлагаемое [5] значение $\frac{Q_{\text{м}}}{N_e} = 30 \div 50$ следует рассматривать как рекомендацию при ориентировочных расчетах, так как для отдельных типов двигателей, например МЗМА-408, это отношение для режима максимальной мощности значительно выше.

При расчетах более желательно использовать отношение $\frac{Q_{\text{м}}}{Q_T}$, которое остается постоянным во время работы двигателя по внешней скоростной характеристике и колеблется для исследуемых двигателей от 1,2 до 2,4%, что соответствует рекомендациям для определения количества масла, циркулирующего в картере двигателя [5].

Дальнейшие исследования проводились при разных температурах охлаждающей воды и позволили установить связь между теплом, передаваемым в смазочное масло и в охлаждающую воду.

На двигателе МЗМА-408 изменение температуры охлаждающей воды от 90 до 50°C привело к увеличению потерь тепла в систему охлаждения с 9500 до 14000 ккал/ч, т. е. к увеличению относительной потери тепла на 6%. Это изменение сопровождалось снижением потерь тепла в юзажное масло с 1500 до 1200 ккал/ч, т. е. на 0,5% от тепла топлива.

Подобная закономерность между теплоотдачей в охлаждающую воду получена и на двигателе ЗИЛ-130. Изменение температуры охлаждающей воды от 90 до 50°C увеличивало потери тепла в систему охлаждения на 14000 ккал/ч и составляло примерно 4% от тепла топлива. Снижение теплоотдачи в масло происходило только на 0,4% от тепла топлива. Если принять теплоотдачу в масло при температуре воды 90°C за 100%, то снижение температуры воды до 50°C уменьшит теплоотдачу от 3400 до 2750 ккал/ч, т. е. на 20%. В двигателе МЗМА-408 указанная величина несколько больше и равна 23% от теплоотдачи в масло при температуре воды 90°C.

Эти данные показывают, как влияет температура охлаждающей воды на теплоотдачу в смазочное масло при стандартных системах охлаждения и смазки в двигателе.

Также существенно влияет на теплопередачу в смазочное масло изменение давления в масляной магистрали двигателя. Система смазки, которой был оборудован двигатель МЗМА-408, позволила провести подобное исследование.

Повышение давления масла при 2200 об/мин от 1 до 3 кг/см^2 увеличивало теплоотдачу в масло от 2050 до 2250 ккал/ч, т. е. на 10%, считая теплоотдачу при $p_{\text{м}} = 1 \text{ кг/см}^2$ за 100%.

Результаты исследований позволяют предположить, что увеличение давления масла в магистрали ведет: к повышению количества масла, прокачиваемого в единицу времени, к более интенсивному разбрызгиванию его из зазоров подшипников на горячие детали (в частности, на поршни) и в сумме к повышению теплоотдачи в масло. Увеличение теплоотвода от поршней подтверждается снижением температуры в центре днища на 12°C при повышении давления масла от 1 до 3 кг/см^2 .

Выводы

1. В автомобильных двигателях теплоотдача в смазочное масло составляет от 1,2 до 2,5% тепла топлива при работе двигателя под нагрузкой. Снижение нагрузки от полной до режимов холостого хода ведет к увеличению этого отношения до 4—6%. Это позволяет утверждать, что основная часть тепла передается от трения деталей.

2. Тепло, поступившее от рабочих газов в днище поршня, в основном (80%) передается в систему охлаждения и только 20% поступает в смазочное масло, эта часть тепла от общей теплоотдачи в масло составляет 20—25%.

ЛИТЕРАТУРА

1. Райков И. Я., Рытвинский Г. Н. и Кругликов В. М., Системы вентиляции картеров автомобильных двигателей, ГОСИИТИ, 1964.
2. Папок К. К., Рагозин Н. А. Технический словарь по топливу и маслам. М., Гостехиздат, 1955.
3. Ленин И. М. Рабочие процессы и карбюрация в автомобильных двигателях. Машгиз, М., 1947.
4. Бриллинг Н. Р. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе дизель. ГТИ, М.—Л., 1931.
5. Конструкция и расчет автотракторных двигателей. Под ред. Степанова Ю. А., Машгиз, 1964.

Динамическая балансировка V-образного восьмицилиндрового двигателя в сборе

Г. И. ДЗЕШКОВИЧ, Ф. М. КАЛАШНИКОВ, П. Э. СЫРКИН

Горьновский автозавод

Для динамической сбалансированности V-образного восьмицилиндрового двигателя с крестообразным коленчатым валом необходимо соблюдение следующих условий:

1) равенство масс поступательно движущихся деталей в каждом из цилиндров двигателя, приведенных к верхней головке шатуна;

2) равенство масс деталей, приведенных к нижней головке шатуна, в том числе приведенной массы кривошипа коленчатого вала;

3) соблюдение равенства

$$M_{в,г} + 2 M_{н,г} = M_{нр},$$

где $M_{в,г}$ — масса деталей, приходящихся на один цилиндр и отнесенных к верхней головке шатуна;

$M_{н,г}$ — то же, отнесенных к нижней головке шатуна (в том числе масса кривошипа);

$M_{нр}$ — масса противовеса коленчатого вала, приведенная к точке, находящейся от оси коленчатого вала на расстоянии, равном радиусу кривошипа.

При подгонке деталей кривошипно-шатунного механизма по весу и балансировке вращающихся частей допускаются определенные отклонения, которые для V-образных восьмицилиндровых двигателей ГАЗ имеют значения, указанные в табл. 1.

Таблица 1

Наименование детали	Наименование контролируемого параметра	Допускаемые отклонения
Шатун в сборе:		
верхняя головка	Вес в г	$\Delta m_{в,г} = \pm 2$
нижняя головка	Вес в г	$\Delta m_{н,г} = \pm 2$
Поршень	Вес в г	$\Delta m_n = \pm 2$
Шатун с поршнем, поршневыми кольцами и поршневым пальцем в сборе	Вес в г	8
Коленчатый вал	Динамический дисбаланс в гсм	15
Коленчатый вал с маховиком и сцеплением в сборе	То же	70

Примечание. В двигателе автомобиля «Чайка» отсутствует маховик со сцеплением, но имеется гидротрансформатор, который не проходит балансировку совместно с коленчатым валом.

Поскольку условия уравновешивания выведены на основе допущения, что массы деталей кривошипно-шатунного механизма сосредоточены в двух точках — в верхней и нижней головках шатуна, то масса груза, равная $M_{нр}$, имеет приближенное значение. Это вносит дополнительную погрешность в уравновешенность двигателя в целом. Накопленная ошибка в весах и дисбаланс деталей вместе с упомянутой погрешностью в определении массы $M_{нр}$, а также производственные отклонения, приводят к тому, что суммарный дисбаланс двигателя может составлять значительную величину.

Если допустить, что в деталях, прикрепленных, например, к четвертому кривошипу, будут наблюдаться односторонние отклонения в весе в пределах допуска, то это эквивалентно избытку (или недостатку) в весе противовеса, приходящегося на этот цилиндр:

$$\Delta M_{нр} = M_{в,г} + 2 \Delta M_{н,г}.$$

Так как $\Delta M_{в,г} = \Delta m_{в,г} + \Delta m_n = 4$ г, а $2 \Delta M_{н,г} = 2 \Delta m_{н,г} = 4$ г, то $\Delta M_{нр} = 8$ г.

При радиусе кривошипа $R=4$ см в плоскости, проходящей через середину четвертого кривошипа, может возникнуть момент, эквивалентный дисбалансу 32 гсм. Если учесть допуск на дисбаланс коленчатого вала в сборе 70 гсм, то суммарный дисбаланс может составить 102 гсм. Кроме того, могут быть отклонения, связанные с небрежностью в процессе производ-

ства. В связи с этим возникает необходимость проведения балансировки двигателя в сборе.

Из зарубежной практики известно о балансировке двигателей в сборе на заводах Форда [1], Шевроле [2], Паккард [3]. При этом сообщается о балансировке как при вращении от постороннего привода, так и самостоятельно работающего двигателя. Допуск на балансировку составляет 18 гсм ($1/4$ унции на дюйм) и 36 гсм ($1/2$ унции на дюйм)¹.

Настоящая работа имела целью опробование возможности балансировки при использовании весьма простой аппаратуры, а также определение влияния помех и достижимой точности. Испытание проводилось на двигателе ГАЗ-13 «Чайка» без гидротрансформатора и коробки передач, но с диском, который служил вместо маховика. Вес двигателя в такой комплектности составлял 250 кг. Было проверено следующее:

1) по подвеске: установка двигателя на резиновые подушки, применяемые при подвеске двигателя в автомобиле; установка двигателя на специальной подвеске типа качающейся люльки;

2) по приводу: прокручивание двигателя от электродвигателя; самостоятельная работа двигателя.

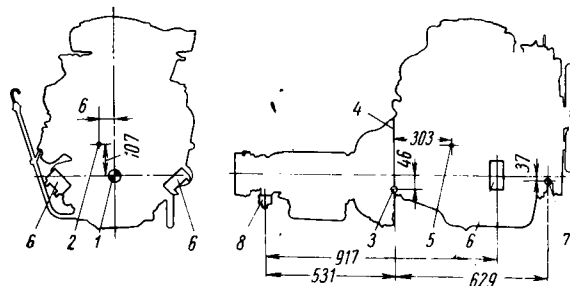


Рис. 1. Координаты центра тяжести и места измерения колебаний:

1 — ось коленчатого вала; 2, 5 — центр тяжести; 3 — место измерения колебаний сзади; 4 — задний торец блока; 6 — передние опоры; 7 — место измерения колебаний спереди; 8 — задняя опора.

Координаты центра тяжести испытуемого двигателя и места измерения колебаний показаны на рис. 1. Характеристика подушек подвески приведена в табл. 2.

Таблица 2

Направление приложения нагрузки	Жесткость подушек в кг/см	
	передней	задней
Сжатие	1085	500
Растяжение	460	290
Продольный сдвиг	210	66
Поперечный сдвиг	375	74

На рис. 2 показана схема стенда для балансировки двигателя в сборе. От электродвигателя (динамометра) 1 через карданный вал 2, специальную ступицу 3 осуществлялся привод балансируемого двигателя 4. Перед испытаниями была проведена динамическая балансировка с максимально возможной точностью карданного вала и диска гидротрансформатора. По периферии диска было просверлено 30 отверстий через 12 град, в которых размещались грузы балансировки двигателя (задняя плоскость коррекции). Спереди груз прикреплялся на одну из шпилек поворотного кольца ступицы

¹ По другим источникам рекомендуется допуск 216 гсм (3 унции на дюйм) [4], а также 100 гсм [5].

шкива коленчатого вала. Плоскость размещения груза на переднем конце двигателя (передняя плоскость коррекции) располагалась впереди точки 7 (рис. 1) на 45 мм, а задняя плоскость коррекции — сзади точки 3 (рис. 1) на 50 мм.

генератора поддерживался постоянным, то показания ваттметра пропорциональны току датчика и, следовательно, амплитуде механических колебаний двигателя в измеряемой точке [6]. Для получения одви́га по фазе статор генератора выполнен поворотным. Показания ваттметра равны нулю при сдвиге фаз токов датчика и генератора на 90°. Ориентируя определенным образом статор относительно коленчатого вала, можно определить фазу тока датчика.

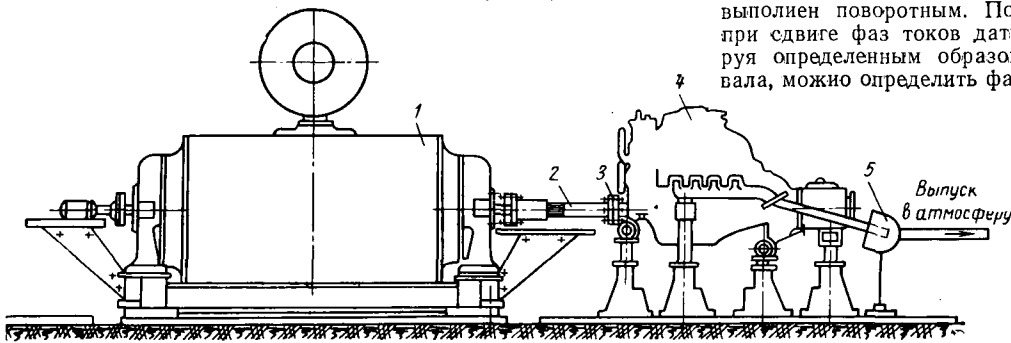


Рис. 2. Схема установки для балансировки двигателя в сборе

Выпуск отработавших газов осуществлялся в заборник 5 (рис. 2), из которого производился отсос. Заборник не был жестко связан с выпускными трубами балансируемого двигателя.

Специальная подвеска (люлька) представляла собой трубчатую сварную раму, подвешенную на четырех стальных лентах к стойкам. В этом случае двигатель прикреплялся к кронштейнам рамы жестко. Схема подключения измерительной аппаратуры показана на рис. 3. Для регистрации механических колебаний использовались индукционные датчики 1.

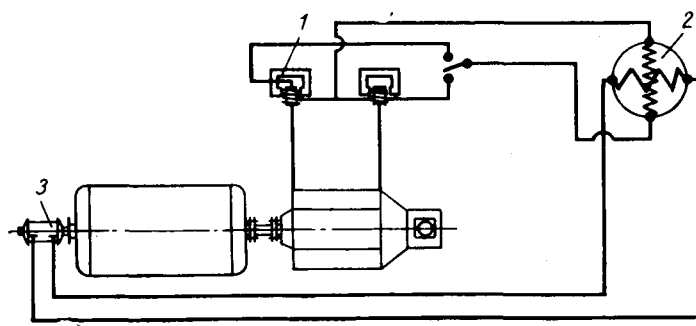


рис. 3. Схема подключения измерительной аппаратуры

Катушка датчика соединялась с двигателем (или люлькой) стальным стержнем, а к неподвижной магнитной системе прикреплялась с помощью легких плоских пружин, обеспечивающих центрирование катушки относительно магнитов. Измерение амплитуды и фазы колебаний, преобразованных в электрический импульс, производилось с помощью ваттметра 2 и фазового генератора 3, краткая характеристика которых приведена в табл. 3.

Таблица 3

Параметры	Ваттметр	Фазовый генератор с постоянным магнитом
Ток обмотки напряжения в ма	30	—
Сопротивление обмотки в ом	80	—
Ток обмотки фазового генератора в ма	150	150
Сопротивление в ом	108	150
Напряжение в в	—	12 (при 1000 об/мин)

Если током от генератора питать одну из обмоток ваттметра, а вторую обмотку его питать током датчика, то показания ваттметра пропорциональны произведению токов генератора и датчика на косинус угла между ними. Так как ток

Вместо ваттметрового индикатора подключался также магнитоэлектрический восьми-вибраторный осциллограф МПО-2. Запись производилась на кинолентку.

Первоначально была проведена балансировка двигателя, установленного на резиновых подушках и вращаемого посторонним приводом, а затем — работающего самостоятельно. Двигатель прокручивался электродвигателем (динамометром)

при 1000 об/мин с вывернутыми свечами и открытой дроссельной заслонкой. Путем нескольких попыток изменения веса и положения груза, закрепленного с помощью одной из шпильки поворотного кольца ступицы на переднем конце двигателя, а сзади — в отверстиях диска гидротрансформатора, добивались получения минимально возможных отклонений ваттметра.

Далее проводилась тарировка ваттметра. Для этого в передней плоскости коррекции на ступице закреплялся контрольный груз на расстоянии 6 см от оси ступицы. Показания ваттметра делились на величину искусственно созданного дисбаланса и таким образом определялась цена деления в гсм.

Первоначальный дисбаланс в передней плоскости коррекции составлял 140 гсм, а в задней 300 гсм. Амплитуда колебаний до балансировки, измеренная индикатором в точке прикрепления стержня датчика спереди, была равна 0,08 мм. Осциллограмма колебаний переднего конца до балансировки показана на рис. 4, а. На осциллограмме ясно виден пик колебаний,

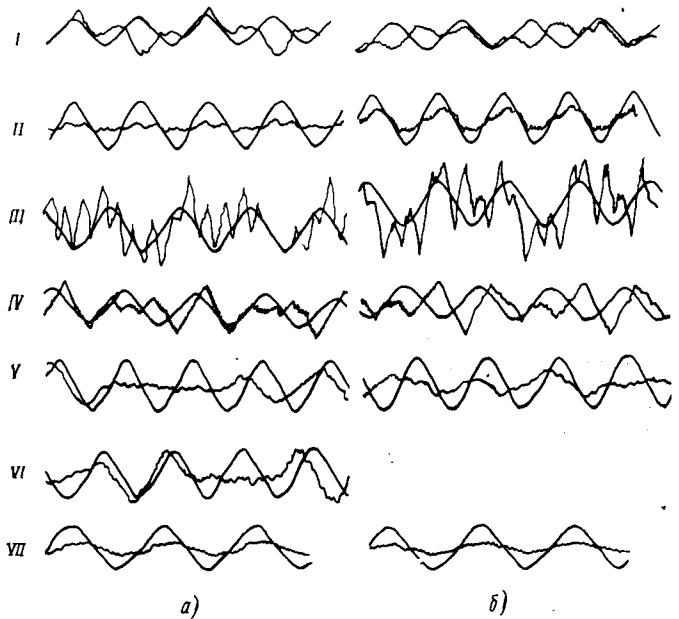


Рис. 4. Колебания переднего (а) и заднего (б) концов двигателя:

I — до балансировки; II — после балансировки; III — при прокручивании его с вывернутыми свечами; IV — при прокручивании его с вывернутыми свечами и закрытой дроссельной заслонкой; V — самостоятельно работающий двигатель после балансировки; VI — самостоятельно работающий двигатель при отклоненном первом цилиндре; VII — прокручиваемый двигатель, установленный на подвешенной раме

приходящийся один раз на два оборота двигателя. С такой частотой могут создаваться колебания вращающимся распределительным валом. Последний был подвергнут динамической

балансировке отдельно на обычном балансировочном станке типа ДБ-200.

Кроме того, был измерен дисбаланс пяти распределительных валов в сборе с шестерней, эксцентриком привода бензонасоса и балансиром, предназначенным для балансировки эксцентрика. Установлено, что дисбаланс переднего конца распределительных валов находится в пределах 40—100 гсм, а заднего 13—16 гсм. Анализ причин столь значительного дисбаланса показал, что спереди он вызывался неправильным выбором веса балансира, вносящим дополнительную несбалансированность порядка 50 гсм, а сзади — особенностью расположения кулачков. Были внесены необходимые коррективы в чертеж балансира и введено балансировочное сверление с заднего торца распределительного вала. После балансировки распределительного вала (до 5 гсм с переднего и 4 гсм с заднего конца) и повторной балансировки двигателя путем смещения и перестановки грузов колебания последнего записаны на осциллограмме (рис. 4, II). При этом амплитуда колебаний переднего конца составила 0,02 мм по индикатору.

Для измерения остаточного дисбаланса была произведена балансировка методом обхода грузом. Было найдено положение груза весом 14 г на радиусе 6 см в месте, противоположном остаточному дисбалансу. Показания прибора были при этом 76 гсм. Дисбаланс от груза весом 14 г равен $14 \cdot 6 = 84$ гсм и, следовательно, остаточный дисбаланс равен $84 - 76 = 8$ гсм. Аналогичным образом было осуществлено уравнивание и определение остаточного дисбаланса заднего конца двигателя. При этом остаточный дисбаланс составил 6 гсм.

Была снята осциллограмма колебаний переднего и заднего концов двигателя при прокручивании динамометром с ввернутыми свечами (рис. 4, III), на которой ясно видны пики, повторяющиеся через каждые два оборота двигателя. При этом на два оборота приходится восемь пиков — по числу тактов сжатия. Появление пиков объясняется тем, что во время такта сжатия при прокручивании двигателя от динамометра резко возрастает крутящий момент, необходимый для вращения коленчатого вала. Это вызывает соответствующее возрастание реактивного момента, воздействующего на опоры двигателя и проявляющегося в виде пика колебаний. Неравенство компрессии и сил трения в каждом из цилиндров приводит к тому, что высота этих пиков различна. Аналогичное явление происходит и на работающем двигателе: однообразность периодически изменяющейся кривой суммарного крутящего момента и соответственно реактивного момента, воздействующего на опоры, внезапно нарушается из-за перебоев в одном из цилиндров.

Измерение компрессии в цилиндрах показало разброс давлений от 7,8 до 9,04 кг/см².

Закрытие дроссельной заслонки при ввернутых свечах снижает амплитуду колебаний и сглаживает пики (рис. 4, IV), что объясняется снижением давления при такте сжатия из-за уменьшения наполнения цилиндров.

Самостоятельно работающий двигатель балансировался при 1000 об/мин. С помощью обхода грузом удалось добиться оббалансированности в передней и задней плоскостях коррекции в пределах 20 гсм (рис. 4, V). Значительный интерес представляет влияние перебоев в работе отдельных цилиндров на показания приборов. Для этого свечи отдельных цилиндров отключались, и измерялись колебания, которые можно считать эквивалентными определенному дисбалансу. Величина дисбаланса оценивалась по показаниям тарированного ваттметра (табл. 4).

Таблица 4

Номер отключаемого цилиндра	Угол по шкале кольца в град	Дисбаланс переднего конца в гсм	Дисбаланс заднего конца в гсм
1	0	80	70
2	270	100	70
3	90	80	60
4	180	90	90

Влияние отключения цилиндров видно на рис. 4, VI. Основной помехой при балансировке работающего двигателя являются перебои в работе отдельных цилиндров. Выключенные цилиндры могут вызывать вибрации, эквивалентные дис-

балансу до 100 гсм. По величине и фазе вибраций отбалансированного двигателя можно судить о перебоях в работе отдельных цилиндров.

При балансировке двигателя, установленного на специальной подвеске типа качающейся люльки, с посторонним приводом была повторена прежняя методика.

Двигатель был сбалансирован в обеих плоскостях коррекции с максимально возможной точностью. Затем была произведена тарировка приборов при этом способе подвески двигателя путем установки пробного груза весом 6,5 г, создающего дисбаланс переднего конца 39 гсм. При этом отклонение стрелки ваттметра равнялось двум делениям (19,5 гсм на одно деление), что соответствовало цене деления при установке на резиновые подушки. Аналогично была определена цена деления при балансировке заднего конца, которая составила 28 гсм.

На рис. 4, VII показана запись этих колебаний. Для определения влияния давлений сжатия в цилиндрах на вибрации двигателя была произведена балансировка при снятых головках. Было обнаружено явление плавающего дисбаланса. Отключение крыльчатки водяного насоса путем снятия приводных ремней исключило это явление. Двигатель был отбалансирован, а затем головки вновь поставлены на место. После установки головок в передней плоскости коррекции возникли вибрации, эквивалентные дисбалансу 35 гсм, а в задней плоскости коррекции — 28,5 гсм. Появление этих колебаний следует объяснить реакцией на опорах, возникающей от давлений при такте сжатия в цилиндрах, даже при ввернутых свечах.

Выводы

1. Примененная аппаратура позволяет производить балансировку двигателя, вращаемого как от постороннего привода, так и работающего самостоятельно.
2. Наиболее точные результаты (при методике и аппаратуре, описанной в работе) получены при балансировке двигателя без головок блока цилиндров. При этом удается обнаружить плавающий дисбаланс вращающихся деталей водяного насоса, влияние которого при других способах балансировки ощущается в меньшей степени.
3. При балансировке с вращением от постороннего привода с установленными головками наиболее точные результаты получаются при вывернутых свечах. При этом точность балансировки по сравнению с методом, указанным в п. 2, снижается на 30—35 гсм. Прикрытие дроссельной заслонки снижает уровень помех, вносимых реакцией на опорах, вызванных усилиями сжатия в цилиндрах.
4. При балансировке самостоятельно работающего двигателя перебои в работе отдельных цилиндров могут внести дополнительную погрешность до 100 гсм. Для повышения точности необходимо обеспечить равномерность в работе цилиндров. Наоборот, по колебаниям заранее отбалансированного двигателя можно судить о перебоях в работе и по фазе зарегистрированных колебаний выявить номер плохо работающего цилиндра.
5. Резиновые подушки двигателя ГАЗ-13 позволяют производить балансировку без применения специальной подвески.
6. Для устранения плавающего дисбаланса вращающихся деталей водяного насоса можно рекомендовать производить их предварительную балансировку.
7. Распределительный вал в сборе с шестерней может вносить дополнительный дисбаланс как с переднего, так и заднего конца двигателя. Должны быть приняты меры, устраняющие этот дисбаланс.

ЛИТЕРАТУРА

1. „Automobile Engineer“, v. 48, № 1, 1958, стр. 38А.
2. „SAE Transactions“, v. 63, 1955, стр. 400—420.
3. „SAE Transactions“, v. 64, 1956, стр. 205—220.
4. „SAE Journal“, № 11, 1959, стр. 70—72.
5. Ханин Н. С., Покорный Б. М. Особенности динамики кривошипно-шатунного механизма автомобильных двигателей с двухрядным расположением цилиндров. Труды НАМИ, вып. 62, 1964.
6. Васильев В. С., Кутко П. С. Станки и приборы для динамической балансировки. Машгиз, 1959.

Исследование эффективности приточно-вытяжной вентиляции картера автомобильного двигателя

Канд. техн. наук И. Я. РАЙКОВ, Г. Н. РЫТВИНСКИЙ
Московский автомеханический институт

КАРТЕРНЫЕ газы, прорывающиеся из цилиндров в картер двигателя, состоят примерно из $\frac{1}{4}$ бензовоздушной смеси и $\frac{3}{4}$ продуктов полного и частичного сгорания топлива. Эти компоненты содержат весьма агрессивные соединения и элементы (угарный газ, кислород, пары воды, сернистые соединения, углеводороды и различные продукты их окисления), которые не только отравляют атмосферу, но заметно ускоряют также процессы окисления смазочного масла, накопление смол, твердых частиц и других отложений в масле и картерном пространстве двигателя [1]. В результате масло утрачивает нужные качества, преждевременно стареет, срок службы его уменьшается. Ослабление вредного воздействия картерных газов может быть осуществлено либо путем уменьшения прорыва газов из цилиндров, либо за счет снижения их концентрации в картерном пространстве двигателя. К сожалению, уменьшение прорыва газов в картер связано с решением ряда сложных технических проблем по уплотнению цилиндров, поэтому уменьшить агрессивное воздействие картерных газов на смазочное масло можно практически только уменьшением концентрации газов в картерном пространстве двигателя посредством разбавления их свежим воздухом. Однако излишне большое количество воздуха, просасываемое через картерное пространство, может вызвать заметное окисление масла кислородом воздуха, повысить его расход вследствие уноса и увеличить вероятность загрязнения пылью, поступающей вместе с атмосферным воздухом.

Судя по разноречивости рекомендаций, имеющихся в литературе по рассматриваемому вопросу [2], эффективность воздуха, поступающего в картер, предопределяется, видимо, не только соотношением объемов между свежим воздухом и картерными газами, а зависит также от направления движения газовых потоков в картерной полости и конструктивных особенностей как двигателя, так и системы его вентиляции. С целью уточнения оптимальных параметров для приточно-вытяжной системы вентиляции современного малолитражного двигателя в Научно-исследовательской автомобильной лаборатории при Московском автомеханическом институте были проведены соответствующие испытания двигателя МЗМА-408.

Исследования проводились на среднеизношенном двигателе (с пробегом около 40 000 км), который последовательно работал с вытяжной системой вентиляции (без подачи воздуха в картер), приточно-вытяжной системой с подачей воздуха в зону масляной ванны (схема подачи № 1) и приточно-вытяжной системой (по схеме № 2) с подачей свежего воздуха под крышку клапанного механизма (рис. 1). Обе эти схемы состояли из элементов 1—5, обеспечивавших подачу воздуха в картерное пространство (в дальнейшем изложении они объединены под общим названием «ветвь подачи воздуха»), и элементов 6—7 удаления картерных газов с некоторыми дополнительными устройствами, составлявшими «ветвь отсоса газов».

Изучение возможности и целесообразности применения приточно-вытяжной системы вентиляции картерного пространства двигателя проводилось методом сопоставимых сравнительных испытаний. Приточно-вытяжные системы, выполненные по схемам, которые приведены на рис. 1, сравнивались между собой и с обычной вытяжной системой вентиляции двигателя МЗМА-408. Нагрузочный и скоростной режимы испытаний были выбраны близкими к эксплуатационным условиям, обеспечивавшими вместе с тем достаточно интенсивный прорыв газов в картер двигателя. Число оборотов вала двигателя в минуту равнялось 2500, что соответствует движению автомобиля на прямой передаче со скоростью примерно 60 км/ч, а нагрузка поддерживалась на уровне 85% от полной нагрузки и соответствовала давлению в впускном трубопроводе, равному 700 мм рт. ст. Так как колебание температуры воздуха в закрытом помещении незначительно, принятое постоянное давление во впускном трубопроводе обеспечивало практически одинаковое весовое наполнение двигателя вне зависимости от колебаний атмосферного давления, т. е. обеспечи-

вало и полную повторяемость нагрузочного режима в проводившихся сравнительных испытаниях. Все другие параметры, характеризующие работу двигателя (тепловое состояние, состав смеси, угол опережения зажигания, давление в картерном пространстве и т. д.), также поддерживались одинаковыми.

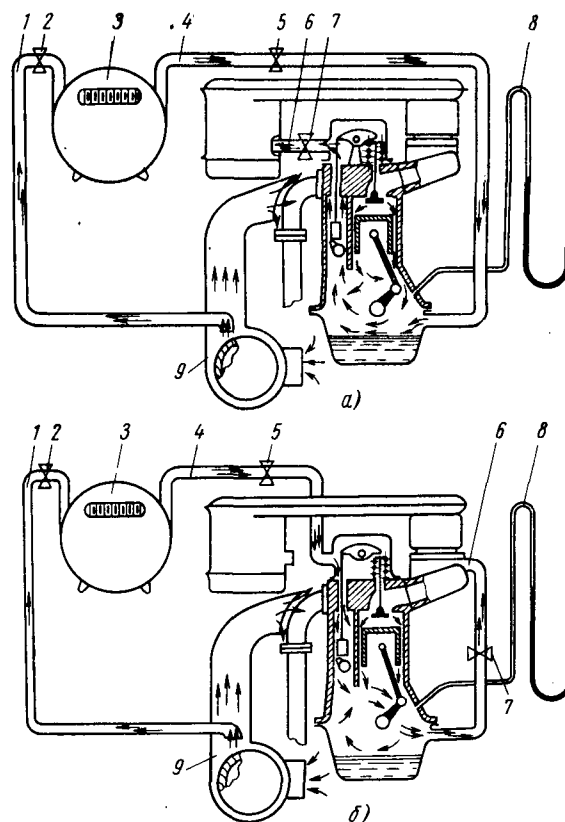


Рис. 1. Схемы приточно-вытяжной вентиляции картерного пространства, опробованные на малолитражном двигателе: а — схема подачи № 1; б — схема подачи № 2; 1 и 4 — каналы подачи свежего воздуха; 2, 5 и 7 — зажимы, регулирующие проходные сечения каналов; 3 — газовый счетчик ГКФ-6; 6 — канал отсоса газов из картерной полости; 8 — пьезометр; 9 — вентилятор обдува выпускного трубопровода и подачи свежего воздуха в картер

Чтобы устранить влияние масляных фильтров на темпы накопления в масле продуктов окисления и износа, с испытываемого двигателя были сняты фильтры тонкой и грубой очистки, что позволило сократить длительность каждого испытания примерно до 8 ч работы двигателя на заданном режиме. Однако в расчетах продолжительность каждого испытания учитывалась не по времени, а по суммарному счетчику числа оборотов коленчатого вала двигателя и выражалась в км пробега автомобиля на прямой передаче, что повышало точность построения графиков и несколько упрощало обработку полученных результатов.

Испытания проводились на бензине А-72 и масле СУ. Необходимое количество масла хранилось в одной емкости, поэтому влияние возможных отклонений параметров, характеризующих качество масла, было исключено.

Измерения показали, что на принятом режиме работы двигателя в картерное пространство прорывалось 23 л газов

в минуту. Поэтому в соответствии с принятой программой в картер подавалось 12; 23 и 46 л воздуха в минуту, т. е. соотношение объемов свежего воздуха и картерных газов Δ составляло соответственно 0,5; 1 и 2.

Во время испытаний при $\Delta=0,5$ с нижней и с верхней подачей (схема № 1 и № 2) воздух засасывался из атмосферы без наддува. Через ветвь отсоса проходило 36 л/мин газов, а средняя скорость их в каналах составляла 2,3 м/сек. При $\Delta=1$ суммарное количество отсасывавшихся газов составляло 47—48 л/мин, а средняя скорость их в каналах повысилась до 3,2 м/сек. Для предотвращения излишних потерь масла в ветвь отсоса газов были включены дополнительные устройства. По первой схеме отсоса достаточно было на выходе из-под крышки клапанного механизма установить набивку из капронового волокна, а по второй схеме в ветвь отсоса пришлось включить маслоулавливающий цилиндр из органического стекла, откуда масло легко сливалось в картер без нарушения режима работы двигателя. В случаях работы с $\Delta=1$ сопротивление ветви отсоса газов возрастало и для нормального функционирования системы вентиляции продувка картера осуществлялась с использованием динамического напора воздуха, поступающего от вентилятора 9 к выпускному трубопроводу двигателя.

Испытания при $\Delta=2$ были сопряжены с еще большими трудностями. Суммарное количество отсасывавшихся газов составляло около 70 л/мин, а скорость потока в каналах ветви отсоса достигала 4,8 м/сек. В этих условиях заданное соотношение $\Delta=2$ обеспечивалось только путем принудительной подачи воздуха в картерную полость при минимальном сопротивлении ветви отсоса газов. Отсос осуществлялся эжектированием газов во входную горловину воздухоочистителя, и так как производительность эжектора при коэффициенте эжекции 0,068 оценивалась величиной 90 л/мин, то во всех случаях в картерной полости двигателя удавалось поддерживать заданное разрежение, составлявшее 2—3 мм вод. ст. Но даже при столь малом разрежении испытания с $\Delta=2$ по схеме № 2 были сняты из-за чрезмерно больших потерь масла.

По окончании каждого испытания картерное масло сливалось в чистую предварительно взвешенную емкость, из которой после тщательного перемешивания пробы масла отбирались в стеклянные сосуды. Угар и унос определялись по разности весов залитого в двигатель и слитого из него масла с точностью 5—10 г. Одновременно с пробами масла для контрольного анализа в лабораторию передавались и соответствующие пробы бензина.

В настоящее время нет какого-либо одного показателя для оценки стабильности масла или степени его старения, поэтому образцы масла подвергаются комплексному исследованию по целому ряду показателей, характеризующему изменение физико-химических свойств масла в процессе работы. В рассматриваемом случае определялись: вязкость масла, содержание в нем топливных фракций, воды, водорастворимых кислот, примесей и др. Одновременно образцы масла испытывались на относительное потемнение (методом колориметрирования). Все испытания масла проводились по стандартной методике, но для определения суммарного количества твердых примесей использовался легкий бензин, а не бензол, который растворяет асфальтены и несколько уменьшает действительное количество органических примесей, накапливающихся в масле.

Испытания отработанного масла на относительное потемнение не предусмотрены ГОСТом, хотя сравнение образцов масла по цвету является, как показали опыты, достаточно надежным и удобным экспресс-методом для выявления общей картины его старения. Суть метода заключалась в подборе высоты слоев (столбиков) масла сравниваемых образцов, которые дают одинаковую окраску обоих половин поля, наблюдаемого в окуляре колориметра. Один из образцов принимался за эталонный. Если высоту его слоя обозначить через l_1 , а высоту слоя испытуемого образца l_2 , то относительное потемнение, выраженное в процентах,

$$A = \frac{l_2}{l_1} \cdot 100. \text{ В данном случае эталонным образцом являлось}$$

масло, отобранное из двигателя после работы его с вытяжной системой вентиляции.

Анализ полученных результатов подтвердил, что сохранение стабильности картерного масла находится в явной зависимости от способа вентиляции картера, причем интенсивность изменения его физико-химических свойств предопределяется

как направлением движения газовых потоков в картерном пространстве, так и количеством просасываемого свежего воздуха. Степень влияния этих факторов на стабильность масла можно проследить по приведенным графикам (рис. 2).

Накопление бензина в картерном масле хорошо иллюстрируется, например, графиками, представленными на рис. 2, а. Этот параметр оказался довольно характерным с точки зрения оценки эффективности различных систем вентиляции

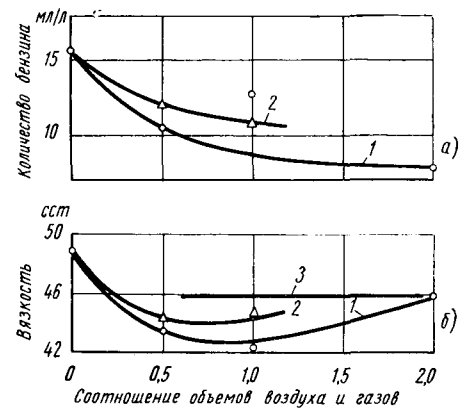


Рис. 2. Накопление бензина в картерном масле и изменение вязкости масла в зависимости от соотношения объемов свежего воздуха и картерных газов:

а — накопление бензина в мл/л; б — изменение вязкости в сст при $t = 50^\circ$; 1 — вентиляция картера по схеме № 1; 2 — соответственно по схеме № 2; 3 — вязкость свежего масла СУ при 50°

картерного пространства. Так, выявилось, что продувка картера по схеме № 1 (рис. 1) с подачей свежего воздуха в зону масляной ванны эффективнее продувки по схеме № 2 с подачей воздуха под крышку клапанного механизма. Очевидно, свежий воздух, поступающий непосредственно в зону масляной ванны, лучше проветривает картерное пространство и способен выносить большее количество паров бензина, нежели воздух, подаваемый под крышку клапанного механизма. И действительно, если при обычной вытяжной системе вентиляции за 1000 км пробега в 1 л картерного масла накапливалось 15 мл бензина, то в случае подачи в картер свежего воздуха в объеме всего 0,5 от объема картерных газов содержание бензина снижалось до 10 и 12 мл/л соответственно для схем № 1 и № 2.

Дальнейшее увеличение количества свежего воздуха, просасывавшегося через картерную полость, также благоприятно влияло на вынос паров бензина, но с меньшей эффективностью. При подаче, например, двух объемов воздуха содержание бензина в масле в лучшем случае составляло 8 мл/л. Следовательно, с точки зрения выноса паров бензина из картерной полости подачу свежего воздуха целесообразно осуществлять в зону масляной ванны в объеме, не превышающем объема картерных газов.

На рис. 2, б приведены графики, характеризующие изменение кинематической вязкости масла в зависимости от применявшегося метода вентиляции картерного пространства. На первый взгляд следовало ожидать уменьшения вязкости отработанного масла вследствие разжижения его бензиновыми фракциями. В действительности такой взаимосвязи обнаружено не было.

Если кинематическая вязкость исходного свежего масла при температуре 50° составляла 46 сст, то после работы двигателя с обычной вытяжной системой вентиляции и накопления в масле бензина в количестве 15 мл/л вязкость масла не уменьшилась, а повысилась до 49 сст. В тех же условиях работы, но с подачей в картер воздуха в объеме 0,5 и 1,0 от объема картерных газов вязкость масла уменьшилась до 42—43 сст, хотя содержание в нем бензина и снизилось до 10 мл/л. А подача в картер двух объемов свежего воздуха вновь вызвала повышение вязкости масла до 46 сст при содержании в нем бензиновых фракций в количестве всего 8 мл/л. Однако полученные результаты не противоречат известным теоретическим положениям. Ведь вязкость масла является функцией многих переменных, в частности, зависит от процессов полимеризации его молекул, накопления в нем всевозможных примесей и топлива [3].

Разжижение масла бензином, безусловно, уменьшает его вязкость, но в данном случае оно было невелико, поэтому вязкость предопределялась окислительными процессами, характеризующими старение масла, тем более, что тяжелые фракции бензина сами, как известно, являются катализаторами, ускоряющими окислительные процессы в масле [3]. Этим объясняется, например, и разница, обнаруженная в вязкости масла при работе двигателя в одинаковых условиях, но с вентиляцией картерного пространства по схемам № 1 и № 2 (рис. 1). В случае использования схемы № 1 в масле накапливалось меньше бензина, чем при втором варианте подачи воздуха (рис. 2, а), и вязкость масла оказалась более низкой тоже при первом варианте продувки (рис. 2, б).

Таким образом, приведенные на рис. 2, б характеристики изменения вязкости масла в зависимости от направления и интенсивности притока в картерное пространство свежего воздуха свидетельствуют о несомненном влиянии принятого метода вентиляции картера на стабильность физико-химических свойств масла, а также полностью подтверждают высказанные ранее соображения, что излишне большой приток свежего воздуха в картерное пространство стимулирует окислительные процессы в масле.

Действенность опробованных систем вентиляции картера особенно четко прослеживается по накоплению в смазочном масле таких характерных продуктов окисления, каковыми являются водорастворимые кислоты и твердые органические примеси. Выявилось, что наибольшее количество водорастворимых кислот образуется в смазочном масле при работе двигателя с принудительным отсосом картерных газов через клапанную крышку по методу вытяжной системы вентиляции. Для нейтрализации образовавшихся при этом кислот потребовалось более 160 мг едкого кали на каждый литр отработанного масла в пересчете на 1000 км пробега (рис. 3). Переход на приточно-вытяжную систему вентиляции с подачей в картер свежего воздуха в объеме всего 0,5 от объема картерных газов позволил снизить расход КОН на нейтрализацию водорастворимых кислот вследствие уменьшения их количества в масле в 1,6 раза при подаче воздуха по схеме № 1 и в 1,26 раза по схеме № 2. Однако при дальнейшем увеличении притока свежего воздуха в картер более эффективной оказалась вентиляция по второй схеме с подачей воздуха под клапанную крышку. Подача воздуха в объеме, равном объему картерных газов, снизила в этом случае содержание водорастворимых кислот в масле почти в 2 раза.

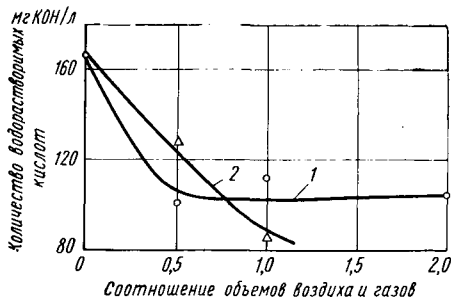


Рис. 3. Накопление водорастворимых кислот в картерном масле (в мг КОН/л) в зависимости от соотношения объемов свежего воздуха и картерных газов:

1 — вентиляция картера по схеме № 1; 2 — соответственно по схеме № 2

В то же время подача одного и даже двух объемов свежего воздуха в зону масляной ванны по схеме № 1 не оказывала уже заметного влияния на уменьшение интенсивности образования водорастворимых кислот. Более того, содержание их в отработанном масле несколько увеличилось (рис. 3). Очевидно, уменьшение концентрации активных окислителей в картерных газах при разбавлении их воздухом в какой-то мере возмещалось здесь окисляющим воздействием кислорода, внесенного в картер вместе с воздухом.

Полученные закономерности протекания окислительных процессов в масле в связи с вентиляцией картерного пространства еще отчетливее выявляются по интенсивности накопления в нем твердых органических примесей (рис. 4). Подача 0,5 объема воздуха в картер по схеме № 1 или одного объема по схеме № 2 более чем в 2 раза снижала накопление в масле продуктов окисления в виде твердых примесей. Дальнейшее увеличение притока воздуха в картер заметно увеличи-

ло содержание примесей в масле. Так, подача двух объемов воздуха по схеме № 1 повлекла за собой увеличение органических примесей с 124 до 180 мг/л. Органические примеси в данных опытах во всех случаях составляли примерно 85% от суммарного количества так называемых механических примесей. Это хорошо коррелируется с данными других исследований и, в частности, с работами Н. В. Брусянцева [3].

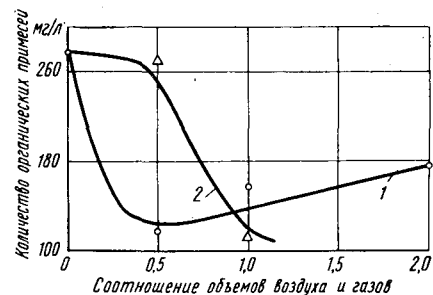


Рис. 4. Накопление органических примесей в картерном масле в мг/л в зависимости от соотношения объемов свежего воздуха и картерных газов:

1 — вентиляция картера по схеме № 1; 2 — соответственно по схеме № 2

Одним из наиболее характерных признаков старения масла считается изменение его цвета — потемнение. Чем больше в масле различных примесей и более глубок процесс полимеризации его молекул, тем оно менее прозрачно. Образцы

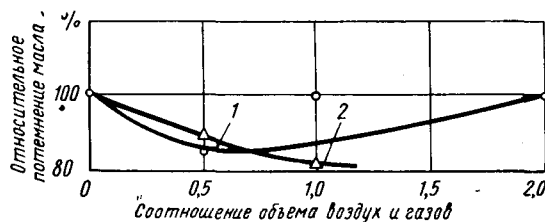


Рис. 5. Относительное потемнение масла в зависимости от соотношения объемов свежего воздуха и картерных газов:

1 — вентиляция картера по схеме № 1; 2 — соответственно по схеме № 2

отработанного масла были испытаны на прозрачность с помощью колориметра по изложенной методике. Результаты колориметрирования, представленные в виде графиков (рис. 5), показывают, что просасывание свежего воздуха через картерное пространство двигателя в количестве, не превышающем $\Delta=1,0$, сохраняет прозрачность масла на 15—18%, а общая закономерность потемнения масла похожа на закономерности накопления в нем водорастворимых кислот и твердых примесей. Однако увеличение подачи воздуха до двух объемов настолько ухудшило «цветовой» показатель масла, что величина его вновь достигла принятого отсчетного уровня (рис. 5). В связи с этим были проведены повторные испытания образцов масла на цвет после тщательной их фильтрации, имевшей целью удалить твердые включения в виде органических примесей и продуктов износа. Повторные испытания показали, что общая закономерность потемнения масла сохранилась, хотя после очистки образцы масла стали прозрачнее исходных примерно в 1,2—1,3 раза.

Таким образом, было установлено, что влияние твердых примесей на изменение цвета картерного масла не столь уж велико, как это можно было предположить. Очевидно, этим объясняется и то, что в условиях наименее благоприятной подачи свежего воздуха в картерное пространство двигателя прозрачность масла сохранялась менее чем на 20%, тогда как накопление водорастворимых кислот и твердых примесей уменьшалось при этом более чем в 2 раза.

Анализ графиков, приведенных на рис. 2—5, позволяет заключить, что небольшие количества воздуха ($\Delta=0,5$) следует подавать непосредственно в зону масляной ванны (по схеме № 1). Подача таких объемов воздуха по схеме со стороны клапанной крышки либо малоэффективна, либо вовсе не ощутима (рис. 4). При такой схеме подачи рациональное количество воздуха равняется примерно одному объему картерных газов ($\Delta=1$). Объясняется это тем, что приток сравнительно

холодного воздуха непосредственно в масляную ванну создает над поверхностью масла своего рода защитную прослойку, уменьшающую поверхность активного взаимодействия масла с неразбавленными картерными газами, тогда как по второй схеме воздух поступает со стороны клапанной крышки и перемешивается с картерными газами еще на пути к масляной ванне. Поэтому эффективность его проявляется только при значительном уменьшении концентрации картерных газов.

По рис. 2—5 можно в какой-то мере оценить также и влияние фракционного состава бензина на интенсивность накопления его в картерном масле и на последующее стимулирование окислительных процессов. Из общей довольно стройной системы точек на рассмотренных графиках заметно выпадает точка, характеризующая испытание двигателя с подачей воздуха при $\Delta=1,0$ по схеме № 1. Такое отклонение не случайно, поскольку оно отчетливо и направленно повторяется почти на всех графиках, начиная с графиков, приведенных на рис. 2. Обследование результатов фракционной перегонки бензина показало, что использовавшийся для этого испытания бензин имел более тяжелые фракции, особенно хвостовые. Температура конца перегонки его превышала 190° , тогда как во всех других испытаниях она составляла всего 180° .

Так как вынос тяжелых хвостовых фракций бензина с потоком отсасывавшихся газов был усложнен пониженной их испаряемостью, то, естественно, они в большем количестве накапливались в картерном масле (рис. 2) и в большей мере активизировали окислительные процессы [3]. Следовательно, в первом приближении можно считать, что утяжеление хвостовых фракций бензина отрицательно сказывается на показателях, характеризующих старение картерного масла.

Использование приточно-вытяжной вентиляции неизбежно приводит к интенсификации отсоса газов из картерной полости двигателя, вследствие чего заметно возрастают потери масла не только в результате уноса паров и мельчайших его капелек, но также из-за возможного и часто опасного подсоса масляной пленки по стенкам каналов ветви отсоса. Суммарные потери масла при этом предопределяются перепадом давлений и объемом воздуха, просасываемого через систему вентиляции, конструктивным решением отдельных ее элементов и размерами проходных сечений каналов ветви отсоса, причем каждый из этих факторов в отдельности или в сочетании с другими может усугубить пагубные последствия пленкообразования в вентиляционных каналах и привести к катастрофическим потерям смазочного масла.

Подсос масла, как было установлено, начинается с образования так называемой первичной пленки на стенках ветви отсоса вследствие смачивания стенок маслом при оседании на них относительно крупных капелек. Однако образование устойчивой первичной пленки в рассматриваемых опытах привело к опасному подсосыванию масла только в случаях, когда скорость потока в ветви отсоса составляла $3,5$ м/сек, при удалении газов по схеме № 1 и $2,0$ м/сек — по схеме № 2. Следовательно, отвод газов непосредственно из зоны масляной ванны (схема № 2) создает большую опасность подсоса пленки. Значительно выше при этом были и суммарные потери

масла на всех режимах проветривания картера. Так, в случае подачи в картер всего $0,5$ объема свежего воздуха ($\Delta=0,5$) потери масла возрастали почти на 40% против 20% увеличения, наблюдавшегося при использовании схемы № 1.

Таким образом, приточно-вытяжная система вентиляции с подачей воздуха и отсосом газов по схеме № 1 оказалась более экономичной, и поэтому она предпочтительнее системы с отсосом газов из зоны масляной ванны.

Выводы

1. Интенсивность окислительных процессов в картерном масле и общее его старение находятся в явной зависимости от принятого способа вентиляции картерного пространства двигателя.

Приточно-вытяжные системы, опробованные на современном малолитражном двигателе по сравнению с обычной вытяжной системой вентиляции при оптимальных величинах подачи воздуха в картер в $1,5$ раза, например, улучшали вынос паров бензина из картерной полости, более чем в 2 раза снижали темпы накопления в масле твердых органических примесей и в $1,6$ раза — водорастворимых кислот, а также позволяли на $15—20\%$ лучше сохранять прозрачность картерного масла.

2. Оптимальное количество свежего воздуха, необходимое для проветривания картерной полости в двигателях с приточно-вытяжной вентиляцией, предопределяется направлением движения газовых потоков. Для двигателей типа МЗМА-408 оно не превышает $0,5$ объема от объема картерных газов при подаче воздуха непосредственно в зону масляной ванны (схема № 1) и составляет примерно один объем при подаче его со стороны клапанной крышки (схема № 2). В общем случае можно рекомендовать подачу свежего воздуха в картер в пределах $0,5—1,0$ объемов к объему картерных газов, причем не обязательно выдерживать строгое соотношение между воздухом и картерными газами.

3. В целях уменьшения потерь картерного масла с потоком отсасываемых газов скорость последнего в вентиляционных каналах не должна превышать $2,0$ м/сек при любой схеме приточно-вытяжной вентиляции.

4. Для двигателей типа МЗМА-408 можно рекомендовать приточно-вытяжную систему вентиляции с подачей свежего воздуха непосредственно в зону масляной ванны в количестве примерно $0,5$ объема от объема картерных газов.

Применение такой системы позволит вдвое увеличить срок службы сменных элементов фильтра тонкой очистки и более чем на 20% снизить интенсивность старения картерного масла и соответственно увеличит пробег автомобиля до замены масла в двигателе.

ЛИТЕРАТУРА

1. Райков И. и др. Системы вентиляции картеров автомобильных двигателей. ГОСИНТИ, № 9-64-825/9, 1964.
2. Pacher Jaroslav, Automobilové motory pistové, Praha, 1956.
3. Брусянец Н. В. Автотракторные топлива и смазочные материалы. Машгиз, 1958.

УДК 621.431.73:629.1.056.2

Прибор для измерения скорости вращения при стендовых испытаниях двигателей

Канд. техн. наук Ю. Г. ГОРНУШКИН
Владимирский политехнический институт

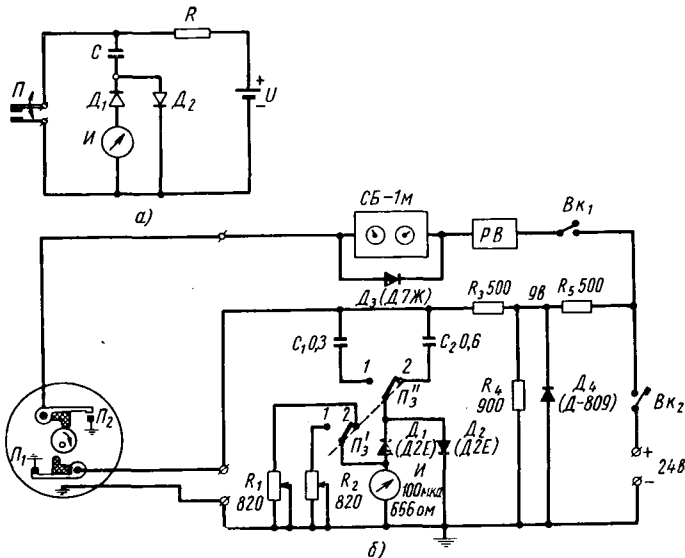
Для измерения скорости вращения коленчатого вала при стендовых испытаниях почти всегда используются одновременно два прибора — тахометр, который служит для контроля и установки скоростного режима двигателя, и суммарный счетчик, позволяющий точно определить число оборотов в момент измерения. Однако это обстоятельство усложняет испытательную установку и иногда вызывает существенные конструктивные затруднения из-за необходи-

мости иметь два отдельных приспособления, служащих для привода датчика тахометра и суммарного счетчика.

В лабораториях двигателей Владимирского политехнического института разработан прибор, представляющий собой сочетание тахометра повышенной точности (электроимпульсного типа)¹ и суммарного счетчика. Прибор работает от одного одноконтурного прерывателя, приводимого в действие от вращающегося вала испытательного стэнда.

¹ Кобринский Н. Е. Методы и приборы измерения угловых скоростей. Изд. АН СССР, 1941.

Принцип работы тахометра, входящего в состав прибора, заключается в следующем (см. рисунок, а). При разомкнутых контактах прерывателя Π , кулачок которого связан с валом двигателя, ток от источника питания U через диод D_2 и сопротивление R заряжает конденсатор C . Через измерительный



прибор I (микроамперметр) ток не идет, так как сопротивление диода D_1 для тока обратного направления очень велико. Когда контакты прерывателя замкнутся, то конденсатор C начинает разряжаться через измеритель и диод D_1 . Если такие циклы заряда-разряда повторяются периодически и достаточно часто, то среднее значение тока, протекающего через измеритель, может быть определено по следующей зависимости:

$$I = C U f, \quad (1)$$

где I — ток, протекающий через измеритель, в мкА ;
 C — емкость конденсатора в мкФ ;

U — напряжение источника питания в В ;
 f — число циклов «заряд-разряд» в секунду.

Следовательно, при заданном напряжении питания и неизменной емкости конденсатора ток в цепи измерителя пропорционален числу замыканий-размыканий прерывателя в секунду, т. е. угловой скорости кулачка, и шкалу измерителя можно отградуировать непосредственно в числах оборотов в минуту. Точность такого тахометра может быть достаточно высокой, так как ток в цепи измерителя зависит главным образом от напряжения источника питания и емкости конденсатора, а эти величины сравнительно легко можно сделать весьма стабильными. Полная схема прибора приведена на рисунке б.

В зависимости от положения переключателя Π_3 в измерительную цепь может быть подключен конденсатор C_1 или C_2 , благодаря чему изменяется верхний предел измерения тахометра. Емкость конденсаторов выбрана таким образом, что при установке переключателя в положение 1 диапазон измерений составляет 0—5000 об/мин, а в положение 2 — 0—2500 об/мин.

Вторая секция переключателя Π_3 подключает параллельно измерителю одно из двух переменных сопротивлений R_1 или R_2 , которые служат для точной подгонки верхних пределов измерения прибора при первоначальной его настройке.

Прибор питается от источника постоянного тока напряжения 24 В через полупроводниковый стабилизатор напряжения, выполненный на стабилитроне D_4 типа Д-809.

Датчиком числа оборотов служит двоярный прерыватель Π_1 — Π_2 , который может быть изготовлен из деталей прерывателей автомобильного типа. Контактная пара Π_1 коммутирует зарядно-разрядную цепь, а другая пара Π_2 подает импульсы на счетчик типа СВ-1М, который, таким образом, подсчитывает суммарное число оборотов в течение заданного промежутка времени. Для отсчета времени счетчик импульсов может включаться через реле времени PB .

Погрешность измерения скорости вращения при помощи тахометра указанного типа не превосходит по величине $\pm(0,5 \div 1,0)\%$.

Колебания питающего напряжения в пределах $\pm 5\%$ на показаниях прибора практически не сказываются. При колебаниях напряжения в пределах $\pm 10\%$ показания прибора изменяются не более чем на $\pm 0,3\%$.

УДК 629.113.001.5

Влияние ветра на движение автомобиля

Канд. техн. наук **Е. В. МИХАЙЛОВСКИЙ, Ю. С. ВИНОГРАДОВ**

Горьковский сельскохозяйственный институт

ВЛИЯНИЕ ветра на движение автомобиля может сказываться прежде всего на его управляемости и траектории движения. Сила ветра может действовать под любым углом к продольной оси автомобиля, и чем больше будет этот угол, тем больше будет ее воздействие на увод колес и изменение траектории движения.

Обычно углы увода передних и задних колес не равны, поэтому траектория движения криволинейна. Уравнения, определяющие величины углов увода колес и радиуса поворота, имеют следующий вид:

$$P_y = k_\delta \delta; \quad (1)$$

$$R_\delta = \frac{L}{\text{tg}(\theta - \delta_1) + \text{tg} \delta_2}, \quad (2)$$

где P_y — боковая сила, действующая на колесо;
 k_δ — коэффициент сопротивления уводу;
 δ — угол увода, вызываемый боковой силой;
 R_δ — радиус поворота автомобиля;
 L — база автомобиля;
 θ — угол поворота управляемых колес автомобиля;
 δ_1 — угол увода передних колес автомобиля;
 δ_2 — угол увода задних колес автомобиля.

Исследование уравнения (2), проведенное в зависимости от точки приложения равнодействующей сил ветра, показывает, что если ее поперечная составляющая приложена к прямолинейно движущемуся автомобилю в точке, совпадающей с центром боковых реакций, то траектория движения автомобиля сохранит свою прямолинейность, но движение его будет происходить под углом увода $\delta = \delta_1 - \delta_2$ к прежнему направлению. Если точка приложения поперечной составляющей равнодействующей сил ветра смещена относительно центра боковых реакций, то ее воздействие на автомобиль вызовет поворот последнего.

Следовательно, зная величины боковых сил, действующих на колеса передней и задней осей автомобиля в результате воздействия ветра, можно рассчитать траекторию его движения в заданных условиях.

На рис. 1 приведена схема скоростей, на которой вектором v обозначена скорость и направление движения автомобиля, вектором v_B — скорость и направление ветра и вектором v_R — скорость и направление результирующего воздушного потока, обтекающего автомобиль. При определении величины результирующей скорости можно исходить из схемы, приведенной на рис. 1:

$$v_R = \sqrt{v^2 + v_B^2 + 2vv_B \cos \beta}. \quad (3)$$

В случае движения автомобиля в спокойной воздушной среде ($v_{\beta} = 0$) сила сопротивления воздуха движению автомобиля определяется по известной формуле:

$$P_x = c_x \rho \frac{Fv^2}{2} \approx c_x \frac{Fv^2}{16}, \quad (4)$$

где c_x — безразмерный коэффициент, характеризующий форму автомобиля;
 $\rho \approx 0,125$ — плотность воздуха в $кгсек^2/м^4$;
 F — лобовая площадь автомобиля в $м^2$.

Наличие встречного ветра дает возможность пользоваться формулой (4) с тем же значением коэффициента c_x при условии замены скорости v автомобиля результирующей скоростью

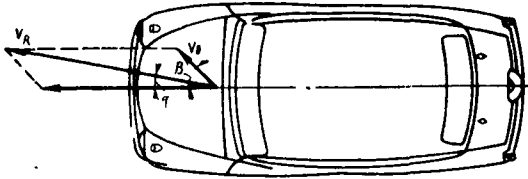


Рис. 1. Отклонение равнодействующей скорости v_R от оси автомобиля при наличии ветра, действующего на автомобиль, движущийся со скоростью v .

$v_R = v + v_{\beta}$. При попутном ветре $v_R = v - v_{\beta}$. Если направление ветра не совпадает и не противоположно направлению движения автомобиля, то обтекание последнего воздушным потоком будет осуществляться под углом τ к направлению движения и значение коэффициента c_x будет меняться в зависимости от величины этого угла.

На основании рис. 1

$$\sin \tau = \frac{v_{\beta}}{v_R} \sin \beta. \quad (5)$$

Помимо силы сопротивления воздуха P_x , действующей на автомобиль по его продольной оси, появляется также боковая сила

$$P_y = c_y \rho \frac{Fv_R^2}{2} \approx c_y \frac{Fv_R^2}{16},$$

где c_y — безразмерный коэффициент.

Коэффициенты c_x и c_y определяются в аэродинамической трубе путем продувки автомобиля или его модели.

Кафедрой «Тракторы и автомобили» Горьковского сельскохозяйственного института проведены испытания моделей автомобилей ГАЗ-21, УАЗ-450 и УАЗ-469 в $1/5$ натуральной величины.

Основные размеры моделей соответствовали размерам автомобилей в указанном масштабе. Рукоятки дверей, водосточные желоба, облицовка радиатора и другие мелкие детали не имитировались, нижняя часть представляла собой плоское дно. Внутренние потоки отсутствовали.

Испытания проводились в замкнутой одноканальной трубе с открытой рабочей частью эллиптического сечения. Возможная максимальная скорость потока в рабочей части составляла 100 м/сек. Для уменьшения турбулентности использовались дегурбулизирующие сетки.

При испытаниях использовались шестикомпонентные весы с непосредственным измерением усилий.

Имитация дороги осуществлялась неподвижным экраном. Тип крепления моделей ленточный. Две передних точки находились на штанге, которая проходила через центр тяжести перпендикулярно оси симметрии модели и вертикальной оси, одна задняя точка располагалась на оси симметрии модели.

Методика измерения заключается в следующем: под действием воздушного потока модель стремится изменить свое положение. Нагружая весы, возвращают модель в первоначальное положение до нулевого показания стрелки весового механизма. Нагружение весов показывает величину уравновешенного усилия. Изменение угла обтекания осуществлялось за счет вращения поворотного круга в рабочей части трубы вместе с установленными на нем весами с моделью. Угол обтекания τ брался равным 0; 5; 10; 15; 20°.

Скорость потока определялась по разрежению в трубе при помощи протарированного микроанометра и в случае необ-

ходимости регулировалась числом оборотов двигателя вентилятора. Одновременно с показанием весов фиксировалась точная скорость потока, давление и температура воздуха.

Безразмерный коэффициент боковой силы c_y вычислялся по формуле

$$c_y = c_{y\text{ вес}} - \frac{P'_y}{F'}; \quad c_{y\text{ вес}} = \frac{P_y}{qF'}, \quad (6)$$

где P'_y — боковая сила подвески, отнесенная к скоростному напору;

P_y — боковая сила модели с подвеской.

q — скоростной напор;

$c_{y\text{ вес}}$ — коэффициент бокового сопротивления подвески;

F' — лобовая площадь модели.

Полученные в результате испытаний значения c_y для описанных моделей приведены в таблице.

Модель автомобиля	Коэффициент c_y				
	$\tau = 0$	$\tau = 5$	$\tau = 10$	$\tau = 15$	$\tau = 20$
ГАЗ-21	0,00	0,125	0,25	0,36	0,50
УАЗ-450	0,00	0,24	0,56	0,85	1,16
УАЗ-469	0,00	0,22	0,51	0,8	1,05

Боковая сила на аэродинамических весах определялась как сила, действующая по оси штанги. Воспринимается боковая сила колесами передней и задней осей автомобиля.

Обозначим составляющие боковой силы для передней оси P_{y1} , а для задней оси P_{y2} :

$$P_{y1} = P_y \frac{b}{a+b}; \quad P_{y2} = P_y \frac{a}{a+b},$$

где a — расстояние центра тяжести до передней оси;
 b — расстояние центра тяжести до задней оси.

На рис. 2 приведены значения боковых сил на осях автомобиля ГАЗ-21 в функции скорости ветра v_{β} и направления ветра ($\angle \beta$) при скорости автомобиля $v = 20$ м/сек.

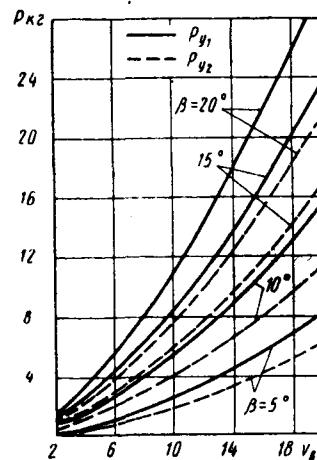


Рис. 2. Зависимость величин боковых сил на осях автомобиля ГАЗ-21 от скорости ветра v_{β} и направления ветра ($\angle \beta$) при скорости автомобиля $v = 20$ м/сек.

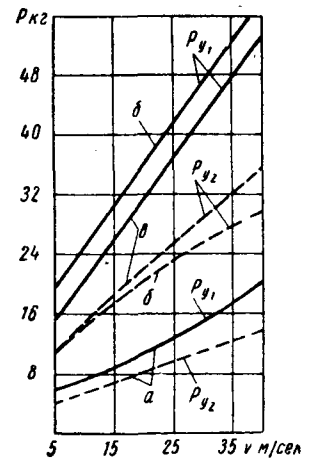


Рис. 3. Зависимость величин боковых сил на осях автомобилей ГАЗ-21, УАЗ-450 и УАЗ-469 от скорости автомобиля v при неизменном направлении ветра $\beta = 20^\circ$ и скорости ветра $v_{\beta} = 10$ м/сек.

На рис. 3 приведены значения боковых сил на осях автомобилей ГАЗ-21 (а), УАЗ-450 (б) УАЗ-469 (в) в функции скорости автомобиля v при неизменном направлении ветра $\beta = 20^\circ$ и скорости ветра $v_{\beta} = 10$ м/сек.

В качестве наиболее эффективного мероприятия, ослабляющего действие ветра на движущийся автомобиль, следует указать на уменьшение безразмерного коэффициента c_y , величина которого играет решающую роль. С этой точки зрения всевозможные выступы на боковой поверхности кузова очень вредны, они создают дополнительные завихрения и увеличивают коэффициент c_y .

Подбор трансмиссионного масла для гипоидных передач грузовых автомобилей

О. С. ОБЛЕУХОВА, Е. Н. ДЕВЯТКИНА, А. Б. БЕРЕНФЕЛЬД

Московский автозавод им. Лихачева

ПЕРСПЕКТИВНЫМ планом развития автостроения предусматривается выпуск грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ, ведущие мосты которых имеют гипоидные передачи.

Применение гипоидных передач имеет ряд преимуществ:

- а) значительно расширяет компоновочные возможности при проектировании автомобилей;
- б) обеспечивает наибольшую бесшумность работы моста и плавность работы всей трансмиссии;
- в) при тех же габаритах и весе моста гипоидная передача способна передавать больший момент;
- г) увеличивает усталостную долговечность передачи;
- д) позволяет увеличить диапазон передаточных чисел.

Так как гипоидные передачи имеют более высокие скорости скольжения, повышенные удельные давления и температуры в зоне контакта зубьев, то для обеспечения нормальной эксплуатации и долговечности ведущих мостов с гипоидными передачами необходимо применение специальных трансмиссионных масел.

Известно, что масло с присадкой активной серы, являющееся сильным противозадирным средством в мостах с гипоидными передачами легковых автомобилей, работающих в условиях больших скоростей скольжения и относительно небольших нагрузок, не обеспечивает удовлетворительной износостойкости шестерен в ведущих мостах грузовых автомобилей, где имеются большие нагрузки и относительно малые скорости скольжения.

Поэтому масло, выпускаемое по ГОСТу 4003-53, применяющееся для гипоидных передач легковых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ, не может быть использовано в гипоидных передачах грузовых автомобилей массового выпуска.

Кроме того, высокая вязкость (до 32 сст при 100°) и температура застывания (-20°) указанного масла не рассчитаны на его применение в условиях безгражажного хранения, характерного для грузовых автомобилей.

В связи с этим для гипоидных передач грузовых автомобилей потребовалась разработка нового сорта масла. При этом учитывалась необходимость обеспечения удовлетворительных вязкостных и низкотемпературных свойств, а также стабильности масла к окислению для более длительной работы его между сменами.

В качестве базы было выбрано масло селективной очистки (получаемое смещением дистиллятного и остаточного компонентов) с уровнем вязкости при 100° не менее 14 сст. В указанное масло вводились присадки, разработанные научно-исследовательскими институтами и заводами нефтяной промышленности.

Испытания проводились в стендовых условиях на натуральных мостах, поскольку это позволяло за короткий срок проверить значительное количество образцов, а также строго выдерживать режим работы агрегата.

При выборе режима испытаний руководствовались данными силового режима стендовых испытаний масел для гипоидных передач, принятого в США и Англии [1], с учетом реальных нагрузок на данную пару шестерен при максимальном крутящем моменте двигателя и первой передаче в коробке передач.

Отборочные испытания масел проводились в гипоидном редукторе главной передачи автомобиля ГАЗ с фосфатированными шестернями, изготовленными из стали 20 ХНМ (отношение чисел зубьев шестерен 6:32).

Был принят следующий режим испытаний на стенде замкнутого силового контура: число оборотов в минуту ведомой шестерни при приработке и основном испытании 65, крутящий момент на ведомой шестерне при приработке 100 кгм (11% от $M_{дmax}$ на первой передаче), продолжительность приработки 30 мин без охлаждения (проверяется пятно контакта), крутящий момент на ведомой шестерне при основном испытании 370 кгм (40% от $M_{дmax}$ на первой передаче), продолжительность основного испытания 30 ч; при основном испытании температура масла в редукторе изменяется циклично: 90°—120°—90° и поддерживается с помощью искусственного охлаждения.

Нормальным временем для охлаждения масла от максимальной до минимальной температуры по условиям испытания считается 5—15 мин.

Указанный режим стендовых испытаний является условным и примерно соответствует движению нагруженного автомобиля на второй передаче при подъеме.

Оценка масел производилась по следующим показателям:

- 1) состоянию рабочих поверхностей зубьев шестерен после испытания;
- 2) износу зубьев ведущей и ведомой шестерен и увеличению бокового зазора в зацеплении;
- 3) изменению физико-химических свойств масел в процессе испытания.

Определение величины износа зубьев шестерен производится при помощи специального приспособления [2].

Испытаниям было подвергнуто 11 образцов масел, отличающихся характером и содержанием присадок. Были представлены присадки и их композиции (от 2 до 10%), содержащие органические соединения хлора, серы, фосфора.

Наибольший интерес представляют результаты испытаний лишь некоторых масел:

- 1) масла (ГОСТ 4003-53), применяемого для гипоидных передач легковых автомобилей;
- 2) опытного масла ТС-14 с присадкой «Хлорэф-40» (2%), изготовленной на опытно-промышленной установке; эта присадка разработана Институтом нефтехимического синтеза АН СССР;
- 3) гипоидного масла «Эквилол EP-90» итальянской фирмы.

Физико-химические свойства масел представлены в табл. 1.

Таблица 1

Показатели качества масла	Гипоидное масло (ГОСТ 4003-53)	Масло ТС-14 с 2% «Хлорэф-40»	Гипоидное масло «Эквилол EP-90»
Кинематическая вязкость в сст:			
при 100°	23,53	14,2	16,9
при 50°	262,82	89,25	111,13
Температура застывания в °С	-14	-26*	-13
Температура вспышки в °С (в открытом тигле)	200	218	—
Содержание серы в %	1,78	0,87	1,67
Содержание хлора в %	—	0,50	1,89
Содержание фосфора в %	—	0,19	0,035
Коррозийность по ГОСТу 2917-45:			
на стали	Выдерживает	Побежалость	Пленка светлокорицевого цвета
на меди	Дает потемнение при комнатной температуре	Выдерживает	То же

* Базовое масло содержит 1% депрессатора АзНИИ-ЦИАТИМ-1.

Результаты испытания указанных масел по износам зубьев шестерен, увеличению бокового зазора в зацеплении и состоянию рабочих поверхностей зубьев ведущих шестерен приведены в табл. 2.

Сравнительные испытания масел на стенде показали, что масло ТС-14 с присадкой «Хлорэф-40» имеет лучшие противозадирные и противозадирные свойства. Импортное масло «Эквилол EP-90» также показало малые износы зубьев шестерен и хорошее состояние их рабочих поверхностей, однако изменение бокового зазора в зацеплении получено значительно больше, чем при испытании масла с присадкой «Хлорэф-40».

Масло, предназначенное для применения в гипоидных передачах легковых автомобилей (ГОСТ 4003-53), при испытании

Таблица 2

Наименование масла и присадки	Износ зуба в мм (средний)		Увеличение бокового зазора в мм (среднее)	Состояние поверхности зубьев ведущей шестерни
	Ведущая шестерня	ведомая шестерня		
Гипоидное ГОСТ 4003-53 (активная сера)	0,33	0,07	0,40	Неудовлетворительное (глубокие борозды)
Селективной очистки ТС-14 с 2% «Хлорэф-40»	0,00—0,015	0,02	0,025	Хорошее (мелкие риски в направлении скольжения)
Гипоидное масло «Эквилол EP-90»	0,005	—	0,17	Хорошее (мелкие риски, следы дробления)

по режиму, характерному для грузовых автомобилей, показало неудовлетворительные противоизносные и противозадирные свойства. Рабочие поверхности зубьев шестерен после испытания этого масла имеют неудовлетворительное состояние — грубые риски и борозды (рис. 1, а, б, в).

Помимо указанных испытаний, лучшее масло (ТС-14 с присадкой «Хлорэф-40») было подвергнуто контрольному испытанию в односкоростном гипоидном редукторе ЗИЛ-130, как наиболее напряженном. Шестерни этого редуктора не имели покрытия и были изготовлены из стали 30ХГТ.

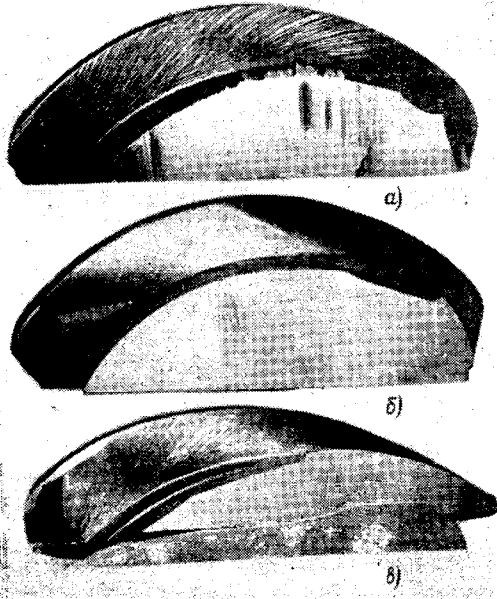


Рис. 1. Зубья ведущих шестерен главной передачи автомобиля ГАЗ после стендовых испытаний масел: а — гипоидного (ГОСТ 4003-53); б — ТС-14 с присадкой «Хлорэф-40»; в — импортного гипоидного «Эквилол EP-90».

Контрольное испытание масла проводилось на стенде по 30-часовому режиму с учетом реальных нагрузок на шестерни редуктора ЗИЛ. При этом величина крутящего момента на ведомой шестерне при обработке равнялась 178 кгм и при основном испытании — 800 кгм. Это испытание также показало, что износы зубьев ведущей и ведомой шестерен невелики и рабочие поверхности зубьев находятся в хорошем состоянии (рис. 2).

Таким образом, масло ТС-14 с присадкой «Хлорэф-40» показало хорошие результаты стендовых испытаний на гипоидных шестернях главной передачи автомобиля ГАЗ и в гипоидном односкоростном экспериментальном редукторе автомобиля ЗИЛ-130 (по 30-часовому силовому режиму испытаний), а также на спирально-конических неомедленных шестернях автомобиля ЗИЛ-151 [3].

На основании указанных испытаний, масло ТС-14 с присадкой «Хлорэф-40» можно считать универсальным для грузовых

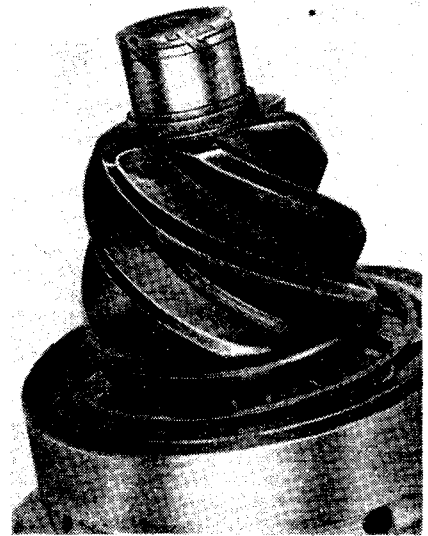


Рис. 2. Ведущая шестерня односкоростного экспериментального редуктора автомобиля ЗИЛ-130 после 30-часовых испытаний масла ТС-14 с 2% присадки «Хлорэф-40» на стенде.

автомобилей, имеющих гипоидные и спирально-конические передачи.

Помимо стендовых испытаний, велись наблюдения за работой опытного масла в гипоидных редукторах экспериментальных образцов автомобилей ЗИЛ и ГАЗ.

Результаты осмотра состояния деталей редукторов и анализа отобранных проб масел позволили рекомендовать увеличение периодичности смены масла ТС-14 с присадкой «Хлорэф-40» до 25 тыс. км пробега автомобиля вместо 12—15 тыс. км для масел ТАп-15, применяемых в настоящее время в грузовых автомобилях.

В настоящее время масло ТС-14 с 2% присадки «Хлорэф-40» допущено к широкой опытной эксплуатации в качестве единого трансмиссионного масла для грузовых автомобилей с гипоидными и спирально-коническими передачами.

Технические условия на опытно-промышленные партии масла ТС-14 с присадкой «Хлорэф-40» (ТУ ТНЗ № 128-63) предусматривают показатели, приведенные в табл. 3.

Таблица 3

Показатели	Нормы	Метод испытаний
Кинематическая вязкость при 100° в сст (не менее)	14	ГОСТ 33-53
Динамическая вязкость в лз при -20° (не более)	800	ГОСТ 1929-61
Температура застывания в °С (не выше)	-25	ГОСТ 1533-42
Температура вспышки в открытом тигле в °С (не ниже)	180	ГОСТ 4333-48
Механические примеси в % (не более)	0,01	ГОСТ 6370-59
Содержание воды в % (не более)	Следы	ГОСТ 2477-44
Содержание хлора в масле в % (не менее)	0,5	ГОСТ 9427-60
Испытание на коррозию стальных и медных пластинок	Выдерживают	ГОСТ 2917-45
Испытания на машине трения ЧШМ-3	ОПИ не ниже 80 Р _к в ступенях не ниже 27 Р _с в ступенях не ниже 38	ГОСТ 9490-60

ЛИТЕРАТУРА

- Тоул А., Новое в области масел для зубчатых передач и их испытаний. IV международный нефтяной конгресс, т. VII, стр. 103.
- Насонов П. А. «Автомобильная промышленность», 1965, № 3.
- Облеухова О. С., Девяткина Е. Н., Цициан Т. Я., «Автомобильный транспорт», 1962, № 12.

Пути совершенствования пневматического привода тормозов автопоездов ЗИЛ

Л. Н. МАКЛАКОВ, В. И. МАШАТИН

Московский автозавод им. Лихачева

СЦЕЛЮ совершенствования тормозной системы автомобиля ЗИЛ-130 и в особенности тех его модификаций, которые предназначены для систематической работы с прицепами и полуприцепами, на Московском автозаводе им. Лихачева была проведена конструкторско-экспериментальная работа по усовершенствованию аппаратов пневматического привода тормозов. В эту работу входило конструктивное изменение тормозного крана, разработка конструкции нового воздухораспределителя и экспериментальное исследование влияния этих изменений на действие пневматического привода тормозов. Эти изменения позволили существенно уменьшить время запаздывания включения тормозов прицепа или полуприцепа, что привело к уменьшению усилий сжатия в сцепке и улучшению устойчивости автопоезда во время торможения. Увеличена эффективность работы ранее недогруженных тормозов прицепа, что позволило получить улучшение эффективности торможения автопоезда в целом, избежать перегрева тормозов задней оси тягача и обеспечить более равномерный износ тормозов по осям всего автопоезда.

Скорость нарастания давления воздуха в тормозных камерах или цилиндрах во время торможения, а с нею и такие характеристики торможения, как замедление, тормозной путь, в основном определяются характером торможения. Будет ли это резкое и полное, так называемое «аварийное» торможение, когда время приложения усилия к тормозной педали исчисляется в 0,1—0,2 сек, или это — плавное медленное, зачастую неполное, притормаживание, длящееся несколько секунд. Работа тормозного привода при быстром торможении характеризуется динамической характеристикой, а при медленном — статической характеристикой. Динамическая характеристика показывает зависимость изменения давления в различных точках привода от времени. Статическая характеристика показывает зависимость изменения давления от величины усилия, приложенного к тормозной педали или рычагу тормозного крана, либо от величины хода рычага или педали.

Если тормозной привод при этих двух крайних режимах будет работать удовлетворительно, то при всех промежуточных темпах включения тормозов его работа также окажется удовлетворительной.

Рассмотрим работу пневматического привода тормозов автопоезда с тягачом ЗИЛ. Автомобили-тягачи ЗИЛ-130 и ЗИЛ-130В имеют в качестве командного органа пневматического привода тормозов комбинированный тормозной кран 130-3514010, изготавливаемый заводом. Этот кран состоит из двух секций: верхняя управляет тормозами прицепа, нижняя — тормозами тягача. Следящий механизм каждой секции имеет следящую пружину, диафрагму и двоянный конический клапан. Привод обеих секций объединен и состоит из двух взаимодействующих рычагов.

На прицепах и полуприцепах, работающих в составе

автопоезда с тягачами ЗИЛ и имеющих пневматический привод тормозов, устанавливается воздухораспределительный клапан, изготавливаемый Минским автозаводом.

Статические характеристики воздухораспределителя МАЗ и комбинированного тормозного крана ЗИЛ приведены на рис. 1.

Лабораторные испытания и анализ характеристик показали, что у серийного комбинированного тормозного крана ЗИЛ падение давления воздуха, подаваемого секцией прицепа в магистраль прицепа, и нарастание давления воздуха, подаваемого секцией тягача в тормозные камеры тягача, начинаются одновременно. Давление в секции прицепа постепенно снижается до нуля, тогда как давление в секции тягача, а следовательно, и в тормозных камерах тягача достигает в этот момент 5 кг/см^2 и продолжает увеличиваться далее до своего максимума ($6-7 \text{ кг/см}^2$).

В соответствии с ГОСТом 4364-48 в магистраль прицепа подается воздух под давлением $4,8-5,3 \text{ кг/см}^2$. Давление воздуха в резервуаре прицепа будет всегда меньше, чем в магистрали, соединяющей тягач с прицепом. Этот перепад давления обуславливается конструкцией воздухораспределителя и равен для воздухораспределителя МАЗ $0,1-0,2 \text{ кг/см}^2$. Воздухораспределитель начинает подавать воздух из резервуара прицепа в тормозные камеры тогда, когда давление в соединительной магистрали прицепа станет меньше, чем давление в резервуаре прицепа. Величина этой разности также зависит от конструкции воздухораспределителя и составляет для воздухораспределителя МАЗ $0,7-1,3 \text{ кг/см}^2$.

Следовательно, чтобы в тормозные камеры прицепа начал поступать сжатый воздух из резервуара прицепа, необходимо снизить давление в магистрали прицепа на величину перепада давления между магистралью и резервуаром прицепа, а также и на величину $0,7-0,13 \text{ кг/см}^2$. Эта сумма, называемая начальной чувствительностью воздухораспределителя, колеблет-

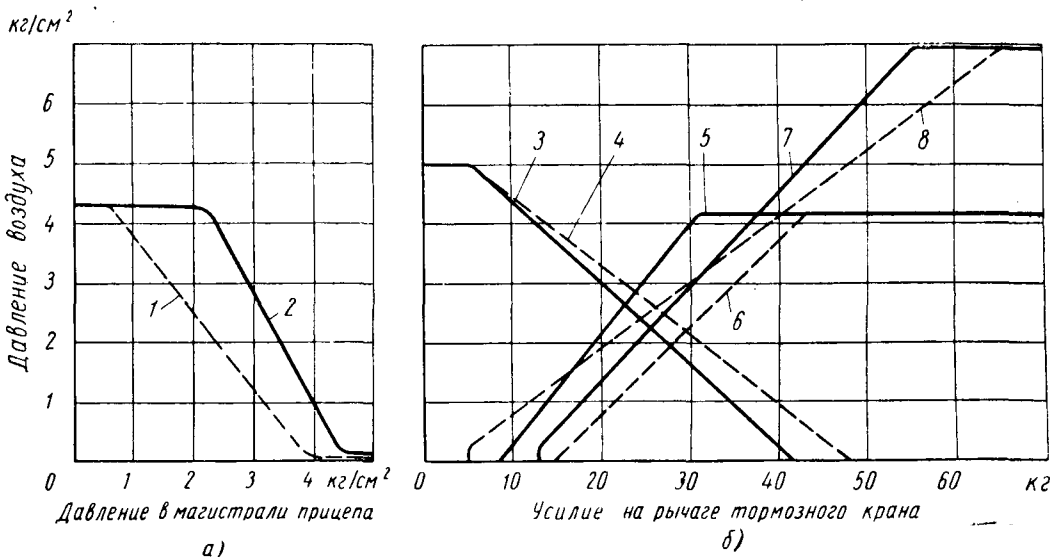


Рис. 1. Статические характеристики пневматического привода тормозов автопоезда ЗИЛ-130:

а — статические характеристики воздухораспределителей; б — статические характеристики привода тормозов автопоезда: 1 — давление воздуха в тормозных камерах прицепа (серийный воздухораспределитель МАЗ); 2 — давление воздуха в тормозных камерах прицепа (опытный воздухораспределитель ЗИЛ); 3 — давление воздуха в секции прицепа модернизированного тормозного крана (магистраль прицепа); 4 — давление воздуха в секции прицепа серийного тормозного крана (магистраль прицепа); 5 — давление воздуха в тормозных камерах прицепа при использовании модернизированного тормозного крана и опытного воздухораспределителя ЗИЛ; 6 — давление воздуха в тормозных камерах прицепа при использовании серийного тормозного крана и серийного воздухораспределителя МАЗ; 7 — давление воздуха в секции тягача (тормозных камерах тягача) модернизированного тормозного крана; 8 — давление воздуха в секции тягача (тормозных камерах тягача) серийного тормозного крана.

ся у воздухораспределителя МАЗ от 0,8 до 1,5 кг/см². Когда давление в магистрали упадет до 0,5—0,8 кг/см², давление в тормозных камерах прицепа достигнет своего максимума (4,0—4,5 кг/см²). Таким образом, при медленном затормаживании автопоезда, определяемом статической характеристикой, нарастание давления воздуха в тормозных камерах прицепа, а следовательно, и затормаживание прицепа проходят со значительным запаздыванием по отношению к торможению тягача.

В процессе исследования на заводе было изготовлено несколько опытных вариантов тормозных кранов, у которых путем изменения жесткости следящих и возвратных пружин и плеч взаимодействующих рычагов привода удалось изменить статические характеристики. Лабораторные исследования и испытания на автомобилях показали, что оптимальным является вариант, у которого нарастание давления в секции тягача начинается тогда, когда в секции прицепа давление упало уже на 0,8—1,0 кг/см². Одновременно возникла необходимость существенно изменить характеристику воздухораспределителя. Так как при существующей конструкции воздухораспределителя МАЗ этого сделать не удалось, на Московском автозаводе им. Лихачева был спроектирован и изготовлен новый воздухо-распределитель.

Поскольку, в соответствии с ГОСТом 4364-48, давление в соединительной магистрали прицепа может колебаться в пределах 4,8—5,3 кг/см², начальная чувствительность воздухораспределителя не может быть меньше 0,5 кг/см², так как в противном случае возможно самозатормаживание прицепа в движении. Перепад давлений между магистралью прицепа и воздушным резервуаром прицепа новый воздухораспределитель ЗИЛ обеспечивает в 0,1—0,2 кг/см², а начальная чувствительность его составляет 0,6—0,8 кг/см².

Второй особенностью нового воздухораспределителя является его ускоряющее действие. Статическая характеристика показывает, что уже при падении давления в соединительной магистрали до 2,0—2,2 кг/см² воздухораспределитель срабатывает полностью и подает в тормозные камеры прицепа воздух под максимальным давлением, имеющимся в резервуаре прицепа. Таким образом, при взаимодействии модернизированного тормозного крана с новым воздухораспределителем, тормоза прицепа вступают в действие и полностью срабатывают раньше тормозов тягача. Так протекает процесс торможения автопоезда при медленном плавном затормаживании, определяемом статической характеристикой.

Последовательность включения тормозов автопоезда и характер процесса изменения давления воздуха в соединительной магистрали и в тормозных камерах тягача и прицепа при экстренном, резком торможении определяются динамическими характеристиками и зависят от скорости срабатывания управляющих пневмоаппаратов (тормозного крана и воздухораспределителя), аэродинамических свойств клапанов, трубопроводов, величин перепадов давлений и объемов воздуха, участвующих в процессе.

Динамика срабатывания пневматического привода тормозов автопоезда, состоящего из автомобиля ЗИЛ-130 и прицепа ИАПЗ-754Е, оборудованных поочередно серийными и опытными пневмоаппаратами, упомянутыми выше, была записана с помощью осциллографа. Отметка начала торможения давалась электроконтактным датчиком, установленным на педали тормоза. Изменение величины давления в тормозных камерах контролировалось при помощи тензометрических датчиков, наклеенных на крышки тормозных камер.

На рис. 2 приведены динамические характеристики работы привода для обоих вариантов (серийного и опытного) пневматического привода, построенные на основе осциллограмм. Результаты расшифровки осциллограмм приведены в таблице.

Время срабатывания пневматического привода тормозов автопоезда ЗИЛ*

Привод	Тормоза тягача		Тормоза прицепа	
	передние	задние	передние	задние
Серийный . . .	0,20	0,32	0,70	0,75
Опытный . . .	0,20	0,32	0,50	0,55

* Приведено время нарастания давления в тормозных камерах до 90% от максимума в сек.

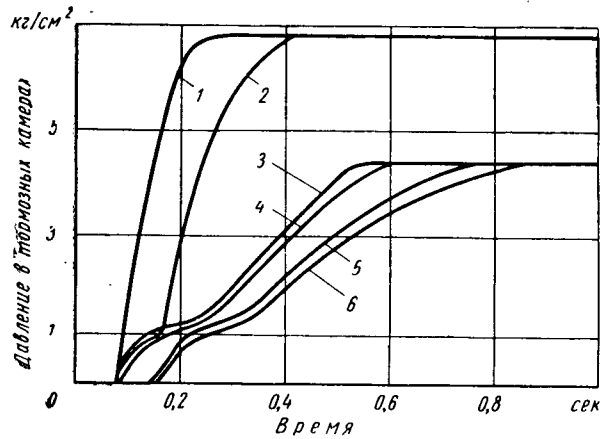


Рис. 2. Динамические характеристики пневматического привода тормозов автопоезда ЗИЛ:

1 — передние тормозные камеры тягача; 2 — задние тормозные камеры тягача; 3 — передние тормозные камеры прицепа (опытный привод); 4 — задние тормозные камеры прицепа (опытный привод); 5 — передние тормозные камеры прицепа (серийный привод); 6 — задние тормозные камеры прицепа (серийный привод).

Зависимость между временем опоражнивания постоянного объема и давлением в нем может быть выражена формулой, приведенной в работе Е. В. Герц и Г. В. Крейнина:

$$t = 2,5323 \cdot 10^{-4} \frac{v}{\mu f} \cdot \frac{[\Psi_2(\epsilon_2) - \Psi_2(\epsilon_1)]}{\epsilon^2 k}$$

где t — время опоражнивания в сек;
 $2,5323 \cdot 10^{-4}$ — постоянный член в сек/см;
 v — опоражнимый объем в см³;
 μ — коэффициент расхода;
 f — проходное сечение воздухопровода в см²;
 $\Psi_2(\epsilon_1); \Psi_2(\epsilon_2)$ — функции, соответствующие начальному и конечному давлению в полости опоражнивания.

Объемы рабочих полостей тормозных камер можно принять постоянными, так как объем изменяется при давлении, соответствующем холостому ходу, а на рабочих диапазонах давления объем остается постоянным.

Экспериментальная проверка с допустимой точностью (ошибка составляет 4—7%) подтверждает теоретические расчеты.

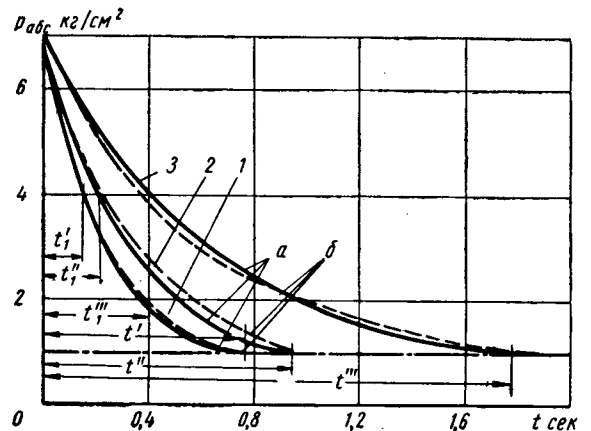


Рис. 3. Падение давления воздуха в резервуаре при выпуске воздуха через трубопроводы различного поперечного сечения: а — теоретическая зависимость; б — по данным эксперимента; 1 — воздухопровод внутренним диаметром 12 мм; 2 — воздухопровод внутренним диаметром 10 мм; 3 — воздухопровод внутренним диаметром 8 мм

На рис. 3 приведены кривые, выражающие теоретические и экспериментальные зависимости для случая выпуска воздуха из постоянного объема 3,5 л через трубопроводы различных поперечных сечений длиной 3 м при начальном давлении воздуха в резервуаре $P_{абс} = 7$ кг/см². Процесс выпуска воздуха можно условно разделить на два периода. В течение первого

периода (время t_1) давление интенсивно падает примерно до $0,5 p_{max}$, затем скорость изменения давления существенно уменьшается таким образом, что полное время выпуска воздуха t в 4—5 раз превышает время падения давления до $0,5 p_{max}$.

Такой характер процесса объясняет тот факт, что использование опытного воздухораспределителя, полностью срабатывающего при падении управляющего давления от 4,8—5,3 до 2—2,2 кг/см², в приводе пневмотормозов автопоезда позволило сократить время полного срабатывания тормозов прицепа при экстренном торможении до 0,5—0,55 сек.

Таким образом, время срабатывания привода тормозов прицепа, а следовательно, и всего автопоезда можно существенно уменьшить путем применения воздухораспределителя с повышенной начальной чувствительностью и большой интенсивностью срабатывания, когда для полного включения тормозов прицепа используется частичное (до 0,4—0,5 p_{max}) понижение давления в управляющей (соединительной) магистрали тормозов прицепа.

Выводы

1. Модернизированный тормозной кран и новый воздухораспределитель ЗИЛ улучшают и статические, и динамические ха-

рактеристики пневматического привода тормозов автопоезда. Кроме того, данные измерений температуры в тормозных накладках всех осей автопоезда при торможениях на длинных спусках горных дорог и измерений износа накладок во время пробеговых испытаний, проведенных заводом, указывают на более правильное распределение степени нагруженности всех тормозов автопоезда, чем это наблюдалось при использовании серийных аппаратов пневматического привода.

2. Пробеговые и лабораторные испытания автопоездов с новыми тормозными аппаратами показали их хорошую работоспособность и надежность, что позволило заводу начать подготовку производства новых модернизированных тормозных аппаратов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бухарин Н. А. Тормозные системы автомобилей. Машгиз, 1950.
2. Герц Е. В. Крейни Г. В. Теория и расчет пневматических силовых устройств. Изд. АН СССР, 1960.
3. Любушкин В. В., Розанов В. Г. Расчет пневматического привода к тормозам автомобилей и автопоездов. Трудь НАМИ. Вып. 20, 1960.

УДК 629.11.012.5.001.5

Боковой увод эластичных шин управляемого полуприцепа

А. П. КОЛПАКОВ, канд. техн. наук С. С. ЕРМИЛОВ

ЭЛАСТИЧНАЯ шина под действием приложенной к ней боковой силы катится не по направлению плоскости вращения, а под некоторым углом, носящим название угла бокового увода. Величина этого угла зависит от жесткости шины и боковой силы. Жесткость шины характеризуется величиной коэффициента сопротивления шины боковому уводу, а боковая сила может быть вызвана центростремительным ускорением на повороте, поперечным уклоном дороги и боковым ветром.

Наличие бокового увода эластичных шин при движении автомобиля на повороте вызывает избыточную или недостаточную поворачиваемость [1].

На неуправляемый полуприцеп при криволинейном движении автопоезда боковой увод не влияет отрицательно, а, наоборот, улучшает кинематику движения, так как уменьшает величину смещения колес полуприцепа к центру поворота, вследствие чего необходимая для движения автопоезда ширина габаритного коридора также уменьшается.

На управляемом полуприцепе привод управления колесами, как правило, выполняется с таким расчетом, чтобы его колеса на повороте двигались по следу задних колес тягача. Так как полуприцеп имеет так называемый задний свес, который может быть достаточно большим, особенно при перевозке длинномерного груза (строительных конструкций, водогазопроводных труб и т. д.), то внешняя габаритная точка полуприцепа или перевозимого груза будет описывать на повороте траекторию, близкую к траектории внешней габаритной точки тягача. В этом случае боковой увод эластичных шин может ухудшить кинематику поворота автопоезда.

Рассмотрим кинематику движения автопоезда с двухосным управляемым полуприцепом на повороте при наличии бокового увода эластичных шин (рис. 1). Вес полуприцепа разнесем условно на две точки: на опорно-сцепное устройство тягача и в центр тележки полуприцепа. Вес, отнесенный на тягач, будет так же влиять, как и нагрузка в кузове автомобиля, — для двухосного [2] и для трехосного [3, 4] автомобиля.

Вес, отнесенный на полуприцеп, будет создавать центробежную силу инерции, направленную от центра поворота,

$$P_u = \frac{G_n v_0^2}{g R_T^2} R_n, \quad (1)$$

- где G_n — вес, отнесенный на полуприцеп, в кг;
 v_0 — скорость движения центра тележки тягача в м/сек;
 g — ускорение земного притяжения в м/сек²;
 R_T — радиус поворота центра тележки тягача в м;
 R_n — радиус поворота центра тележки полуприцепа в м.

Сила инерции P_u уравновешивается суммарной боковой силой Y , представляющей собой геометрическую сумму сил $Y'_{1n}; Y'_{1n}; Y'_{2n}; Y'_{2n}$, приложенных в точках контакта колес с опорной поверхностью. Эти силы зависят от угла бокового увода каждого колеса и определяются как произведение коэффициента сопротивления каждого колеса боковому уводу на величину угла бокового увода.

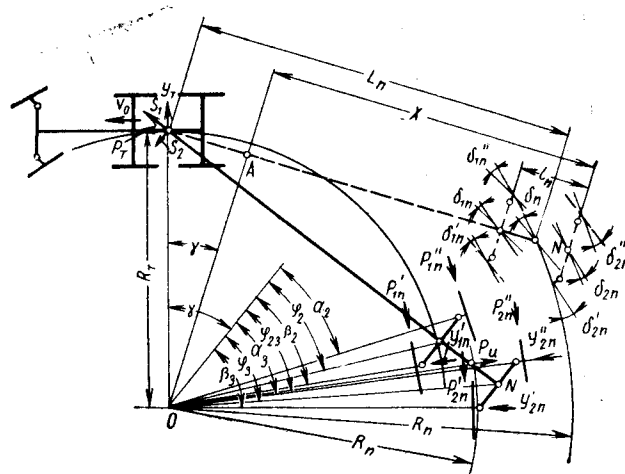


Рис. 1. Схема поворота автопоезда с двухосным управляемым полуприцепом при наличии бокового увода эластичных шин.

В пределах линейной зависимости боковой силы от угла бокового увода и при одинаковой ошиновке всех колес можно принять, что коэффициенты сопротивления колес боковому уводу равны между собой, а коэффициент сопротивления боковому уводу тележки полуприцепа равен сумме коэффициентов сопротивления боковому уводу всех колес.

Суммарная боковая сила Y , коэффициент сопротивления боковому уводу K_{δ_n} тележки полуприцепа и угол бокового увода δ_n тележки полуприцепа находятся в соотношении

$$Y = K_{\delta_n} \delta_n. \quad (2)$$

Спроектируем все силы на продольную и поперечную оси полуприцепа и возьмем сумму моментов относительно точки *N* (рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} P_u \sin(\varphi_{23} + \delta_n) - K_{\delta_n} \delta_n \sin \varphi_{23} + G_n f \cos \varphi_{23} - S_1 &= 0; \\ P_u \cos(\varphi_{23} + \delta_n) - K_{\delta_n} \delta_n \cos \varphi_{23} - G_n f \sin \varphi_{23} - S_2 &= 0; \\ \frac{l_n}{2} P_u \cos(\varphi_{23} + \delta_n) - K_{\delta_n} \delta_n \frac{l_n}{2} \cos \varphi_{23} - \\ - G_n f \frac{l_n}{2} \sin \varphi_{23} - S_2 \left(L_n + \frac{l_n}{2} \right) &= 0, \end{aligned} \right\} (3)$$

где φ_{23} — приведенный (средний) угол поворота управляемых колес тележки полуприцепа в град;
f — коэффициент сопротивления качению;
*S*₁ — сила тяги, приложенная к сцепному шкворню полуприцепа и направленная параллельно его продольной оси, в кг;
*S*₂ — боковая сила, приложенная к сцепному шкворню полуприцепа и направленная перпендикулярно его продольной оси, в кг;
*L*_{*n*} — база полуприцепа в м;
*l*_{*n*} — база тележки полуприцепа в м.

Углы бокового увода обычно невелики, поэтому можно принять: $\text{tg } \delta_n = \delta_n$; $\sin \delta_n = \delta_n$; $\cos \delta_n = 1$. Такое допущение при угле бокового увода $\delta_n = 10^\circ$ дает ошибку: для $\sin \delta_n$ и $\cos \delta_n$ 0,5%, для $\text{tg } \delta_n$ 1%.

С учетом принятого допущения можно записать

$$\left. \begin{aligned} \cos(\varphi_{23} + \delta_n) &= \cos \varphi_{23} - \delta_n \sin \varphi_{23}; \\ \sin(\varphi_{23} + \delta_n) &= \sin \varphi_{23} + \delta_n \cos \varphi_{23}. \end{aligned} \right\} (4)$$

После совместного решения уравнений относительно δ_n

$$\delta_n = \frac{P_u \cos \varphi_{23} - G_n f \sin \varphi_{23}}{P_u \sin \varphi_{23} + K_{\delta_n} \cos \varphi_{23}}. \quad (5)$$

Остальные величины определяются:

$$\left. \begin{aligned} X &= \text{tg}(\varphi_{23} + \delta_n) \sqrt{R_T^2 - \left(\frac{2L_n - l_n}{4} \right)^2 + \frac{l_n}{2}}; \\ R_n &= \sqrt{OA^2 + \left(X - \frac{l_n}{2} \right)^2}; Y_T = S_1 \sin \gamma - S_2 \cos \gamma; \\ OA^2 &= R_T^2 - \left(L_n + \frac{l_n}{2} - X \right)^2; P_T = S_1 \cos \gamma + S_2 \sin \gamma, \end{aligned} \right\} (6)$$

где *OA* — длина перпендикуляра, опущенного из центра поворота на продольную ось полуприцепа, в м;

X — расстояние от задней оси полуприцепа до основания перпендикуляра *OA* в м;

*Y*_{*T*} — боковая сила на седельный механизм тягача в кг;
*P*_{*T*} — продольная сила на седельный механизм тягача в кг;

γ — угол складывания автопоезда, т. е. угол между продольными осями тягача и полуприцепа в плане, в град.

Сила *Y*_{*T*} вызывает дополнительный боковой увод задних колес тягача, а сила *P*_{*T*} увеличивает касательную силу сопротивления на ведущих колесах. Направление сил *Y*_{*T*} и *P*_{*T*} при положительном их значении соответствует рис. 1.

Используя полученные формулы, произвели расчет теоретической зависимости величин δ_n и *R*_{*n*} от скорости движения для управляемого полуприцепа.

При расчете принято: *L*_{*n*} = 6,4 м; *l*_{*n*} = 1,4 м; *G*_{*n*} = 10 т; *f* = 0,02; *R*_{*T*} = 9 м. Величина *K* _{δ_n} взята равной 440 кг/град (по данным экспериментов с тягачом Урал-375 при нагрузке в кузове 4 т и давлении воздуха в шинах 14,00—20 3 кг/см²).

Для экспериментальной проверки зависимости угла бокового увода δ_n тележки полуприцепа от скорости движения автопоезда был применен специальный сконструированный прибор типа «пятае» колесо (рис. 2). Угол поворота этого колеса относительно вертикальной оси кронштейна 1 измерялся с помощью точного потенциометрического датчика УПРН-1. Чтобы исклю-

чить влияние центробежных сил на повороте, прибор сбалансирован относительно вертикальной оси кронштейна 1 с помощью противовеса 4.

Для сопоставления величины бокового увода тележки полуприцепа измерялись также углы бокового увода передней оси тягача и тележки тягача.

Вертикальная ось кронштейна 1 приборов была расположена: первого — в центре переднего моста тягача, второго — в центре тележки тягача и третьего — в центре тележки полуприцепа. Таким образом, измерялись приведенные углы бокового увода передней оси тягача, а также тележек тягача и полуприцепа.

Распределение веса по осям автопоезда следующее:

Передний мост тягача в кг	3630
Тележка тягача в кг	9130
Тележка полуприцепа в кг	9100
Общий вес в кг	21860

Измерения проводились на мерной площадке с бетонным покрытием, уклон которой не превышал 0,5%. Углы бокового увода определялись на минимальном радиусе поворота тягача, т. е. при повернутых до упора его управляемых колесах, что соответствовало радиусу поворота *R*_{*T*} = 9 м. Колеса полуприцепа фиксировались с помощью стопора в положении, соответствующем условию эксперимента: при управляемых колесах полуприцепа — в среднем положении, при управляемых колесах — в повернутом положении на угол, соответствующий данному радиусу поворота.

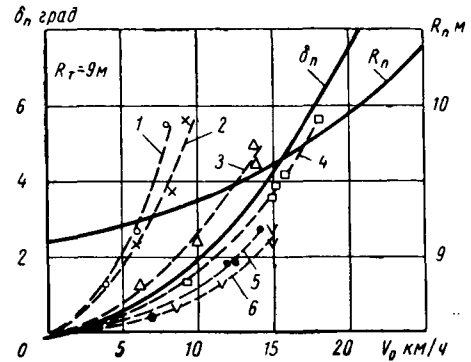


Рис. 3. График зависимости углов бокового увода эластичных шин тележки двухосного полуприцепа и радиуса поворота полуприцепа от скорости движения:

1 — колеса полуприцепа управляемые неведущие при давлении воздуха в шинах 0,5 кг/см²; 2 — то же, при давлении воздуха 1 кг/см²; 3 — то же, при давлении воздуха 2 кг/см²; 4 — то же, при давлении воздуха 3 кг/см²; 5 — колеса полуприцепа управляемые ведущие при давлении воздуха в шинах 3 кг/см²; 6 — колеса полуприцепа управляемые неведущие при давлении воздуха в шинах 3 кг/см²

Нулевые линии значений углов бокового увода на осциллограмме записывались при малой скорости движения (1—2 км/ч). Максимальная скорость движения не превышала 20 км/ч, что лимитировалось не опасностью опрокидывания, а недостаточностью мощности двигателя тягача из-за увеличенного сопротивления движению при качении колес с большим боковым уводом.

Результаты экспериментов приведены на графике (рис. 3). Наибольшие углы бокового увода получались при управляемых колесах полуприцепа, так как в этом случае радиус поворота центра тележки полуприцепа больше, следовательно, больше и величина центробежной силы. Включение привода к ведущим колесам полуприцепа незначительно уменьшало угол бокового увода; причем кинематическое рассогласование привода к ведущим колесам полуприцепа выполнено с отставанием на 4,5%, поэтому колеса полуприцепа создавали тормоз-

ной момент. С уменьшением давления воздуха в шинах угол бокового увода значительно возрастает.

Вблизи совпадения углов бокового увода, определенное теоретическим (сплошные линии) и экспериментальным (штриховые линии) путями, позволяет сделать вывод, что параметры поворота автопоезда с управляемыми колесами полуприцепа можно определять по формулам (5) и (6).

Углы бокового увода эластичных шин управляемого полуприцепа измерялись при повернутых и зафиксированных колесах, тогда как для наиболее рационального типа привода, управляющего колесами полуприцепа в функции угла складывания автопоезда [5], с увеличением угла бокового увода уменьшается угол складывания автопоезда и соответственно уменьшается приведенный угол поворота колес полуприцепа на величину, зависящую от углового передаточного отношения при-

вода управления колесами $i = \frac{\gamma}{\varphi_{23}} (i - \text{угловое передаточное отношение привода управления колесами полуприцепа})$.

При $i=1$, $\gamma=\varphi_{23}$, т. е. приведенный угол поворота колес полуприцепа уменьшается на величину угла складывания. Поэтому прирост угла бокового увода происходит с одновременным уменьшением угла φ_{23} .

Проверка показала, что зависимость между уменьшением угла φ_{23} и увеличением угла δ_n близка к линейной и в среднем уменьшение угла φ_{23} равно увеличению угла δ_n . С учетом этого в формулу (6) вместо величины $(\varphi_{23} + \delta_n)$ нужно подстав-

$$\left(\varphi_{23} + \frac{\delta_n}{2} \right).$$

Эксперимент был проведен при фиксированных колесах полуприцепа, так как определение угла бокового увода при переменном угле поворота колес представляет трудность и не может быть выполнено с помощью специального прибора типа «пята» колесо.

Оценим влияние бокового увода колес тягача на движение полуприцепа. С возрастанием скорости движения увеличивается боковой увод шин тягача, вследствие чего центр поворота смещается в сторону передней оси. На неуправляемый полуприцеп это не влияет; габаритный коридор и величина смещения траекторий движения колес полуприцепа относительно траектории движения колес тягача остаются те же. Для полуприцепа с управляемыми колесами смещение центра поворота вперед вследствие бокового увода колес тягача на величину a равноценно увеличению приведенного угла поворота управляемых колес полуприцепа на величину ψ , где $\text{tg } \psi = \frac{a}{R_T}$.

Тогда в формуле (6) выражение в скобках должно быть представлено в виде $\left(\varphi_{23} + \frac{\delta_n}{2} + \frac{\psi}{2} \right)$. Величины a для трехосного тягача можно определить из работы [3].

Величина ψ при малых радиусах поворота сопоставима с углом δ_n , поэтому, принимая $\psi = \delta_n$, можно считать, что на графике (рис. 3) отложены реальные значения величины R_n .

Как видим, с изменением скорости от 0 до 20 км/ч при минимальном радиусе поворота величина R_n изменилась почти на 1 м; причем внешняя габаритная точка полуприцепа переместилась в ту же сторону на еще большую величину. В определенных условиях это может привести к аварийной обстановке (правый поворот и встречный транспорт).

Величину R_n можно уменьшить за счет увеличения углового передаточного отношения привода управления колесами полу-

прицепа. Для выбора оптимальных значений углового передаточного отношения привода управления колесами надо знать боковую эластичность шин и величину наиболее часто встречающихся при эксплуатации центростремительных ускорений на повороте.

Анализ показывает, что большинство водителей автомобилей совершает поворот с таким расчетом, чтобы центростремительное ускорение не превышало 0,3 g. Для автопоездов оно будет несколько меньше, поэтому, приняв центростремительное ускорение 0,2 g, проведем расчет необходимой корректировки углового передаточного отношения привода управления колесами.

Коэффициент сопротивления эластичных шин боковому уводу возьмем 440 кг/град и нагрузку на колеса полуприцепа 10 т, т. е. так, как это было принято при расчете графика (рис. 3). Центробежная сила инерции и угол бокового увода будут соответственно равны 2000 кг и 4,55°. Скорректированное угловое передаточное отношение для $\gamma = \varphi_{23} = 30^\circ$ составляет 1,15.

С увеличением радиуса поворота влияние угла ψ уменьшается, но вместе с тем уменьшаются и углы γ и φ_{23} , а общая величина корректировки, как показывает расчет, изменяется незначительно.

Обычно принято считать, что углы бокового увода эластичных шин грузовых автомобилей невелики и при расчете рулевых трапеций они не учитываются. Однако экспериментальная проверка показывает, что углы бокового увода ощутимы и для шин грузовых автомобилей (с относительно низким давлением и широким профилем). Это необходимо учитывать при расчете рулевых трапеций управляемых полуприцепов, шины которых работают с большей нагрузкой, чем шины управляемых колес автомобилей, а также при установке на колеса шин невысокого давления. Поэтому следует выполнять шины таким образом, чтобы обеспечить равномерное распределение боковых реакций между правыми и левыми колесами [6], или обеспечить наименьшее сопротивление качению, что позволит уменьшить износ шин.

Выводы

1. Углы бокового увода эластичных шин с относительно низким давлением и широким профилем при управляемом полуприцепа больше, чем при неуправляемом, в среднем на 1—1,5°.

2. Активизация колес управляемого полуприцепа незначительно влияет на изменение углов бокового увода эластичных шин.

3. Для компенсации бокового увода эластичных шин управляемого полуприцепа с точки зрения влияния на кинематику движения нужно увеличивать угловое передаточное отношение привода управления колесами полуприцепа в среднем до 1,1—1,15.

ЛИТЕРАТУРА

1. Певзнер Я. М. Теория устойчивости автомобиля. Машгиз, 1947.
2. Фаробин Я. Е. «Автомобильная промышленность», 1959, № 2.
3. Литвинов А. С. «Автомобильная промышленность», 1953, № 3.
4. Лужановский Н. А. «Автомобильная промышленность», 1959, № 6.
5. Ермилов С. С. и др. «Автомобильная промышленность», 1964, № 9.
6. Чудаков Е. А. Избранные труды, т. 1, Теория автомобиля, Изд-во АН СССР, 1961.



Исследование напряженного состояния рамы прицепа ЧМЗАП-5208

В. П. КОПРОВ

Челябинский политехнический институт

ИССЛЕДОВАНИЯ напряженного состояния рамы прицепа ЧМЗАП-5208 грузоподъемностью 40 т при статическом действии нагрузки показали [1], что рама имеет высокую жесткость при кручении. Было сделано предположение, что при движении прицепа по дорогам, имеющим сравнительно небольшие неровности, возможно появление в раме высоких напряжений стесненного кручения, которые и будут определять прочность рамы. Кроме того, отмечались большое влияние настила рамы на распределение напряжений в элементах рамы при действии симметричной и кососимметричной статической нагрузки и повышенная изгибная прочность лонжеронов и поперечин.

Для накопления сведений о напряженности рамы прицепа в эксплуатационных условиях, проверки выводов, сделанных на основании статических исследований, и разработки рекомендаций по совершенствованию конструкции рамы были проведены дорожные тензометрические исследования напряженного состояния рамы прицепа.

Тензометрические исследования проводились на дорогах с различным состоянием дорожного покрытия: бетонное шоссе удовлетворительного качества, разбитое бетонное шоссе, грунтовая дорога. Кроме того, напряженность рамы определялась во время переезда кювета.

Напряженность рамы оценивалась по максимальным напряжениям, измеренным на каждом из участков дороги длиной 100 м.

Так как была поставлена задача определения напряженности элементов рамы прицепа в эксплуатационных условиях, то все исследования проводились при движении автопоезда с нормальной для данной дороги эксплуатационной скоростью, которая определялась состоянием дороги.

Исследования с заранее заданной скоростью, постоянной для всех участков дороги, не проводились, так как известно, что с увеличением скорости движения напряжения в раме возрастают, особенно на плохих дорогах [2].

Во время исследований полезная нагрузка на прицепе составляла 40 т. Она представляла собой балластный груз и соответствовала нагружению прицепа во время контрольных и длительных испытаний прицепов на соответствие их ГОСТу.

Принцип размещения тензодатчиков на раме был подробно рассмотрен в работе [1]. Во время настоящих исследований было уменьшено количество датчиков по сравнению со статическими исследованиями на полках лонжеронов и поперечин (I—IV), обращенных к настилу рамы, так как статические исследования показали, что их напряженность незначительная из-за влияния настила. Схема расположения датчиков приведена на рис. 1.

Измерительная аппаратура, состоящая из тензоусилителя ТА 5, осциллографа К 4-21, преобразователя тока ПП-120 (схема НАМИ), находилась во время исследований на автомобиле-тягаче. Осциллограф и усилитель закреплялись с помощью специальных амортизаторов.

В большинстве случаев во время тензометрических дорожных исследований автомобильных рам их прочность оценивается сопоставлением напряжений, определенных на основании показаний датчиков с пределом текучести материала рамы. При этом суммарные нормальные напряжения, определяемые датчиками, не раскладываются на их компоненты (напряжения изгиба и стесненного кручения), а принимаются за напряжения изгиба. Далее, в соответствии с полученными экспериментальным путем напряжениями дается заключение о необходимости изменения (или сохранения без изменений) только момента сопротивления изгибу балок рамы, хотя возможны случаи, когда суммарные напряжения, полученные экспериментальным путем, определяются в основном напряжениями стесненного кручения.

Часто при экспериментальных исследованиях коэффициент запаса на динамическую нагрузку определяется так:

$$K = \frac{\sigma_d}{\sigma_{ст}}$$

где $\sigma_{ст}$ — напряжения в раме при статическом действии симметричной нагрузки;

σ_d — суммарные напряжения при динамическом действии нагрузки (симметричной и кососимметричной).

Такой метод оценки исходит из предположения, что в элементах рамы действуют только изгибные напряжения. В действительности в элементах рам имеются и напряжения стесненного кручения, которые могут быть соизмеримы по величине с изгибными напряжениями и даже превосходить их.

Во избежание ошибок в определении напряженного состояния рамы необходимо напряжения измерять таким образом, чтобы можно было суммарные напряжения разложить на их компоненты. Затем по выделенным напряжениям изгиба и стесненного кручения (напряжения растяжения и изгиба в плоскости рамы обычно незначительны по величине и их не учитывают [1]) можно сделать заключение о необходимости изменения или изгибной прочности рамы или конструкции узлов рамы, которые в основном определяют величину напряжений стесненного кручения при прочих равных условиях.

В настоящей работе в каждом поперечном сечении балки наклеивалось не менее двух датчиков, если балка работала совместно с настилом рамы, и не менее четырех датчиков, если балка не приварена к настилу. При работе балки рамы с настилом для разложения суммарных напряжений на их компоненты достаточно только двух датчиков, так как из-за влияния настила напряжения стесненного кручения в полках, обращенных к настилу, практически отсутствуют [1].

Принятый метод размещения датчиков и одновременное включение всех датчиков одного поперечного сечения в измерительный прибор позволили разложить суммарные напряжения на их компоненты и определить, какой вид напряжений является преобладающим в суммарных напряжениях в данных дорожных условиях.

Например, на рис. 2 показаны осциллограммы изменения напряжений в датчиках 19 (σ_1)

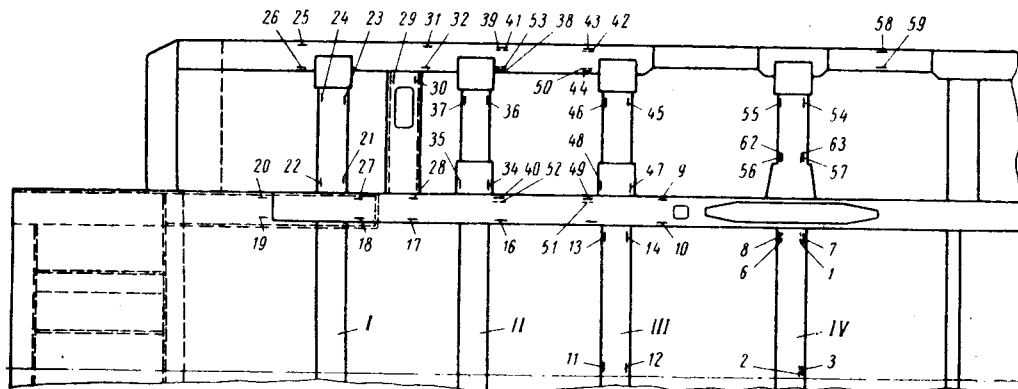


Рис. 1. Схема расположения датчиков (обозначены цифрами) на раме прицепа (вид снизу) при дорожных испытаниях (сплошной линией отмечены датчики, расположенные на нижней полке; штриховой — на верхней, со стороны настила).

и $20(\sigma_2)$. Из осциллограммы видно, что напряжения в датчиках равны по абсолютной величине и имеют одинаковый знак деформации. Следовательно, в данном сечении лонжерона действуют только изгибные напряжения (напряжения изгиба в горизонтальной плоскости и напряжения растяжения принимаются равными нулю [2]). На рис. 3 приведены осциллограммы

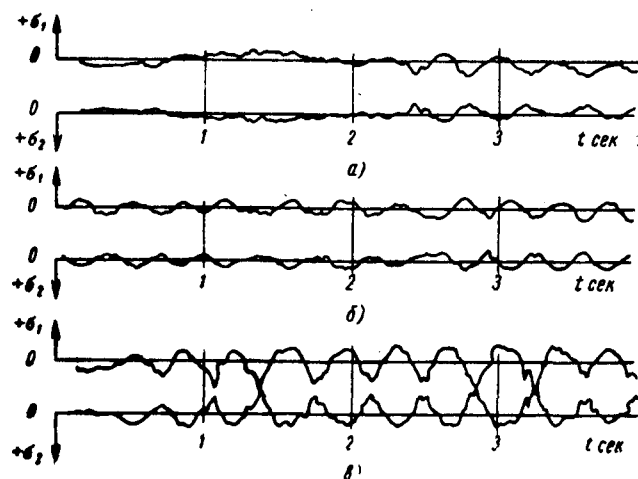


Рис. 2. Осциллограммы напряжений в датчиках 19 и 20: а — проезд через кювет; б — грунтовая дорога; в — разбитое бетонное шоссе.

мы изменения напряжений в датчиках 56(σ_1) и 57(σ_2). Здесь абсолютная величина напряжений примерно одинакова в обоих датчиках, но знаки деформации противоположны. Очевидно, напряженность данного сечения определяется в основном

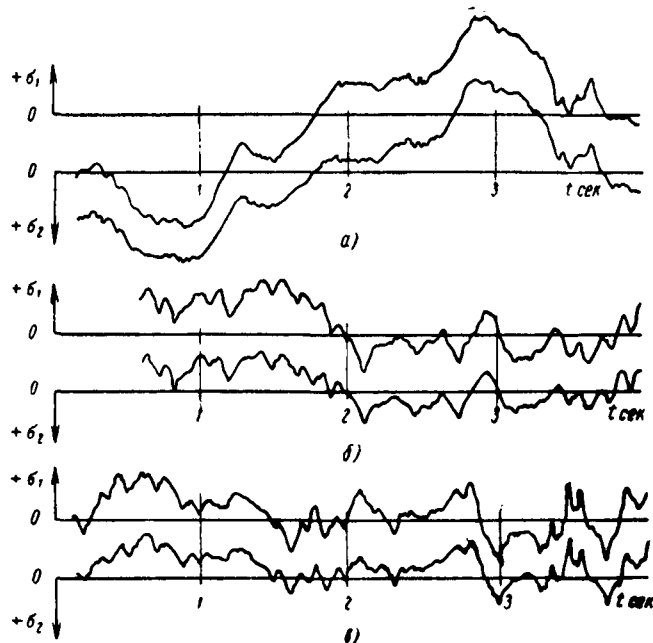


Рис. 3. Осциллограммы напряжений в датчиках 56 и 57 (обозначения те же, что на рис. 2).

напряжениями стесненного кручения. Аналогично были обработаны осциллограммы в наиболее напряженных участках рамы.

Приведенная методика исследований позволила получить более точную картину напряженного состояния рамы. Полученные результаты показывают, что при движении прицепа через кювет, по грунтовой и разбитой бетонной дорогам напряженное состояние рамы аналогично напряженному состоянию рамы при статическом действии кососимметричной нагрузки. Наиболее напряженными оказались наружные поперечины. Несколько ниже напряженность бокового лонжерона. Напряже-

ния в среднем лонжероне и в средних поперечинах незначительны.

Из наружных поперечин наиболее напряженными являются поперечины II и IV. Напряжения в них доходят до $+1030$ и -1330 кг/см^2 (датчики 56 и 57) в поперечине IV и до $+1400$ и -890 кг/см^2 (датчики 36 и 34) в поперечине II.

Значительно ниже напряженность поперечины III и балки крепления запасного колеса. Напряжения в них доходят до $+460$ и -400 кг/см^2 (датчик 47) и до $+650$ и -490 кг/см^2 (датчики 30 и 29). В поперечине I напряжения не превышают $+240$ и -140 кг/см^2 (датчики 21 и 22).

Наибольшие напряжения в боковом лонжероне зафиксированы между поперечинами II и III. Здесь напряжения доходят до $+1070$ и -840 кг/см^2 (датчики 44 и 38). В других местах напряженность бокового лонжерона значительно ниже. Максимальные напряжения в среднем лонжероне не превышают $+680$ и -530 кг/см^2 (датчики 16 и 17).

Из внутренних поперечин исследованной подвергались только поперечины III и IV, работающие первая частично, а вторая полностью без связи с настилом. Напряжения в этих поперечинах незначительны и не превышают ± 350 кг/см^2 .

Полученные данные показывают, что напряженность рамы практически одинакова при движении по грунтовой и разбитой бетонной дорогам и при переезде через кювет. Напряженность рамы создается в основном за счет напряжений стесненного кручения, появляющихся в раме даже при движении по дороге с незначительными неровностями. При движении прицепа по дороге с хорошим состоянием дорожного полотна напряжения в раме незначительны. В этом случае максимальные напряжения не превышают $+300$ и -180 кг/см^2 (датчики 44 и 43).

Анализ осциллограмм показал, что напряжения изгиба в элементах рамы незначительны. Характер осциллограмм для большинства точек аналогичен осциллограммам, приведенным на рис. 3. Таким образом, подтверждается сделанное ранее предположение, что высокая жесткость рамы при кручении обуславливает высокую напряженность рамы при движении прицепа (груженого и негруженого) по дорогам с незначительными неровностями. Напряженность рамы в большей степени зависит не от нагрузки, а от состояния дорожного полотна.

Исследования показали также, что полки лонжеронов и поперечин, приваренные к настилу рамы, имеют незначительную напряженность. Например, напряжения в датчиках 41, 42, 52, 53 и 62 не превышают $+170$ и -80 кг/см^2 . Для сравнения можно рассмотреть напряженность средней поперечины IV, работающей без настила. Напряжения в верхних и нижних полках поперечины примерно одинаковы: $+300$ и -350 кг/см^2 (датчики 1 и 7), $+350$ и -400 кг/см^2 (датчики 2 и 3).

Следовательно, настил оказывает большое влияние на напряженное состояние рамы, разгружая полки лонжеронов и поперечин от напряжений стесненного кручения. Это свойство настила должно быть использовано для создания более совершенной конструкции рамы.

В дополнение к тензометрическим исследованиям было проведено обследование 150 прицепов, находящихся в эксплуатации. Прицепы имели пробег $3000-150\,000$ км. После пробега $30\,000-60\,000$ км приварка нижних полок этих поперечин нарушалась полностью и прицепы эксплуатировались с нарушенным соединением нижних полок поперечин со средним лонжероном. Приварка стенок поперечин к лонжеронам не нарушалась даже на прицепах, имеющих пробег до $150\,000$ км. Нарушение сварных соединений поперечин с лонжероном по нижним полкам не вызвало никаких повреждений лонжеронов или поперечин и, следовательно, не является причиной для рекламаций.

Выводы

1. Выбранная методика размещения тензодатчиков на раме, последовательность подключения их к измерительной аппаратуре и соответствующая обработка осциллограмм позволили определить компоненты суммарных нормальных напряжений, возникающих в элементах рамы.

2. Напряженность полок лонжеронов и поперечин рамы создается в основном за счет напряжений стесненного кручения. Изгибные напряжения незначительны по сравнению с напряжениями стесненного кручения.

3. Наличие высоких напряжений стесненного кручения обусловлено высокой жесткостью рамы при кручении. Последнее ухудшает также тормозные качества прицепа и его устойчивость во время торможения на неровных дорогах.

4. Для снижения жесткости рамы при кручении и снижения возможности появления высоких напряжений стесненного кручения, а также для улучшения тормозных качеств прицепа, целесообразно исключить приварку нижних полок поперечин к лонжеронам. Допустимость такого мероприятия подтверждается отсутствием поломок лонжеронов и поперечин рамы в эксплуатационных условиях после полного нарушения соединений нижних полок поперечин с лонжеронами.

5. Настил рамы оказывает существенное влияние на распределение напряжений в элементах рамы, разгружая верхние

полки лонжеронов и поперечин как при симметричной, так и при кососимметричной нагрузках. Он обеспечивает необходимую жесткость рамы при кручении и при изгибе рамы в ее плоскости при отсутствии связи нижних полок лонжеронов с поперечинами.

ЛИТЕРАТУРА

1. Копров В. И. «Автомобильная промышленность», 1965, № 10.
2. Гельфгат Д. В., Ошиоков В. А. Рамы грузовых автомобилей. Машгиз. 1959.

УДК 629.11.011.5:62-55

Об особенностях нового регулятора положения кузова с гидравлическим замедлителем для автобусов

Канд. техн. наук Р. А. АКОПЯН, В. А. ПОЛЯКОВ

Львовский политехнический институт,
Львовский автобусный завод

НА ЛЬВОВСКОМ автобусном заводе разработан регулятор положения кузова с гидравлическим замедлителем, у которого в отличие от существующих время замедления срабатывания (интервал между моментом возмущения и моментом срабатывания — включения воздушной системы) достаточно велико и исключает непроизводительный расход воздуха при регулярных колебаниях и кратковременных воздействиях на рычаг. При продольном, поперечном и особенно вертикальном выравнивании время замедления незначительно.

обратный клапан 7 проходит в пневматический упругий элемент, восстанавливая его исходную высоту. Рычаг 1 регулятора, занимающий горизонтальное положение, возвращает посредством кулачка 2 шток 3 в исходное положение, а давление воздуха в ресивере и усилие пружины клапана 6 предотвращают пропуск воздуха из ресивера в упругий элемент.

При разгрузке автомобиля происходит обратный процесс — рычаг 1 вместе с кулачком 2 вращается против движения часовой стрелки, давая возможность правому штоку 3 перемещаться под действием пружины 4 вверх и посредством рычажка валика выпускного клапана 8 открывать выпускной клапан 9. Воздух из упругого пневматического элемента через фильтр выпускается в атмосферу, восстанавливая исходную высоту упругого элемента. Рычаг 1 займет горизонтальное положение, возвращая посредством кулачка 2 шток в первоначальное положение. Давление воздуха в упругом элементе и усилие пружины клапана 9 препятствуют выпуску воздуха в атмосферу.

Чтобы исключить открывание клапанов 6, 9 при кратковременных воздействиях на рычаг 1 регулятора, используется разобщающее устройство, состоящее из штоков 3, регулировочных игл 10 и пробок 11 с отверстиями. Для предотвращения разрыва столба жидкости и возможности ее эмульсирования при резком опускании штоков 3 в пробках 11 предусмотрены пластинчатые клапаны 12.

Поскольку выпускные и выпускные клапаны открываются пружинами 4, опирающимися на штоки 3 (при их перемещении), то время возврата штоков в исходное положение зависит в основном от времени замедления срабатывания регулятора, а не от времени выравнивания. Время замедления срабатывания при статическом выравнивании благодаря конфигурации кулачка 2 при постоянных величинах пропускных отверстий амортизирующего устройства и постоянных скоростях движения штока не зависит от величины отклонения рычага 1.

В процессе колебаний автобуса или автомобиля при максимальных отклонениях рычага 1 кулачок 2 настолько отодвигает штоки поршней, что исключает действие воздушной системы, причем с каждым последующим колебанием штоки возвращаются кулачком в первоначально отклоненное положение.

Принципиальное отличие нового регулятора положения кузова с гидравлическим замедлителем от существующих заключается в том, что в нем путем использования профилированного кулачка, непосредственно воздействующего на ступеньки штоков, осуществлена односторонняя жесткая прямая связь между рычагом и штоками управления выпускным и выпускным клапанами. Это сделано с целью обеспечения мгновенного статического выравнивания и быстрого выравнивания кренов автомобиля на поворотах. Кроме того, осуществлена косвенная связь через гидравлическое замедляющее устройство и подпружиненные штоки с выпускными и выпускными клапанами.

Качественная и количественная оценки влияния перемещения конца рычага на секундный расход воздуха регулятором

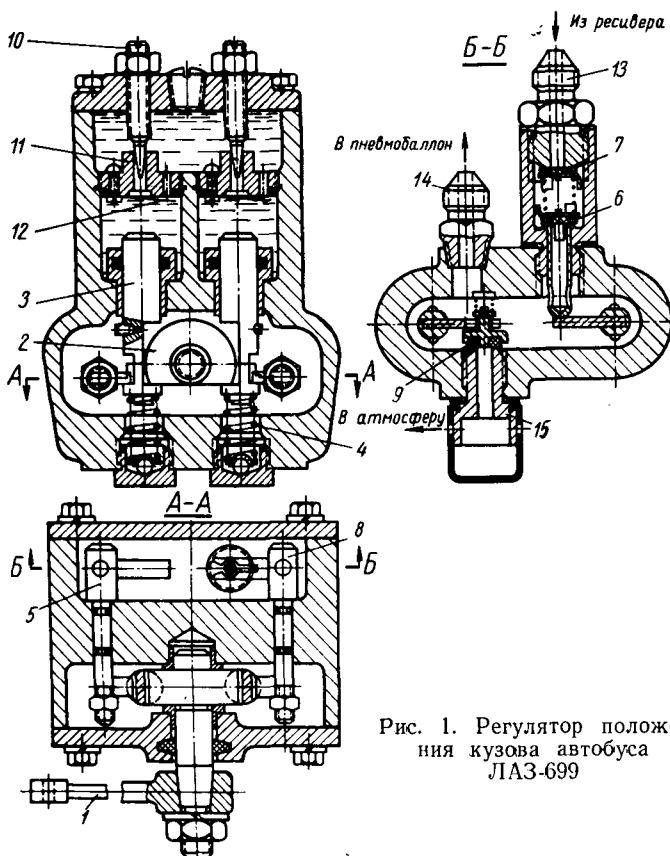


Рис. 1. Регулятор положения кузова автобуса ЛАЗ-699

Рассмотрим работу регулятора положения кузова (рис. 1). С увеличением нагрузки на упругий пневматический элемент рычаг 1 регулятора вместе с кулачком 2 (вследствие уменьшения расстояния между кузовом и осью) поворачивается в направлении движения часовой стрелки. При этом левый шток 3 под действием пружины 4 передвигается вверх, перемещая посредством рычажка валик 5 и открывая выпускной клапан 6. Воздух от ресивера пневматической системы через

производились на установке, имеющей регулятор положения кузова в сборе с упругим элементом, что позволяло получить необходимые перемещения конца рычага и равные этим перемещениям деформации упругого элемента. Целесообразность такой установки обуславливалась тем, что автоматическое регулирование предполагает, кроме регулятора, еще и объект регулирования — упругий элемент.

В показанной на рис. 2 установке регулятор положения кузова 1 жестко закреплен на подвесочной массе 2, деформирующей упругий элемент 3. Рычаг 4 соединен тягой 5 с неподвижным элементом установки.

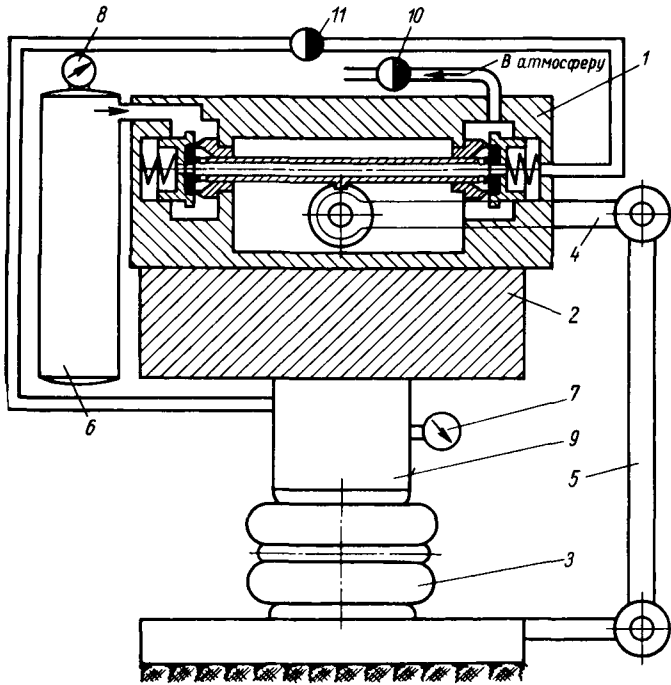


Рис. 2. Установка для исследования регуляторов положения кузова

Во время исследований в ресивере 6 пневматической системы сохранялось постоянное давление 7 кг/см^2 , а в упругом элементе поддерживались постоянные величины давлений 2; 3; 4; 5 кг/см^2 при высоте упругого элемента 200 мм. Рычаг регулятора располагался горизонтально. Давление в упругом элементе под статической нагрузкой, а также при различных его деформациях отмечалось манометром 7, а в ресивере пневматической системы — манометром 8.

Предусматривалась возможность замены резервуаров 9. По манометрам устанавливались требуемые давления, краны 10 и 11 закрывались, а упругий элемент деформировался путем изменения массы на определенную величину. Затем открывались краны и секундомер измеряло время статического выравнивания (без учета времени замедления срабатывания), а по полученным значениям давлений рассчитывался секундный расход. Были составлены графики секундных расходов воздуха в функции перемещения конца рычага для регуляторов ЛАЗ-695Б, ЛАЗ-699 и «Делько-Продактс». В таблице приведены средние значения секундного расхода и веса исследуемых регуляторов.

Тип регулятора	Вес в кг	Секундный расход в кг
ЛАЗ-695Б	4,25	0,016
ЛАЗ-699	1,65	0,012
«Делько-Продактс»	0,9	0,003

Анализ полученных данных показывает, что регулятор ЛАЗ-699, который весит вдвое меньше регулятора ЛАЗ-695Б, не намного уступает ему по секундному расходу, так как благодаря новому решению конструкции клапанов регулятора (см. рис. 1) удалось получить большие площади сечений впускного и выпускного клапанов.

В реальных конструкциях современных регуляторов существует определенная взаимосвязь между габаритами, весом регуляторов с гидравлическим замедлителем и секундным расходом (меньшим секундным расходом обладают, как правило, регуляторы малых габаритов).

Характерной особенностью исследуемых регуляторов является некоторое уменьшение секундного расхода с увеличением отклонения рычага. В практических условиях работы регуляторов с гидравлическими замедлителями при статическом выравнивании рычаг отклоняется от горизонтального положения незначительно, и по истечении времени замедления срабатывания выравнивание происходит одновременно с изменением нагрузки на подвеску автобуса.

Для полной характеристики работы регулятора построены также кривые секундного расхода воздуха в функции времени изменения нагрузки для автобуса ЛАЗ-695Б. Эти кривые были получены следующим образом. В автобус в снаряженном состоянии (давление в двойных баллонах 2 ати) производилась посадка пассажиров, пока давление в двойных баллонах не достигало 5 ати. Высаживали пассажиров до падения давления в двойных баллонах 2 ати. В процессе испытаний записывалось время изменения нагрузки и с помощью подключенных к двойным баллонам манометров фиксировалось давление в них через каждые 20 сек (в точках, соответствующих перегибу кривой секундного расхода — через 10 сек).

По результатам измерений перепадов давлений рассчитывались значения секундного расхода в функции времени изменения нагрузки. Очевидно, что расход воздуха зависит не от времени посадки и высадки пассажиров, а от абсолютных значений разности нагрузок за это время. Если время изменения нагрузки равно времени выравнивания автомобиля, то площади, ограниченные кривыми секундного расхода и ординатами, характеризуют расход воздуха на выравнивание.

Кривые времени замедления срабатывания исследуемого регулятора при различных положениях регулировочной иглы получены при помощи установки, показанной на рис. 3. Уста-

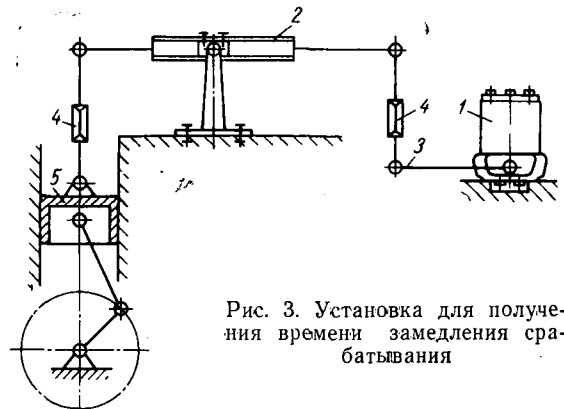


Рис. 3. Установка для получения времени замедления срабатывания

новка имеет регулятор 1, рычаг 2 с переменной осью вращения, обеспечивающей получение требуемой величины хода на конце рычага регулятора 3, тяг 4, связывающих рычаг 2 с приводным устройством 5 и регулятором 1. Время замедления срабатывания определялось отдельно для впуска и выпуска. При впуске воздух подводился к штуцеру регулятора 13, а выходил из штуцера 14 (см. рис. 1). При определении времени замедления срабатывания регулятора в случае выпуска сжатый воздух подводился к штуцеру 14, а выходил из штуцера 15.

Время замедления срабатывания в зависимости от отклонения конца рычага регулятора при различных положениях регулировочных игл определялось следующим образом. Установка в процессе регулярных колебаний мгновенно отключалась в крайнем положении рычага регулятора. Одновременно включался секундомер, который фиксировал время впуска или выпуска воздуха из соответствующего штуцера. Измерения осуществлялись при четырех положениях регулировочной иглы, причем отклонения конца рычага регулятора задавались от 20 до 100 мм с интервалом 20 мм. Фиксировалось также время замедления срабатывания в зависимости от отклонения конца рычага относительно статического положения.

Пользуясь экспериментально полученными кривыми времени замедления срабатывания, приведенными на рис. 4, рассмотрим характерные особенности исследуемого регулятора.

Для сравнения на рис. 4 нанесены кривые времени срабатывания обычного регулятора положения кузова с гидравлическим замедлителем Кнорр-Бремзе.

Время замедления срабатывания регулятора ЛАЗ-699 в отличие от регулятора Кнорр-Бремзе при статическом выравнивании не зависит от величины отклонения рычага (прямые 1', 2', 3', 4' параллельны оси ординат). Однако при динамическом выравнивании оно находится в зависимости от амплитуды регулярных колебаний, причем чем больше амплитуда, тем больше время замедления срабатывания (сплошные кривые 1, 2, 3, 4).

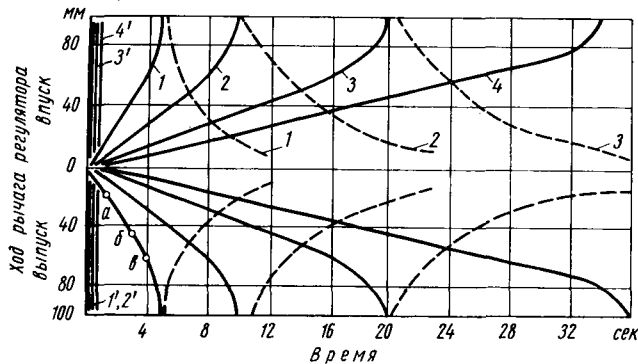


Рис. 4. Время замедления срабатывания регуляторов ЛАЗ-699 и Кнорр-Бремзе:

1, 2, 3, 4 — обороты регулировочной иглы от положения до упора соответственно 1 оборот, 3/4 оборота, 1/2 оборота, 1/4 оборота

В обычных регуляторах с гидравлическим замедлителем фирмы Кнорр-Бремзе время замедления срабатывания в любом случае зависит от перемещения рычага, но в отличие от регулятора ЛАЗ-699 с увеличением отклонения рычага эта характеристика уменьшается (штриховые линии 1, 2, 3).

В случае, если время замедления срабатывания, обусловленное малым сопротивлением протеканию жидкости клапанов замедляющего устройства, незначительно (меньше периода колебаний), возможны смещения среднеравновесного положения поддрессоренной массы — динамической оси — относительно положения ее под статической нагрузкой. Этот эффект обычен для подвесок с регуляторами без замедлителя и присущ исследуемому регулятору только в случае малого времени срабатывания при трогании автобуса с места по дороге с ровным покрытием.

Для ограничения смещения динамической оси отношения площадей отверстий клапанов регулятора были подобраны из условий равных расходов воздуха в процессе одного колебания.

Колебательная система, приведенная на рис. 2, анализировалась на основе следующих аналитических зависимостей:

для полупериода сжатия от 0 до $\frac{\pi}{\omega}$

$$M\ddot{x} + \left\{ (p-1) \frac{dS}{dx} + \frac{S\gamma p \sigma_A \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma}{m}} \sqrt{2gN \frac{(p_0-p)p}{RT} [(\varphi_{овн} + a_1)(h-h_0)]}}{Gdx} + \frac{S\gamma p dV}{Vdx} \right\} x = 0, \quad (1)$$

для полупериода отбоя от $\frac{\pi}{\omega}$ до $\frac{2\pi}{\omega}$

$$M\ddot{x} + \left\{ (p'-1) \frac{dS}{dx} + \frac{S\gamma p' \sigma_A \left(\frac{p'}{p_0}\right)^{\frac{\gamma}{m}} \sqrt{2gN \frac{(p'_0-p')p'}{RT} [(\varphi_{овн} + a_2)(h_1-h_0)]}}{Gdx} + \frac{S\gamma p' dV}{Vdx} \right\} x = 0,$$

¹ Под динамической осью понимаем математическое ожидание отклонений поддрессоренной массы оси, соответствующей статическому положению, причем сумма положительных и отрицательных отклонений относительно динамической оси равна нулю.

где p, T, V — соответственно текущие значения абсолютных давлений, температуры и объема;

G — количество воздуха в кг;

p_0 — давление среды, из которой происходит истечение, в кг/м²;

γ — коэффициент адиабаты;

S — эффективная площадь баллона в м²;

R — газовая постоянная;

t — время истечения в сек;

$\sigma_A = 0,65$ — коэффициент для круглой формы сопла;

m — средний показатель политропы истечения;

$v = 0,75-1,0$ — показатель истечения (предельные значения относятся к стабильным термодинамическим величинам);

$g = 9,81$ — ускорение силы тяжести в м/сек²;

$\varphi_{овн}, \varphi_{овыл}$ — площади соответственно впускного и выпускного отверстия регулятора в начальный момент работы регулятора в м²;

a_1, a_2 — коэффициенты;

h_0 — нейтральное положение клапана регулятора;

h, h_1 — текущие положения клапана регулятора, являющиеся функциями перемещения поддрессоренной массы.

При критическом впуске и выпуске воздуха, а также при мгновенном открывании клапанов система уравнений (1) может быть значительно упрощена:

$$\left. \begin{aligned} M\ddot{x} + \left[(p-1) \frac{dS}{dx} + \frac{S\gamma (Ddt + pdV)}{V \cdot dx} \right] x &= 0; \\ M\ddot{x} + \left[(p'-1) \frac{dS}{dx} + \frac{S\gamma (D'dt + p'dV)}{V dx} \right] x &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

где

$$D = \gamma \sigma_A \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma}{m}} \sqrt{2gN \frac{(p_0-p)p}{RT} [(\varphi_{овн} + a_1)(h_1-h_0)]};$$

$$D' = \gamma \sigma_A \left(\frac{p'}{p'_0}\right)^{\frac{\gamma}{m}} \sqrt{2gN \frac{(p'_0-p')p'}{RT} [(\varphi_{овыл} + a_2)(h_1-h_0)]}.$$

Экспериментальные исследования проводились на установке, представленной на рис. 2, при определенных начальных условиях (объем резервуара для получения линейной характеристики был подобран равным 14 л, давление в ресивере поддерживалось постоянным и т. д.), исключаяющих влияние побочных явлений на эксперимент.

Колебания поддрессоренной массы записывались на бумажную ленту осциллографа, причем в качестве опорной величины принималась наносимая на ленту линия, соответствующая положению поддрессоренной массы под статической нагрузкой. Расшифровка непрерывной записи колебаний при использовании элементов теории вероятности позволила получить значе-

ние математического ожидания и, следовательно, отклонение динамической оси относительно статической.

¹ Обозначенные штрихом параметры относятся к процессу отбоя.

В качестве исходного использовалось уравнение

$$m_x = \int_{-\infty}^{+\infty} x f(x) dx, \quad (3)$$

где m_x — математическое ожидание;

x — отклонение;

$f(x)$ — плотность распределения величины x .

Анализ теоретических и экспериментальных данных позволил констатировать случаи качественных изменений положения динамической оси в зависимости от величины нагрузки на баллон при рассчитанном для оптимальной нагрузки отношении площадей впускного и выпускного отверстий.

Случай 1. Нагрузка на двойной баллон соответствует рассчитанному отношению площадей отверстий. При колебаниях поддрессоренной массы, которые начинаются при процессе сжатия, за полупериод в баллон впускается некоторое количество воздуха, обусловленное площадью впускного отверстия и перепадом давления между ресивером и баллоном. Затем при отбое воздух выпускается и поддрессоренная масса возвращается в конце периода колебаний в исходное положение. Дальнейшие колебания происходят аналогично. Динамическая ось располагается выше статической, которая соответствует исходному положению баллона под статической нагрузкой. При колебаниях, начиная с процесса отбоя, динамическая ось будет находиться ниже статической из-за уменьшения первоначального количества воздуха в баллоне.

Случай 2. Нагрузка на баллон меньше полной и не соответствует заданному отношению площадей отверстий клапанов. При колебаниях поддрессоренной массы, которые начинаются при процессе сжатия вследствие большего по сравнению со случаем 1 перепада давлений, в баллон выпускается больше воздуха. При отбое это избыточное количество воздуха не будет полностью выпущено из-за малого перепада давлений в баллоне и атмосферного, вследствие чего возрастает высота баллона под статической нагрузкой. Дальнейшие колебания происходят относительно динамической оси, расположенной над статической, что приводит к постепенному уменьшению избыточного количества воздуха и соответственно к уменьшению высоты баллона. И все же высота баллона остается большей, чем исходная под статической нагрузкой, а колебания поддрессоренной массы осуществляются относительно динамической оси, расположенной выше статической.

При колебаниях, которые начинаются с процесса отбоя, за полупериод выпускается меньше воздуха, поэтому высота баллона остается большей, чем в случае 1. За полупериод сжатия исходная высота баллона восстанавливается и динамическая ось может лежать вблизи статической. Дальнейшие колебания еще более поднимают динамическую ось над статической, приближая ее к положению, характерному для коле-

баний поддрессоренной массы, которые начинаются при процессе сжатия.

Случай 3. Нагрузка на баллон превосходит полную и не соответствует заданному отношению площадей отверстий. При единичном колебании в течение полупериода сжатия впущенное количество воздуха будет меньше, чем в случае 1, из-за малого перепада давлений. За полупериод отбоя из-за большого перепада давлений в баллоне и атмосферного выпускается значительно большее количество воздуха, чем в случае 1, в связи с чем исходная высота баллона уменьшается. В дальнейшем колебания поддрессоренной массы осуществляются относительно динамической оси, расположенной ниже статической. При анализе колебания, начинающегося с процесса отбоя, приходим к тому же выводу.

Аналогичные явления, характерные для случаев 2 и 3, были получены и при оптимальной нагрузке, если давление в ресивере было более низким или превышало заданное для принятого отношения площадей отверстий.

Рассмотрим работу регулятора ЛАЗ-699 при движении автобуса по длинному горизонтальному закруглению дороги, имеющей удовлетворительное асфальтированное покрытие. Так как амплитуды относительных перемещений поддрессоренных и неподдрессоренных масс невелики (порядка 15 мм), невелики и перемещения конца рычага регулятора; время замедления срабатывания не превышает 1 сек (точка *a* на кривой 1 рис. 4). Таким образом, малейшее отклонение в процессе колебаний среднеравновесного положения конца рычага регулятора от его положения под статической нагрузкой приводит к быстрому включению из-за малого времени срабатывания воздушной системы.

Если автобус движется по дороге с разбитым дорожным покрытием, то амплитуды колебания конца рычага достигают 40—60 мм, а соответствующее этим амплитудам время замедления срабатывания (точки *b* и *v* на кривой 1) настолько велико (3—4 сек), что исключает непроизводительный расход воздуха при кратковременных перемещениях конца рычага.

Возможна разработка конструкции регулятора небольшого веса и габаритов с гидравлическим замедлителем, в которой в соответствии с новым принципом работы обеспечивается практически мгновенное статическое выравнивание и относительно быстрое выравнивание кренов при движении автомобиля на поворотах или уклонах, причем при регулярных колебаниях и кратковременных воздействиях на рычаг регулятора исключается потребление воздуха.

ЛИТЕРАТУРА

1. Горелик А. М., Певзнер Я. М. «Автомобильная промышленность», 1962, № 10.
2. Аюбян Р. А. «Автомобильная промышленность», 1961, № 5.

УДК 629.115.7.001.5

Распределение тяговых усилий по осям многоосных автомобилей при повороте

Канд. техн. наук Г. А. СМЕРНОВ
МВТУ им. Баумана

МНОГООСНЫЕ автомобили (большинство которых многоприводные) в отличие от двухосных имеют большое количество вариантов схем поворота и кинематической связи колес. Различные схемы поворота вместе с углами поворота управляемых колес, расстояниями между осями, колес и углами увода колес определяют пути, проходимые при повороте разными колесами автомобиля. Определенная кинематическая связь колес обеспечивает также заданное соотношение угловых скоростей колес и приводит, если колеса жесткие в тангенциальном направлении, к проскальзыванию части из них, а если эластичные, к дополнительным тангенциальным деформациям. Вследствие этого появляются дополнительные (в сравнении с прямолинейным движением) силы, вызывающие перераспределение окружных усилий по колесам различных осей. Распределение тяговых усилий влияет на тягово-сцепные качества, а распределение окружных усилий вообще определяет нагруженность силового привода автомобилей.

В ранее опубликованных работах показано, сколь неравномерно распределяются окружные силы и крутящие моменты по колесам многоприводных автомобилей при повороте. Так, по экспериментальным данным [1], при повороте автомобиля ГАЗ-67Б (типа 4×4) на асфальте окружные силы на колесах передней оси составляли —320 кг, а на задней оси +360 кг, а при повороте того же автомобиля на свежеспаханном грунте — соответственно 0 и +320 кг. Для автомобилей типа 6×6 также получены аналогичные результаты [2]. При повороте с минимальным радиусом автомобиля ЯАЗ-214 на асфальто-бетонном покрытии на управляемых колесах передней ведущей оси крутящий момент составлял —600 кгм, а на неуправляемых средней и задней ведущих осях +520 и +540 кгм.

Наиболее целесообразно проанализировать распределения тяговых усилий на примере четырехосных автомобилей, так как схему любого трехосного автомобиля можно получить

исключением одной из осей. Пятноосные автомобили имеют в основном схемы поворота те же, что и негырехосные. Кроме того, судя по литературе, пятноосные автомобили еще не выпускаются даже серийно ни в одной стране.

Многоосные автомобили могут иметь четыре основные схемы поворота, определяемые расположением управляемых колес: управляемые колеса одной оси, управляемые колеса первых двух осей, управляемые колеса первой и последней осей, управляемые колеса всех осей.

Ниже рассмотрим второй (рис. 1, схема I) и третий (рис. 1, схема II) варианты, поскольку благодаря обеспечению достаточной маневренности при относительной простоте конструкции они наиболее распространены.

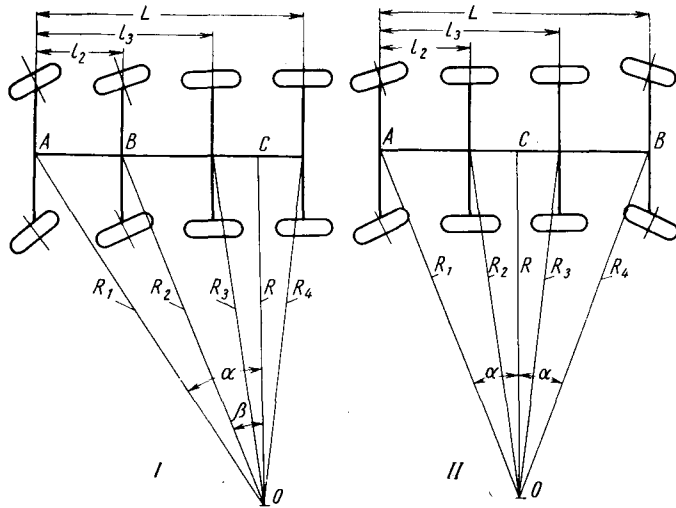


Рис. 1. Схемы поворота автомобилей

В целях упрощения рассмотрим лишь перемещения середины каждой оси, т. е. условно примем, что колеса расположены посередине осей. Примем также, что нормальные нагрузки распределены по осям равномерно. Не будем делать и различия между мостовыми и бортовыми схемами силового привода [3].

Чтобы исследовать движение автомобиля только в процессе поворота, не будем учитывать неравномерность распределения окружных сил по осям автомобиля до начала его поворота. Анализ распределения этих сил при прямолинейном движении описан в работе [4]. Неравномерность распределения реакций по бортам многоосного автомобиля при движении определяется в работе [5].

Путь, проходимый серединой i -той оси при повороте автомобиля, пропорционален радиусу R_i поворота этой оси.

Тогда для схемы I, принимая $R_3 = R_4 = R$, имеем

$$R_1 = \frac{R_3}{\cos \alpha}; \quad R_2 = \frac{R_3}{\cos \beta}. \quad (1)$$

Углы поворота колес осей (считая по средней величине угла левых и правых колес) определяются из выражений

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{L - \left(\frac{L - l_3}{2}\right)}{R_3}; \quad \operatorname{tg} \beta = \frac{L - \left(l_2 + \frac{L - l_3}{2}\right)}{R_3}, \quad (2)$$

а для схемы II — из выражений

$$R_2 = R_3 = R; \quad R_1 = \frac{R_2}{\cos \alpha}; \quad R_4 = \frac{R_3}{\cos \alpha}. \quad (3)$$

Угол поворота колес осей при симметричном по длине базы расположении осей

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{L}{2R_3}. \quad (4)$$

В данной работе распределение тяговых усилий при повороте рассматривается без учета бокового увода, что упрощает исследование основного вопроса. Методика составления уравнений для определения тяговых усилий при наличии бокового

увода остается такой же. В исходных уравнениях (1) и (3) следует лишь изменить соотношение радиусов поворота.

Боковой увод оказывает большое влияние на управляемость и устойчивость движения многоосного автомобиля, но в меньшей степени влияет на отношение радиусов поворота отдельных осей друг к другу. Так, при наиболее неблагоприятных сочетаниях углов увода и углов поворота управляемых колес отношения отдельных радиусов с учетом увода к соответствующим отношениям без учета увода отличаются на 2—4%.

Таким образом, задаваясь определенными радиусами поворота неуправляемых осей, например R_3 , можно определить пути, проходимые различными колесами при обеих схемах поворота, и радиусы качения колес.

Однако на величину радиусов качения будет влиять кинематическая связь между колесами различных осей.

Так, при блокированном приводе колес всех осей их угловые скорости должны быть одинаковыми. Радиусы качения всех колес борта, имея в виду, что все колеса являются ведущими, будут прямо пропорциональны путям, проходимым ими, т. е. прямо пропорциональны радиусам поворота.

Как известно, радиусы качения колес, через которые передается тяговое (+ P_{ki}) или тормозное (- P_{ki}) усилие, определяются по формуле

$$r_{ki} = r_{ki}^0 - \lambda_i P_{ki}, \quad (5)$$

где r_{ki}^0 — радиус качения ведомого колеса;

λ_i — коэффициент тангенциальной эластичности шины, принимаемый в данной работе постоянным.

Тогда для схемы I можно составить следующую систему уравнений:

$$\begin{cases} P_{k1} = \frac{1}{\lambda_1} \left(r_{k1}^0 - \frac{r_{k3}}{\cos \alpha} \right); \\ P_{k2} = \frac{1}{\lambda_2} \left(r_{k2}^0 - \frac{r_{k3}}{\cos \beta} \right); \\ P_{k3} = \frac{1}{\lambda_3} (r_{k3}^0 - r_{k3}); \\ P_{k4} = \frac{1}{\lambda_4} (r_{k4}^0 - r_{k3}); \\ r_{k4} = r_{k3}. \end{cases} \quad (6)$$

Сложив почленно все уравнения и принимая, что сумма всех окружных сил ΣP_{ki} равна половине силы сопротивления движению автомобиля $\frac{P_{\Sigma}}{2}$, можно определить величину радиуса качения колеса r_{k3} , а далее — окружные силы на всех ведущих колесах.

Для схемы II:

$$\begin{cases} P_{k1} = \frac{1}{\lambda_1} (r_{k1}^0 - r_{k1}); \\ P_{k2} = \frac{1}{\lambda_2} (r_{k2}^0 - r_{k2}); \\ P_{k3} = \frac{1}{\lambda_3} (r_{k3}^0 - r_{k2}); \\ P_{k4} = \frac{1}{\lambda_4} (r_{k4}^0 - r_{k1}); \\ r_{k1} = r_{k2}; \\ r_{k2} = r_{k3}. \end{cases} \quad (7)$$

В случае, если у автомобиля ведущими будут не все оси (например, только последние две), то необходимо приравнять сумму окружных сил на колесах этих двух осей суммарной силе сопротивления движению всего автомобиля, а сумму окружных сил на колесах первых двух осей — силе сопротивления качению этих осей. В обоих случаях следует учитывать дополнительные потери, появляющиеся в замкнутом силовом контуре.

Дифференциал, установленный между двумя группами ведущих осей (например, двух передних и двух задних), поделит суммарный вращающий момент в определенном соотношении,

зависящем от конструкции дифференциала. Так, наиболее распространенный симметричный дифференциал с малыми потерями на внутреннее трение, разделит вращающие моменты приблизительно пополам, т. е. для полноприводного автомобиля получим

$$P_{K1}r_{K1} + P_{K2}r_{K2} = P_{K3}r_{K3} + P_{K4}r_{K4}. \quad (8)$$

Для схемы I, где

$$r_{K2} = \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} r_{K1} \text{ и } r_{K3} = r_{K4},$$

получим

$$P_{K1}r_{K1} + P_{K2}r_{K1} \frac{\cos \alpha}{\cos \beta} = (P_{K3} + P_{K4})r_{K3}. \quad (9)$$

Заменяя P_{K1-4} из уравнения (5), имея в виду $\sum P_{Ki} = \frac{P_{\Sigma}}{2}$

и принимая λ и r_{Ki}^0 одинаковыми для всех колес, что при равномерном распределении веса по осям почти не вносит ошибки, а при смещении центра тяжести примерно до 1/3 базы ошибка не превысит 3—5%, получим

$$\left\{ \begin{aligned} r_{K1}^2 \left[1 + \left(\frac{\cos \beta}{\cos \alpha} \right)^2 - \frac{B^2}{2} \right] - r_{K1} \left[r_{K}^0 \left(1 + \frac{\cos \beta}{\cos \alpha} + B \right) - A \cdot B \right] + r_{K}^0 A - \frac{A^2}{2} = 0; \\ r_{K3} = \frac{A - B \cdot r_{K1}}{2}, \end{aligned} \right. \quad (10)$$

где

$$A = 4r_{K}^0 - \lambda \frac{P_{\Sigma}}{2};$$

$$B = 1 + \frac{\cos \beta}{\cos \alpha}.$$

При углах поворота управляемых колес, не превосходящих $\alpha = 30 \div 35^\circ$, и разности $(\alpha - \beta)$ до $10 \div 15^\circ$, т. е. для реальных конструкций автомобилей даже в крайних условиях, коэффициент у r_{K1}^2 можно принять равным нулю, что, существенно упрощая решение уравнения (10), определяет

$$r_{K1} = \frac{A}{2B} = \frac{4r_{K}^0 - \lambda \frac{P_{\Sigma}}{2}}{2 \left(1 + \frac{\cos \beta}{\cos \alpha} \right)}. \quad (11)$$

Далее по уравнениям (9), (10) и (5) определяем радиусы качения остальных колес и окружные силы P_{Ki} на всех ведущих колесах.

Для схемы II

$$\left\{ \begin{aligned} r_{K1} = \frac{r_{K2}}{\cos \alpha}; \quad r_{K2} = r_{K3}; \quad r_{K4} = \frac{r_{K3}}{\cos \alpha}; \\ 2(r_{K}^0 - r_{K1}) + 2(r_{K}^0 - r_{K2}) = \lambda \frac{P_{\Sigma}}{2}, \end{aligned} \right. \quad (12)$$

откуда

$$r_{K1} = \frac{A}{2(1 + \cos \alpha)} = \frac{4r_{K}^0 - \lambda \frac{P_{\Sigma}}{2}}{2(1 + \cos \alpha)}. \quad (13)$$

По уравнениям (12), (13) и (5) определяем окружные силы на ведущих колесах.

При постановке двух таких же дифференциалов (между первой и второй, а также третьей и четвертой ведущими ося-

ми) окружные силы будут распределяться по осям на основе следующих соотношений:

$$\left\{ \begin{aligned} \sum P_{Ki} &= \frac{P_{\Sigma}}{2}; \\ P_{K1}r_{K1} &= P_{K2}r_{K2}; \\ P_{K3}r_{K3} &= P_{K4}r_{K4}; \\ n_1 + n_2 &= n_3 + n_4, \end{aligned} \right. \quad (14)$$

где n_{1-4} — число оборотов в минуту колес соответствующей оси.

Производя замены на основе приведенных выше уравнений, а также имея в виду, что $n_i = \frac{v_i}{0,377 r_{Ki}}$ (v_i — окружная скорость i -го колеса, пропорциональная радиусу R_i поворота оси этого колеса), получим для схемы I:

$$\left\{ \begin{aligned} \sum r_{Ki} &= 4r_{K}^0 - \lambda \frac{P_{\Sigma}}{2}; \\ (r_{K}^0 - r_{K1})r_{K1} &= (r_{K}^0 - r_{K2})r_{K2}; \\ (r_{K}^0 - r_{K3})r_{K3} &= (r_{K}^0 - r_{K4})r_{K4}; \\ \frac{r_{K2} \cos \beta + r_{K1} \cos \alpha}{r_{K1} \cos \alpha r_{K2} \cos \beta} &= \frac{r_{K3} + r_{K4}}{r_{K3}r_{K4}}. \end{aligned} \right. \quad (15)$$

Эта система уравнений имеет несколько решений, однако реальными оказываются только значения радиусов качения при $r_{K1} = r_{K2}$ и $r_{K3} = r_{K4}$, откуда

$$\left\{ \begin{aligned} r_{K1} &= \frac{\cos \alpha + \cos \beta}{2 \cos \alpha \cos \beta} r_{K3}; \\ 2(r_{K1} + r_{K3}) &= 4r_{K}^0 - \lambda \frac{P_{\Sigma}}{2}. \end{aligned} \right. \quad (15')$$

В силу симметрии схемы II относительно поперечной оси, проходящей через середину базы автомобиля, при двух дифференциалах тяговые усилия на всех колесах будут одинаковыми и не зависящими от радиусов поворота.

При установке на автомобиле трех межосевых дифференциалов тяговые усилия при равных радиусах колес распределяются по колесам всех осей поровну независимо от применяемой схемы и радиуса поворота автомобиля.

На рис. 2 приведены зависимости окружных сил различных колес от радиусов поворота и суммарной силы сопротивления движению автомобиля. При построении графиков в целях удобства сравнения различных схем принято равномерное расположение осей по базе значительно меньше влияет на распределение усилий при повороте, чем схема ловорота, радиусы поворота и схема силового привода. Влияние расположения осей по базе и их количества во время прямолинейного движения показано в работах [4, 6]. Параметры условного автомобиля приняты: $G_a = 20\,000$ кг; $L = 6400$ мм; $r_{K}^0 = 604$ мм; $\lambda = 0,05$ мм/кг; центр тяжести расположен посередине. Как видно из приведенных графиков, окружные усилия на ведущих колесах многоосного автомобиля при повороте с постоянной суммарной силой сопротивления движению изменяются в широких пределах. Разность окружных сил различных колес существенно увеличивается с уменьшением радиусов поворота автомобиля и не зависит от суммарной силы сопротивления движению (рис. 2, а, б). Последняя влияет на абсолютное значение усилий. При уменьшении силы сопротивления движению окружные усилия всех колес уменьшаются соответственно. На величину окружных усилий существенно влияет схема поворота автомобиля. Так, при повороте по схеме II наибольшая разность между окружными усилиями различных колес на очень широком диапазоне изменения радиусов поворота примерно в 3 раза меньше, чем при повороте по схеме I (рис. 2, а, в).

Значительно влияет на распределение окружных усилий по колесам схема силового привода, обеспечивающая различную кинематическую связь осей. Наибольшая разность

в окружных усилиях с обеими схемами поворота наблюдается при блокированной связи осей. Установка одного дифференциала в схеме II не дает никаких преимуществ, а в схеме I — больше преимуществ (меньшую разность окружных усилий), чем установка двух дифференциалов.

Появление в широком диапазоне изменения радиусов поворота, особенно при малых силах сопротивления движению, отрицательных окружных усилий, показывает, что во время

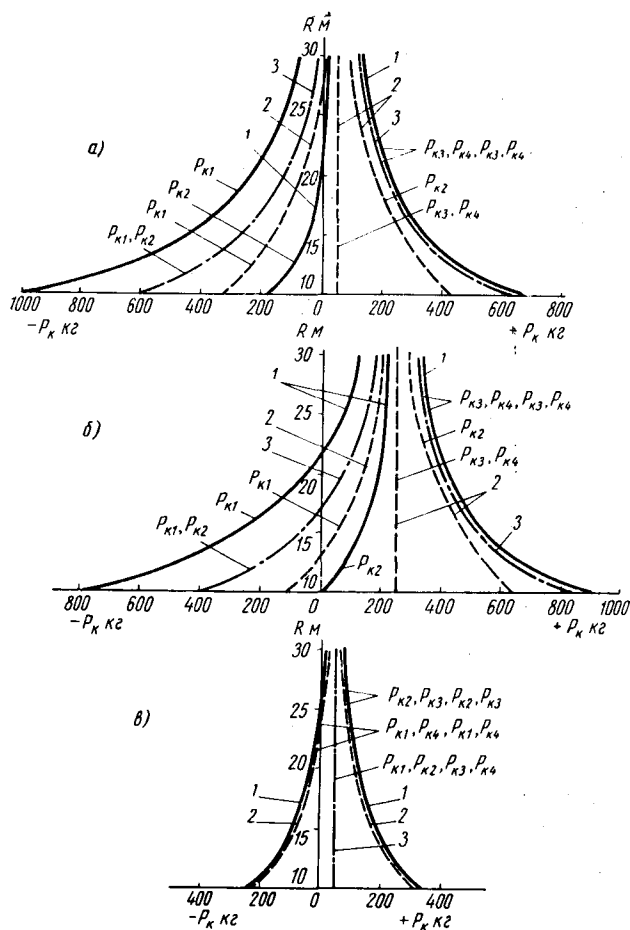


Рис. 2. Распределение окружных усилий при повороте автомобилей типа 8×8:

а — схема I, $\frac{P_{\Sigma}}{2} = 0,02Ga$; б — схема I, $\frac{P_{\Sigma}}{2} = 0,1Ga$; в — схема II, $\frac{P_{\Sigma}}{2} = 0,02Ga$; 1 — при блокированном приводе всех осей; 2 — при одном дифференциале; 3 — при двух дифференциалах

поворота некоторые колеса превращаются из ведущих в тормозящие. Наличие при движении автомобиля разноименных окружных усилий одновременно на различных связанных между собой колесах приводит к возникновению циркулирующей паразитной мощности [1, 7].

Во время поворота четырехосного автомобиля с отключением от раздаточной коробки двух передних осей и использованием в качестве ведущих только двух задних тяговых усилия в схеме I независимо от наличия дифференциала,

а в схеме II при наличии дифференциала будут распределяться равномерно. Лишь при блокированном приводе в схеме II неравномерность в распределении тяговых усилий остается той же, что и без отключения передней группы мостов.

Отключение двух передних осей при блокированной связи их друг с другом и работе в качестве ведомых не освобождает их и силовой привод между ними от нагружения. Так же, как

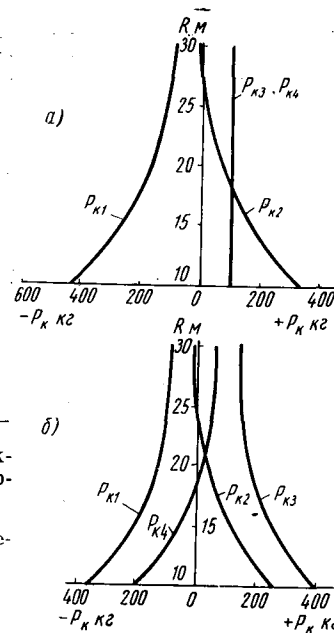


Рис. 3. Распределение окружных усилий при повороте автомобилей типа 8×4:

а — схема I, $\frac{P_{\Sigma}}{2} = 0,02Ga$; б — схема II, $\frac{P_{\Sigma}}{2} = 0,02Ga$

и в ведущих колесах, кинематическое несоответствие вращения колес разных осей действительно проходным путем обуславливает появление в замкнутом контуре (мосты — силовой привод — дорога) упругого момента и циркулирующей паразитной мощности. На рис. 3 показаны зависимости распределения окружных сил в этом случае. Параметры условного автомобиля прежние.

Выводы

1. При повороте многоосных автомобилей окружные усилия, в том числе и тяговые, распределяются по осям неравномерно. Во многих случаях неравномерность распределения усилий приводит к циркуляции паразитной мощности в одном или нескольких контурах силового привода.
2. Уменьшению неравномерности распределения усилий при повороте способствует введение дифференциала между управляемыми и неуправляемыми осями. Установка двух дифференциалов в схеме II (управляемые колеса первой и последней осей) и трех дифференциалов в любой схеме обеспечивает полную равномерность усилий.
3. В одинаковых условиях схема II обеспечивает большую равномерность распределения усилий, чем схема I.

ЛИТЕРАТУРА

1. Левин И. А. К вопросу о циркуляции мощности в трансмиссии многоприводного автомобиля. Научные труды МАМИ. Вып. 1, 1954.
2. Лужановский Н. А. «Автомобильная промышленность», 1959, № 6.
3. Смирнов Г. А. «Известия вузов. Машиностроение», 1965, № 5.
4. Смирнов Г. А. «Автомобильная промышленность», 1965, № 12.
5. Смирнов Г. А., Леляков О. П. «Известия вузов, Машиностроение», 1965, № 11.
6. Смирнов Г. А. «Известия вузов. Машиностроение», 1965, № 7.
7. Короткошко Н. И. Автомобили с дифференциальным и блокированным приводом. Машгиз, 1948.

Влияние ширины обода на износ протектора шины

Г. В. НАДЕЖДИН

Научно-исследовательский институт шинной промышленности

СУЩЕСТВУЮЩИЕ теоретические положения позволяют оценить интенсивность износа колеса аналитически в режиме заданного проскальзывания или в режиме заданной тангенциальной силы [1]. Однако на автомобиле качение шины происходит при смешанном режиме нагружения, поэтому основным пока является экспериментальное исследование шины на автомобиле. Исследование проводилось во время дорожных испытаний шин 260—20 с диагональным направлением корда в каркасе. Шины устанавливали на ведущее колесо автомобиля, движущегося по асфальто-бетонному покрытию при нагрузке на колесо 1630 кг и внутреннем давлении в шине 4,5 кг/см². Ширина посадочной части ободьев была 5,0; 6,0; 7,0 и 8,0". Ширина обода выражалась через основное конструктивное соотношение между шиной и ободом $\frac{C}{B_0}$ (C — ширина обода; B_0 — ширина профиля шины в надутом состоянии).

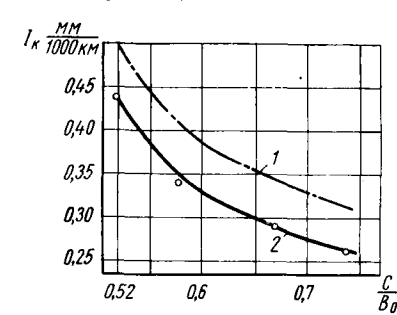


Рис. 1. Зависимость интенсивности износа рисунка протектора шины с диагональным направлением корда от ширины обода: 1 — по углу; 2 — по центру

Из представленных экспериментальных данных (рис. 1) видно хорошо выраженное уменьшение интенсивности износа с увеличением ширины обода. Сравнение величин интенсивности износа испытываемых шин показывает, что с увеличением $\frac{C}{B_0}$ от 0,5 до 0,74 влияние последнего на снижение интенсивности износа уменьшается от 20 до 10% на один дюйм ширины обода. Учитывая полученную нелинейную зависимость, можно предположить, что при $\frac{C}{B_0} = 0,8$ интенсивность износа будет близка к оптимальной, которую можно достичь, изменяя $\frac{C}{B_0}$.

Сниженную экспериментально интенсивность износа при увеличении ширины обода можно объяснить, если применить к данному случаю теорию усталостного механизма износа при упругом контакте [1]. В связи с этим используем выражение для интенсивности износа пневматических шин, приведенное в работе [2]. Поскольку условия качения, физико-механические константы трущихся материалов, конструктивные параметры шин, внутреннее давление и нагрузка для всех шин были одинаковыми, то перечисленные величины, входящие в полное выражение для I_k , будут постоянными A для всех сравниваемых шин. Однако, как показано в работе [3], жесткость шин с увеличением $\frac{C}{B_0}$ меняется. Поэтому рассмотрим входящий в выражение для I_k коэффициент боковой жесткости, зависящий от конструкции шины, $x_y = \frac{k_y}{p_w}$ (k_y — коэффициент бокового увода шины). В выражении для касательного напряжения в контакте [2]

$$\tau_m = \frac{x_y p_w \alpha l}{H}$$

где p_w — внутреннее давление в шине;
 α — угол бокового увода шины;
 l — длина площади контакта шины с плоскостью;
 H — высота профиля шины.

Выразим x_y через боковую жесткость шины B_y . Примем, что боковая жесткость B_y в статике пропорцио-

нальна угловой жесткости при качении шины $\frac{k_y}{\alpha}$, а касательные напряжения в контакте имеют вид

$$\tau_m = \frac{r k_y}{l}$$

Тогда можно представить

$$x_y = \frac{H \tau_m}{p_w \alpha l} = \frac{2 H k_y}{p_w \alpha l^2}$$

Окончательно

$$x_y = \frac{2 H B_y}{p_w l^2}$$

Так как p_w и H мы приняли для всех шин постоянными, то после преобразований

$$I_k \approx A \frac{1}{l^{0,4} B_y}$$

Как видно из полученного выражения, интенсивность износа шины I_k обратно пропорциональна длине площади контакта l и боковой жесткости B_y , а отношение $\frac{1}{l^{0,4} B_y}$ зависит от упругих характеристик шины.

Для расчета используем полученные нами экспериментальные данные о боковой жесткости шин и изменении длины площади контакта при различных значениях отношения $\frac{C}{B_0}$ (рис. 2).

Поскольку $I_k \approx \approx F \left(\frac{1}{l^{0,4} B_y} \right)$, то, подставив данные для каждой исследуемой шины в выражение $\frac{1}{l^{0,4} B_y}$, определим его изменение в зависимости от отношения $\frac{C}{B_0}$ (рис. 3). Учитывая, что влияние всех других факторов на интенсивность износа испытываемых шин нами принято величиной постоянной A , то можно выразить как

$$A = \frac{\sum I_{kэ}}{\sum \left(\frac{1}{l^{0,4} B_y} \right)} = \frac{1,450}{0,000899} = 1,62 \cdot 10^3,$$

где $\sum I_{kэ}$ — сумма средних интенсивностей износа испытываемых шин.

Полученные расчетные данные в выражении для I_k каждого значения $\frac{C}{B_0}$ шин приведены на рис. 3. На этом же рисунке дана экспериментальная зависимость величины средней интенсивности износа шин от $\frac{C}{B_0}$. Сравнение расчетной и экспери-

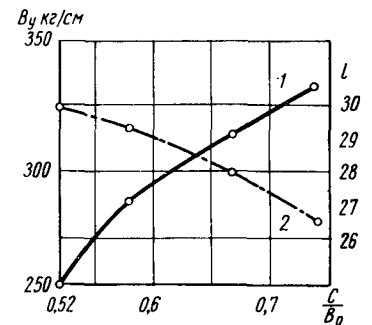


Рис. 2. Зависимость боковой жесткости шин с диагональным направлением корда в статике и длины площади контакта от отношения $\frac{C}{B_0}$ при $p = 4,5$ кг/см², $Q = 1630$ кг: 1 — боковая жесткость; 2 — длина площади контакта

ментальной зависимости позволяет сделать вывод о вполне удовлетворительном качественном их совпадении. Следовательно, интенсивность износа шины с диагональным направлением корда в каркасе уменьшается при увеличении боковой и радиальной жесткостей и зависит от $\frac{C}{B_0}$. Кроме того, развиваемая в настоящее время теория усталостного износа с проскаль-

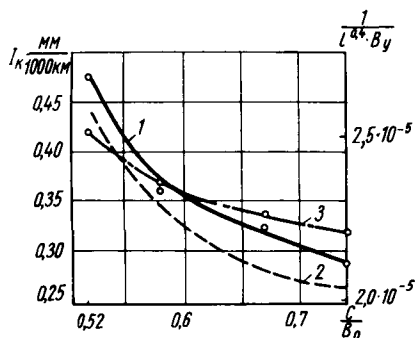


Рис. 3. Расчетная и экспериментальная зависимости интенсивности износа протектора от отношения $\frac{C}{B_0}$:

1 — I_k экспериментальная; 2 — величина $\frac{1}{l^{0,4} B_y}$; 3 — I_k расчетная

зыванием при качении довольно точно отражает влияние конструктивных параметров шин с диагональным направлением корда на износ рисунка протектора. Некоторое количественное несоответствие в данном случае можно объяснить тем, что в A входят такие параметры, которые в определенной степени зависят от упругих характеристик шины, но не могут быть учтены. Так, уменьшение l и увеличение B_y должно неизменно влиять на константы опорной поверхности, поскольку они зависят от линейной скорости элементов протектора в контакте. Лежащая в основе выражения I_k линейная зависимость между τ_m и величиной пути скольжения элементов протектора от входа в контакт до момента достижения максимального τ_m зависит от закона распределения удельных давлений при качении в площади контакта. Постоянные материала зависят от их деформации в зоне контакта. Однако учет всех приближений мате-

матически усложнит расчет, и будет упущен физический смысл влияния $\frac{C}{B_0}$ шины на износ протектора.

В шинах типа P влияние $\frac{C}{B_0}$ на повышение износостойкости не отмечается. Это можно объяснить тем, что эти шины обладают большой угловой жесткостью, превосходящей данный показатель у шин с диагональным направлением корда. Однако связь между боковой и угловой жесткостью шин типа P не имеет прямой зависимости. На это указывает тот факт, что при значении B_y шины типа P , в 1,5 раза меньшем по сравнению со значением B_y шины с диагональным направлением корда, шина типа P имеет угловую жесткость на $25 \pm 30\%$ больше. Поэтому повышение значения B_y у шины типа P не может быть принято пропорциональным угловой жесткости. Однако именно от величины угловой жесткости зависит угол увода шины. Поэтому нельзя принять для шины $\frac{k_y}{a} \sim B_y$, а следовательно, и нельзя использовать установленную аналитическую зависимость I_k для шин P от ширины обода. Установленная зависимость пригодна только для шин с диагональным направлением корда в каркасе.

Выводы

1. Установлено значительное повышение долговечности шины с диагональным направлением корда в каркасе по износу протектора при увеличении ширины обода.
2. Теоретически показано, что интенсивность износа протектора шины имеет степенную зависимость от ширины обода, а анализ расчетного соотношения позволяет считать, что основным фактором, снижающим интенсивность износа протектора шины при увеличении ширины обода, является увеличение угловой жесткости при увеличении ширины обода.
3. Теория усталостного механизма износа с проскальзыванием колеса при его качении хорошо отражает влияние конструктивных параметров шины на износ рисунка протектора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крагельский И. В., Непомнящий Е. Ф. Об усталостном механизме износа при упругом контакте. «Известия АН СССР, Механика и машиностроение», 1963, № 5.
2. Непомнящий Е. Ф. Износ при качении с проскальзыванием. Сб. «Трение твердых тел». Изд-во АН СССР, 1964.
3. Надежды Г. В. «Автомобильная промышленность», 1964, № 8.

УДК 629.11.012.5.001.5

Экспериментальное исследование сцепления шин с грунтом при буксовании

Канд. техн. наук Г. Б. БЕЗБОРОВОДА, Н. Ф. КОШАРНЫЙ

Киевский автомобильно-дорожный институт

ДЕФОРМИРУЕМЫЕ грунты обладают свойством изменять сопротивление сдвигу не только в зависимости от сжимающего напряжения, но и от величины сдвига при одном и том же сжимающем напряжении. Отмеченное свойство грунтов существенно влияет на пробуксовывание колеса, его качественная сторона неоднократно описывалась многими авторами [1, 2, 3]. Однако количественная характеристика этого влияния с учетом типа протектора шины до сих пор полностью не установлена. Между тем, такие данные важны для изучения динамики эластичного колеса и оценки проходимости колесных автомобилей по деформируемым грунтам.

Рассматриваемые количественные зависимости получены в результате широкого экспериментального исследования сцепления в режиме трогания с места и буксования на месте шин регулируемого давления (12,0—18; 14,00—18; 16,00—20; 18,00—24) и арочной шины 1140×700 Я-170. Эти исследования осуществлены в различных грунтовых условиях на пылевато-сугли-

нистом черноземе. Они проведены совместно с Московским автозаводом им. Лихачева, который предоставил Киевскому автомобильно-дорожному институту специальный стенд для испытания шин в полевых условиях [4, 5].

В соответствии с единой для всех опытов методикой исследования одиночное колесо с испытуемой шиной проворачивалось на месте, а стенд принудительно удерживался от поступательного перемещения. На шину при опыте действовали (рис. 1): вертикальная нагрузка Q , горизонтальная реакция в опорах оси колеса F_T и крутящий момент $M=PR$, где P — сила натяжения троса, а R — плечо приложения силы (радиус шквны).

Удельная сила сцепления вычислялась приближенно:

$$\varphi' = \frac{M}{r_0 Q}$$

Принятое здесь допущение о том, что равнодействующая сила сцепления колеса с грунтом T проходит параллельно поверхности недеформированного грунта на расстоянии от оси колеса, равном динамическому радиусу колеса r_d , возможно в связи с тем, что при опытах наблюдались относительно малые заглобления шины в грунт и относительно большие значения радиуса r_d .

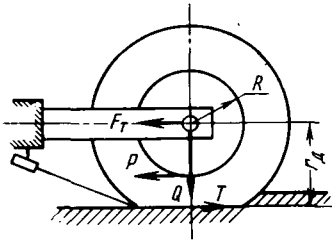


Рис. 1. Схема нагружения колеса при опыте

В качестве коэффициента сцепления при трогании с места ϕ условно принято максимальное значение удельной силы сцепления при опыте. Кроме того, использовано понятие о коэффициенте сцепления при интенсивном пробуксовывании колеса на месте ϕ_8 , численно равном минимальной удельной силе сцепления при длительном проворачивании колеса на месте.

Указанные коэффициенты сцепления, соответствующие различным грунтовым условиям и разным типам шин, приведены в таблице.

позволяют дать сравнительный анализ показателей сцепления испытанных шин с грунтом при различной величине пробуксовывания колеса.

При одной и той же вертикальной нагрузке и одинаковом давлении воздуха в шине характер экспериментальных зависимостей $M-S$ и $\phi-S$ существенно меняется при различном физическом состоянии грунта и влажности W (рис. 2).

В опытах на боронованной пахоте при относительной влажности грунта 0,45—0,65 от предела текучести, равного влажности 33,4%, момент сцепления вначале нарастал прямо пропорционально сдвигу шины (кривые 1 и 2, рис. 2), а затем плавно достигал максимальной величины, на которой стабилизировался при дальнейшем сдвиге. Объясняется это тем, что начало проворачивания шины характеризуется уплотнением рыхлого грунта в области контакта, смещением крупных комьев почвы в более устойчивое положение и прессованием рыхлого грунта во впадинах протектора. Далее в грунте образуется поверхность сдвига, которая проходит по выступам почвозацепов шины, а деформации вне зоны контакта затухают. Колесо при дальнейшем повороте незначительно погружается в грунт, так как не заполненные грунтом почвозацепы, входящие в контакт, как бы фрезеруют новый слой грунта под колесом. Сила сцепления при этом уже не растет и обусловлена, главным образом, трением грунта о грунт и шины о грунт. Погружение колеса ограничено подпахотным твердым массивом.

Грунтовые условия	Влажность грунта		Коэффициент сцепления при трогании с места					Коэффициент сцепления при интенсивном пробуксовывании колеса на месте				
	абсолютная в %	относительная к верхнему пределу текучести	12,00—18 И-111	14,00—18 И-113	16,00—20 И-156	1140×700 Я-170	18,00—24 (опытная)	12,00—18 И-111	14,00—18 И-113	16,00—20 И-156	1140×700 Я-170	18,00—24 (опытная)
Пахота боронованная	15—22	0,45—0,65	0,65—0,75	0,63—0,75	0,72—0,78	—	—	—	—	—	—	—
То же	25—28	0,75—0,85	0,55—0,68	0,58—0,72	0,62—0,72	0,68—0,78	—	0,40—0,50	0,43—0,53	0,45—0,56	0,52—0,58	—
	31—35	0,93—1,10	0,40—0,53	0,50—0,65	0,58—0,60	0,66—0,75	—	0,20—0,40	0,35—0,45	0,43—0,46	0,50—0,55	—
Живые злаковых культур	20—24	0,66—0,80	—	0,60—0,70	0,64—0,72	—	—	—	0,40—0,50	0,42—0,54	—	—
Мокрый скошенный луг	48—69	—	—	—	0,48—0,58	0,55—0,62	0,45—0,55	—	—	0,30—0,36	0,38—0,40	0,25—0,30
Илистые отложения, залитые водой	—	—	—	—	0,30—0,40	0,40—0,50	0,26—0,32	—	—	0,25—0,32	0,25—0,30	0,20—0,22
Грунтовая дорога с размокшим слоем 3—5 см	—	—	0,48—0,58	—	0,45—0,58	0,58—0,62	0,45—0,50	0,3—0,38	—	0,32—0,40	0,45—0,50	0,3—0,35

Поскольку при опытах на пленку осциллографа регистрировались не только сила натяжения троса P и радиальная деформация шины Δr , но и сдвиг шины S , то полученные данные

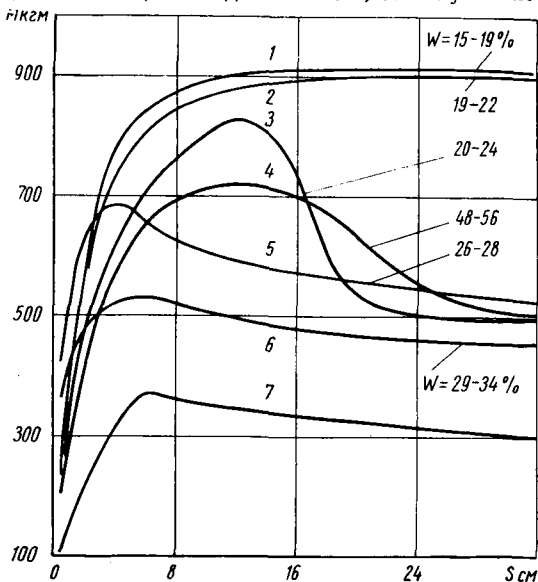


Рис. 2. Зависимость момента M сопротивления проворачиванию шины 16,00—20 от величины сдвига S по деформируемому грунту:

1 — сухая слежавшаяся пахота; 2 — свежеспаханный грунт; 3 — живые; 4 — мокрый луг; 5 — увлажненная пахота; 6 — переувлажненная пахота; 7 — илистый грунт, покрытый водой (нагрузка колеса 2100 кг)

Наибольшие значения коэффициента сцепления на мало-влажной пахоте получены у шин 12,00—18; 14,00—18 и 16,00—20 вне зависимости от вертикальной нагрузки при давлении воздуха в них 0,7—0,8 ат. Физическую сущность увеличения коэффициента сцепления на рыхлом грунте при снижении давления воздуха в шине можно объяснить, основываясь на следующих результатах исследований.

На рис. 3 прямой линией $a-a'$ изображена характеристика сдвига рыхлого грунта, полученная методом горизонтального сдвига по грунту плоских макетов протекторов, соизмеримых с отпечатками испытываемых шин. На тот же рис. 3 нанесены расчетные средние значения нормальной σ и касательной τ нагрузки, действовавшей на этот же грунт при проворачивании колес с шинами регулируемого давления (обозначены точками). При расчетах на основе зарегистрированной при опыте нормальной радиальной деформации шины и обмером ее отпечатка на грунте подсчитывалась площадь контакта. Отношения вертикальной нагрузки Q и максимальной силы сцепления T колеса к площади контакта соответственно принимались за среднюю нормальную σ и касательную τ нагрузки в контакте. Следует отметить близкое совпадение этих точек с характеристикой сдвига грунта $a-a'$.

Экспериментальные точки, полученные при меньшем давлении воздуха в шине, расположились на рис. 3 ближе к началу координат, где угол сдвига грунта θ , тангенс которого равен отношению касательной нагрузки τ к нормальной σ , имеет более высокие значения. Коэффициент сцепления шины с грунтом, который находится в прямой зависимости от отношения τ к σ , растет с увеличением угла сдвига θ . Так как при уменьшении давления в шине снижается нормальная нагрузка в контакте σ , а ей соответствует больший угол сдвига θ , то этим объясняется увеличение сцепления шины с грунтом.

Аналогичный вывод получен из испытаний шин регулируемого давления на живые злаковых культур (рис. 3, линия $b-b'$). Так как сцепление шины здесь обусловлено преимущественно трением грунта о грунт и шины о грунт.

ственно предельным сопротивлением грунта сдвигу, то, зная среднюю нормальную нагрузку σ под колесом, можно заранее с большой степенью достоверности судить о максимальном коэффициенте сцепления по тангенсу угла сдвига θ . Для этого нужно определить характеристику сопротивления заданного грунта сдвигу $\tau = F(\sigma)$ указанным методом сдвига плоского штампа либо иным методом, принятым в механике грунтов [6].

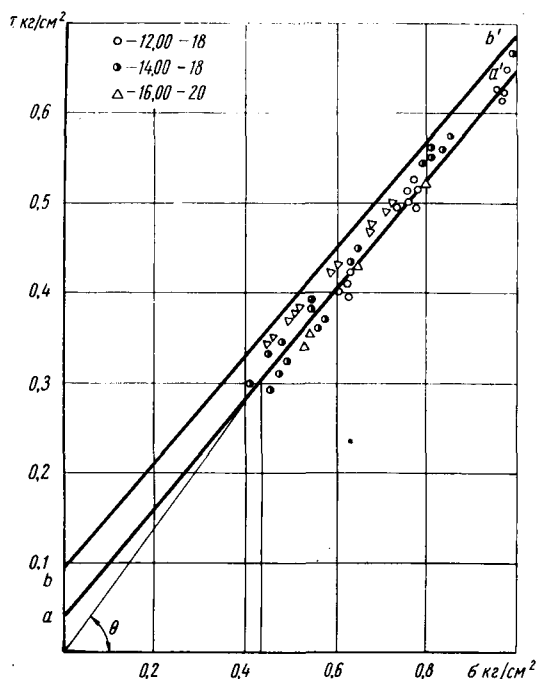


Рис. 3. Характеристика сопротивления сдвигу рыхлого грунта и жнивья злаковых культур

С повышением влажности рыхлого грунта более 0,65—0,70 от предела текучести характер зависимости $M-S$ резко меняется (рис. 2, кривые 5 и 6). Момент сцепления достигает максимальной величины при относительно небольшом сдвиге, а затем при его росте плавню снижается, переходя в прямую, почти параллельную оси абсцисс.

Чтобы проанализировать влияние влажности рыхлого грунта на сцепление с ним испытываемых шин, на рис. 4 были нанесены величины коэффициента сцепления при трогании с места, полученные в разных опытах. Кривая 1 на рис. 4 (средняя) показывает, что с повышением относительной влажности грунта от 0,4 до 1—1,2 от предела текучести максимальный коэффициент сцепления резко снижается. В то же время коэффициент сопротивления качению шин, измеренный в тех же грунтовых условиях (рис. 4, кривая 2), растет, поэтому запас возможной силы тяги по сцеплению уменьшается с повышением влажности грунта и за пределом текучести доходит до ничтожной величины.

Проведенное исследование показывает, что регулирование давления воздуха в шине не оказывает существенного влияния на описанный характер зависимости коэффициентов сопротивления качению и сцепления шин от влажности данного грунта.

У арочной шины 1140×700 Я-170 на пахоте наблюдалось более плавное изменение момента сцепления при сдвиге, чем у шины 16,00—20, поэтому величина ее коэффициента сцепления при трогании с места находится в области больших сдвигов и занимает на ней больший участок. Таким образом, арочная шина более устойчиво сохраняет свои хорошие сцепные качества при буксовании. Сказанное справедливо и для арочной шины 1500×840, испытанной на мокром жнивье.

На величину сдвига, или (что то же) буксования, при котором наблюдается максимальный момент сцепления, на рыхлом вспаханном грунте наиболее существенно влияет расстояние между грунтозацепами.

Корневая система злаковых культур повышает сопротивление грунта сдвигу на жнивье, поэтому в этих условиях получают более высокие значения момента сцепления шин при трогании с места, чем на мокрой пахоте (кривая 3 на рис. 2). Однако после разрушения корневой системы вследствие дли-

тельного проворачивания колеса при буксовании шина достигает рыхлого нижнего слоя и момент сцепления снижается до 0,6—0,8 от своего максимального значения. Несколько лучшие показатели сцепления были получены при малых вертикальных нагрузках и минимально допустимом давлении воздуха в шине.

Плотный дерновой покров на скошенном лугу, непрерывно увлажняемый выпадавшим во время опытов дождем, так же как и на жнивье, обеспечивал относительно высокие значения момента сцепления при трогании с места (кривая 4 на рис. 2). До разрушения дернового покрова момент сцепления нарастал почти пропорционально сдвигу, а затем плавно достигал своего максимального значения. При дальнейшем сдвиге шина разрушала дерновой покров и начинала соприкасаться с нижележащим переувлажненным грунтом. Момент сцепления при этом плавно уменьшался до величины 0,5—0,7 своего максимального значения, а затем оставался на этом уровне при продолжающемся буксовании колеса.

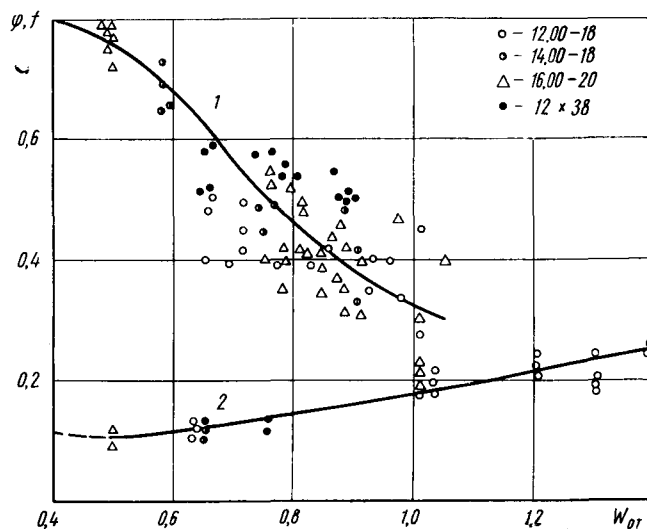


Рис. 4. Характеристика влияния влажности рыхлого грунта на коэффициент сцепления (кривая 1) и коэффициент сопротивления качению (кривая 2) пневматических шин

Более высокие показатели сцепления на лугу получены при минимально допустимом давлении в шинах, равном 0,5 ат, когда благодаря снижению давлений в контакте образуется значительная плоская зона с частичным выпучиванием шины внутрь. В сопротивлении сдвигу вовлекается большая поверхность дернового покрова, и начинают активно работать боковые кромки протектора шины. Крупные расчлененные почвозацепы у арочной шины 1140×700 модели Я-170 обеспечили независимо от давления в ней более высокие, чем у шин регулируемого давления, коэффициенты сцепления на мокром лугу.

Испытания шин проводились также на илстых отложениях толщиной 12—20 см, лежащих на сравнительно плотном основании, но залитых сверху водой. На сцепление шины существенно влияло положение ее относительно плотного основания грунтового массива. После приложения к колесу даже малого вращающего момента оно проворачивается на месте. В начале поворота почвозацепы шины сгребают мягкий пограничный слой ила, а затем входят в контакт с более плотным основанием. Момент сцепления растет до максимума пропорционально сдвигу, а затем снижается на 5—10% у шины 16,00—20 и на 15—20% у арочной шины 1140×700. Далее величина момента стабилизируется на одном уровне, так как протектор шины замасливается вязким грунтом и сцепление уже создается только за счет поверхностного трения. К этому моменту опыта вследствие «фрезерования» грунта колесо глубоко увязает в нем. Профиль арочной шины способствует лучшему взаимодействию ее с илстыми образованиями при продолжительном сдвиге, так как она меньше погружается в них. На сцепление шин регулируемого давления положительно влияет наличие почвозацепов, распространяющихся на боковины. Они взаимодействуют со стенками глубокой колеи.

Снижение давления в шине 16,00—20 до 0,5 ат приводит к уменьшению момента сцепления, так как с увеличением опорной поверхности шины снижаются контактные давления под

почвозацепам и они уже не достают до более плотного основания.

Из рис. 2 видно, что на связном рыхлом грунте, живые, илистые образования и лугу четко определяются максимальное и минимальное значения момента сцепления и предел его пропорционального нарастания в начале опыта. Эти характерные точки и соответствующие им величины сдвигов следует принять в качестве оценочных показателей в тех случаях, когда исследуется влияние давления воздуха в шине, ее нагрузки, влажности грунта на сцепные качества шины при трогании с места.

Более трудно выбрать такие же характерные точки для изучения сцепления шины с указанной грунтовой дорогой, имеющей на поверхности слой вязкой грязи и скопления влаги. В опытах с проворачиванием колеса на мокрой грунтовой дороге со слоем вязкой грязи 3—5 см наблюдаются неустойчивые и сложные изменения показателей сцепления шины, на которые имеют большое влияние рисунок протектора, нагрузка и давление воздуха в шине.

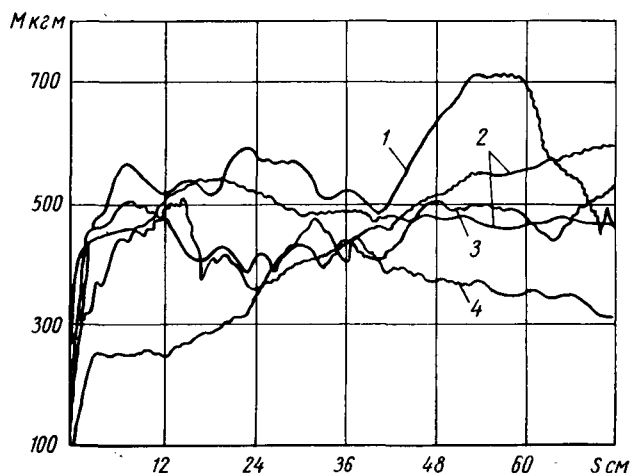


Рис. 5. Зависимость момента M сопротивления проворачиванию шины 16,00—20 от величины сдвига S на мокрой грунтовой дороге:

1 и 2 — при нагрузке 2150 кг и давлении воздуха в шине 1,75 и 0,5 ат;
3 и 4 — при нагрузке 1260 кг и давлении воздуха в шине 1,75 и 0,5 ат

По данным опытов с шиной 16,00—20 при двух различных значениях нагрузки и давления воздуха, приведенных на рис. 5, момент сцепления сразу растет приблизительно пропорционально сдвигу и при относительно малом его значении достигает предела пропорциональности. За этим пределом при дальнейшем сдвиге момент сцепления то существенно растет, то снова снижается до величины, соответствующей пределу пропорциональности.

Сцепление шины обусловлено здесь, в основном, трением резины протектора о плотное основание в присутствии вязкого слоя размокшего грунта. Сравнивая кривые 1 и 3 с кривыми 2 и 4, видим, что с увеличением давления воздуха в шине 16,00—20 наблюдается заметное возрастание момента сцепления после предела пропорциональности, что связано с ясным

проявлением эффекта врезания выступов высоких и расчлененных почвозацепов в плотный грунт дороги. Об этом также можно судить по четким следам, оставшимся на поверхности дороги в местах опытов.

Сцепные качества шины 12,00—18 в тех же условиях, наоборот, улучшились при снижении давления воздуха в ней до 0,5 ат, что следует объяснить конструкцией ее протектора. В отличие от шины 16,00—20 неглубокий рисунок протектора шины 12,00—18 имеет густо расположенные почвозацепы и легко забивается грязью. При высоком давлении воздуха в шине грязь, уплотненная в рисунок, несет вертикальную нагрузку наравне с почвозацепами и препятствует вклиниванию их в плотный грунт. Со снижением давления в шине уменьшается прессование и сопротивление выдавливанию грязи из густого лабиринта канавок протектора, а повысившаяся эластичность шины способствует самоочищаемости ее рисунка. Как при низком, так и высоком давлении воздуха в шине 12,00—18 зависимость момента сцепления от сдвига по грунту протекает без резких колебаний между крайними значениями. Этим подтверждается слабое взаимодействие почвозацепов с плотным грунтом, при котором сцепление обеспечивается в основном только за счет трения шины о грунт и грунта о грунт.

У арочной шины 1140×700 на мокрой грунтовой дороге следует устанавливать давление воздуха 2 ат при максимально допустимой нагрузке, так как при этих условиях четко проявляется зацепление почвозацепов с плотным основанием грунтовой дороги, их самоочищаемость от грязи при выходе из контакта.

Выводы

1. В комплексе тягово-сцепных показателей колесного двигателя должна определяться характеристика изменения момента сцепления при проворачивании колеса на месте в функции от величины сдвига беговой дорожки протектора шины относительно опорной поверхности. Эта характеристика оценивает условия трогания автомобиля с места, а также определяет возможные предельные показатели сцепления колеса с опорной поверхностью при частичном буксовании.

2. Конкретные показатели сцепных качеств колеса при трогании с места определяются согласно приведенной формуле по основным точкам характеристики изменения момента сцепления колеса при проворачивании.

3. Приведенные материалы о сцеплении шин низкого давления с грунтом могут быть использованы при тяговых расчетах движения автомобилей по черноземному грунту и при проектировании новых колесных двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бабков В. Ф., Бируля А. К., Сиденко В. М. Проходимость колесных машин по грунту. Автотрансиздат, 1959.
2. Backer M. G. „Automobile Engineer“, June, 1955.
3. Backer M. G. Off the-Road Locomotion — Research and Development in Terramechanics. Ann. Arbor, The University of Michigan Press.
4. Безбородова Г. Б., Кошарный Н. Ф. «Механизация сельского хозяйства», 1963, № 12 (на укр. яз.).
5. Безбородова Г. Б., Кошарный Н. Ф. «Автотранспортник Украины», вып. 4 (14), 1964.
6. Цытович Н. А. Механика грунтов. Госстройиздат, 1963.

Микроклимат в салонах автобусов ЛиАЗ-158 и ПАЗ-652

Е. И. КРИВЕНКО, А. И. СОФРОНОВ

НАМИ

НОРМАЛЬНЫМИ условиями для пассажиров и водителей в жарком климате являются максимальные температуры воздуха не выше $+27^\circ$, относительная влажность воздуха не более 60% и скорости воздушного потока не менее 0,3 м/сек. Недопустимыми по условиям санитарно-гигиенических норм принято считать: температура воздуха 40° и выше, относительная влажность выше 80% и ниже 20% и скорости воздушного потока менее 0,1 и более 2 м/сек¹.

В целях получения отправных данных для конструкторов, занимающихся вопросами улучшения условий работы водителей и пассажиров, а также выбора путей дальнейшего экспериментирования в этом направлении силами работников НАМИ и Ташкентского политехнического института совместно с работниками Ташкентских автобусных парков № 3 и 4 в летний период в г. Ташкенте была проведена работа по определению микроклимата в салонах автобусов ЛиАЗ-158 и ПАЗ-652 выпуска 1963 г. Оценка микроклимата в салонах автобусов давалась на основании определения температуры, относительной влажности, скорости и направленности воздушных потоков в различных точках салона автобуса.

Контрольные заезды для определения указанных параметров микроклимата были проведены на автобусах со стандартными вентиляционными устройствами. Автобусы были оборудованы психрометрами, чашечными анемометрами и дистанционным измерителем температуры ИТ-1-М НАМИ.

Определение направленности воздушных потоков в салоне автобуса и кабине водителя проводилось с помощью лепестков из бумаги, прикрепленных к тросикам переносной рамки размером 700×700 , и лепестков, прикрепленных к тросикам, расположенным в нескольких поясах салона автобуса.

Датчики для измерения температуры были установлены в девяти точках салона и в четырех точках кабины водителя автобуса ЛиАЗ-158 и соответственно в четырех и четырех точках автобуса ПАЗ-652. Относительная влажность воздуха измерялась в трех поясах салона: по первому ряду сидений, посередине и по последнему ряду сидений. Скорость воздушных потоков измерялась в 18 точках салона и в трех точках кабины автобуса ЛиАЗ-158 и соответственно в 12 и трех точках автобуса ПАЗ-652.

Контрольные заезды проводились при следующих вариантах открытия вентиляционных устройств автобуса ЛиАЗ-158, создающих наиболее благоприятные направленности воздушных потоков:

1. С двумя открытыми передними вентиляционными люками:
 - а) открыты форточки правой стороны автобуса;
 - б) открыты форточки обеих сторон;
2. С тремя открытыми вентиляционными люками:
 - а) открыты форточки правой стороны;
 - б) открыты форточки обеих сторон.

Заезды на автобусе ПАЗ-652 проводились при полностью открытой вентиляции. Измерения в кабинках автобусов проводились также при полностью включенных вентиляционных устройствах.

Параметры микроклимата в салонах автобусов измерялись без пассажиров в самое жаркое время суток — с 12 до 17 ч при температуре окружающего воздуха $32-38^\circ$, относительной влажности 20—40%, при слабом боковом ветре, при движении по равнинной дороге на установившихся скоростях движения 20, 40 и 60 км/ч. Фиксация показаний приборов проводилась на установившихся скоростях через каждые 2—3 мин после их стабилизации.

В результате проведенной работы было установлено, что температура воздуха внутри салона автобуса ЛиАЗ-158 была приблизительно везде одинакова и достигала $40-43^\circ$, т. е. на 3—5° выше температуры наружного воздуха. Температура в местах салона, находящихся под непосредственным воздействием солнечных лучей, достигала 45° . Особенно высокие температуры воздуха были зафиксированы в кабине автобуса, где на уровне ног водителя температура достигала $47-48^\circ$, а на уровне головы $46-48^\circ$. Относительная влажность воздуха в кабине и салоне автобуса колебалась в пределах от 25 до 40%.

Скорости воздушного потока в различных точках салона на уровне головы пассажира при скорости движения автобуса 25 км/ч колебались в пределах 0—0,6 м/сек, при движении со скоростью 60 км/ч не превышали 0,5—1,2 м/сек, что явно недостаточно для улучшения самочувствия пассажиров.

Направленность воздушных потоков в салоне такова, что воздействие их на пассажиров мало ощутимо.

Так как можно открывать только верхнюю часть окон автобуса, основная часть воздушного потока направляется выше головы пассажира на расстоянии 100—200 мм от окон, вдоль салона автобуса. Поэтому обдув пассажиров, сидящих у окна и у прохода, практически одинаков. Воздушные потоки из двух передних люков воздействуют только на четырех пассажиров, находящихся непосредственно под ними. Открытие третьего люка почти не улучшает обдува пассажиров.

Обдув кабины водителя несколько лучше, чем обдув салона. Скорость воздушного потока над головой водителя колебалась от 1,3 м/сек при скорости 40 км/ч до 1,7 м/сек при скорости 60 км/ч.

В результате контрольных заездов, проведенных на автобусе ПАЗ-652, было установлено, что температура в салоне автобуса была на 2—7° выше температуры наружного воздуха и достигала $34-39^\circ$. Температура в кабине водителя на уровне головы составляла 35° , около ног 37° .

Относительная влажность воздуха в салоне и кабине автобуса была в допустимых пределах и колебалась от 50 до 70%.

Скорости воздушных потоков равнялись 0,8—1,4 м/сек. Воздушные потоки в салоне автобуса ПАЗ-652 направлены значительно лучше, чем в автобусе ЛиАЗ-158, и создают благоприятные условия, хорошо обдувая пассажиров. Это достигается за счет открытия шести верхних люков и боковых окон, которые открываются на половину их ширины.

Выводы

1. Конструкция автобуса ЛиАЗ-158 в условиях сухого жаркого климата в данной модификации не обеспечивает нормальных условий для перевозки пассажиров и для работы водителя.

2. Конструкция автобуса ПАЗ-652 в данной модификации по сравнению с автобусом ЛиАЗ-158 создает несколько лучшие условия для перевозки пассажиров и работы водителя за счет большего притока воздуха и лучшего распределения воздушных потоков в салоне.

3. При эксплуатации автобусов с пассажирами следует ожидать значительного ухудшения микроклимата в салоне автобуса, особенно автобуса ЛиАЗ-158, за счет уменьшения скорости воздушных потоков, изменения направленности их и повышенного потовыделения пассажиров. Поэтому целесообразно провести работу по определению данных параметров в автобусах с пассажирами.

4. Полученные в процессе испытаний показатели свидетельствуют о необходимости проведения дальнейшей работы по улучшению параметров микроклимата в автобусах, предназначенных для эксплуатации в условиях сухого жаркого климата. Для этого целесообразно предусмотреть устройства, позволяющие защищать водителя от непосредственного воздействия солнечных лучей через ветровое стекло, проверить возможность применения детермальных стекол для остекленной поверхности салона автобуса, провести экспериментальную проверку возможности увеличения числа и размеров верхних вентиляционных люков, понижения уровня открытия окон салона, применения поворотных козырьков или других устройств, обеспечивающих эффективный обдув пассажиров.

Кардинальным решением вопросов явилось бы, по-видимому, создание кондиционированных установок, над которыми в настоящее время работают специалисты автозаводов. Однако для условий сухого жаркого климата первоочередной задачей следует считать обеспечение правильной направленности вентиляции и скорости воздушных потоков, что в значительной степени улучшит условия для пассажиров и водителей автобусов.

¹ «Автомобильный транспорт», 1960, № 10.

О мягком антифрикционном гальваническом покрытии вкладышей подшипников

Н. А. СОЛОВЬЕВ, Н. В. МЕРКУЛОВА, В. Д. АРШИНОВ, А. М. ПСПОВ

Ярославский моторный завод

ЗА ПОСЛЕДНИЕ 10—15 лет широко применяется тонкий слой мягкого антифрикционного гальванического покрытия многокомпонентным сплавом поверхности вкладышей подшипников. Этот сплав улучшает приработку вкладышей к шейкам вала, уменьшает износ шеек вала, повышает антикоррозионную стойкость подшипников к воздействию органических кислот смазочных масел, способствует поглощению абразивных частиц, а также имеет и другие преимущества.

Для повышения долговечности подшипников большинство иностранных фирм до 1951 г. наносило на их поверхность сложное комбинированное гальваническое и диффузионное покрытие сплавом свинец-индий.

По сообщению Азолино Джозеф [1], дорогостоящий сплав свинец-индий с 1951 г. заменен сплавом свинец-олово для покрытия поверхности подшипников авиационных двигателей Куртис-Райт. По его данным, применение сплава свинец-олово (содержание олова 6—9,5%) значительно увеличило стойкость подшипников в более жестких эксплуатационных условиях по сравнению со сплавом свинец-индий. При увеличении содержания олова сплав приближается к эвтектике и понижается температура его плавления, а при уменьшении содержания олова коррозионная стойкость сплава понижается.

Дальнейшие работы исследователей были направлены на введение в сплав свинец-олово небольшого количества меди, сурьмы, мышьяка [2] или сурьмы и меди как раздельно, так и одновременно [3].

Необходимость введения в сплав меди и сурьмы была вызвана тем, что электролитически осажденный сплав, состоящий из свинца и олова, быстро изнашивался при работе вкладышей подшипников на двигателях. По литературным данным, в настоящее время подшипниковые материалы покрывают чаще всего сплавом свинец-олово без добавления или с добавлением небольшого количества меди, сурьмы или мышьяка. Толщина слоя покрытия во многом зависит от типа подшипников. Стандартные сталебронзовые подшипники имеют следующие толщины: стальные стенки в пределах 1,2 мм, свинцовистая бронза 0,4 мм (содержание свинца 24%), верхний мягкий слой около 25 мк (содержание олова 8—12%) [2].

В эксплуатационных условиях температура вкладышей повышается. Повышение температуры способствует миграции олова из верхнего слоя внутрь промежуточного слоя свинцовистой бронзы. Потеря олова делает поверхностный слой не только более подверженным коррозии от воздействия горячего масла, но также образует на границе между двумя слоями нежелательные интерметаллические соединения медь—олово, что приводит к быстрому разрушению и отслаиванию мягкого покрытия. Для предотвращения диффузии олова из верхнего антифрикционного слоя рекомендуется осажать тонкий промежуточный слой никеля между свинцовистой бронзой и мягким гальваническим покрытием [2—3]. Абнер Бринер [2] также описывает возможность осаждения железа, кобальта или бронзы, содержащей от 15 до 35% цинка, вместо никелевой прослойки.

Влияние толщины промежуточного слоя никеля на уменьшение диффузии из мягкого покрытия при нагреве вкладышей на 149° показано на рис. 1. При толщине слоя никеля 5 мк (кривая 1) содержание олова уменьшалось в мягком слое примерно на 2% (с 12 до 10%). При толщине слоя никеля 2,5 мк (кривая 2) уменьшение олова достигало 3%. При толщине никеля 1,25 мк (кривая 3) олово в мягком слое сокращалось на 50%. Кривая 4 показывает случай, когда слой никеля составляет 0,5 мк, а кривая 5 — без промежуточного слоя никеля [2]. Согласно результатам данного исследования, наилучшая толщина промежуточного слоя никеля должна быть в пределах 2 мк.

В качестве электролита для осаждения свинцовистых сплавов практическое применение имеет только борфтористоводо-

родный электролит. Исследовались и другие типы электролитов, но они промышленного применения до настоящего времени не имеют.

С 1948 г. проводились исследования по осаждению сплава свинец-олово с добавлением до 1% меди, а затем и 0,5% сурьмы. Испытания этих покрытий на двигателях производились

экспериментальным цехом Ярославского автозавода. Нагруженные вкладыши изготовлялись со свинцовистой бронзой, а ненагруженные — без свинцовистой бронзы. В начале исследований был проверен медный промежуточный слой из пирофосфорного электролита и никелевый слой из серноокислого электролита. Медный подслой из пирофосфорного электролита оказался совершенно непригодным. Отслаивание мягкого покрытия при расточке и термообработке происходило примерно у 50% образцов. У вкладышей, не имевших дефектов покрытия при расточке и термообработке, мягкий слой полностью отслаивался за 207 ч работы на двигателе (рис. 2). Никелевое покрытие в качестве подслоя дало лучшие результаты и применялось в последующих опытах.

В ходе исследований была установлена возможность получения покрытий хорошего качества и в толстых слоях при совместном осаждении свинца, олова 6—9%, меди до 1% и сурьмы примерно 0,5% с добавлением в электролит желатина. Очень прочные мелкозернистые осадки и в толстых слоях были получены при совместном добавлении желатина и резорцина.

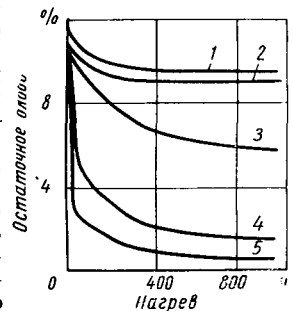


Рис. 1. Влияние толщины промежуточного слоя никеля на уменьшение диффузии олова из поверхностного мягкого сплава свинец-олово

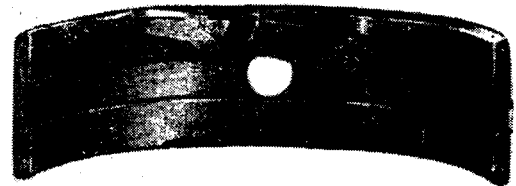


Рис. 2. Вкладыш с медным промежуточным слоем

Добавка резорцина оказывает заметное влияние и на содержание олова в сплаве; при добавлении резорцина содержание олова в осадках значительно повышается, а твердость мягкого слоя понижается. Микротвердость осадков при отсутствии резорцина в электролите колебалась от 28 до 37 кг/мм², а при наличии резорцина составляла 15—17 кг/мм².

Опытные вкладыши в период июль—август 1951 г. были поставлены на двигатель ЯАЗ-204 и проработали 270 ч. При испытании применялось топливо по ГОСТу 305—42 и масло по ГОСТу 5304—50. После испытания вкладыши с покрытием, нанесенным на никелевый подслоя, разрушения слоя, видимого простым глазом, не имели.

При измерении размеров вкладышей линейный износ был в 2—3 раза выше износа стандартных вкладышей, а весовые потери опытных вкладышей в 4 раза меньше стандартных. Так, например, шатунный стандартный вкладыш имел износ по весу 0,329 г, а по толщине 0,004 мм. Опытный шатунный вкладыш имел износ по весу 0,0801 г, а по толщине 0,013 мм. При-

мерно аналогичные результаты износа имели и другие вкладыши. На основании этих данных можно полагать, что в стандартных вкладышах, изготовленных из свинцовой бронзы, происходит коррозионное разрушение свинца и свинец вымывается из сплава. На опытных вкладышах, по-видимому, коррозионного разрушения сплава не происходит и сплав только изнашивается во время работы двигателя и его работы.

Компрессионные кольца, покрытые сплавом, прошли испытание в сентябре—ноябре 1951 г. в продолжение 500 ч.

Поршни с опытным покрытием из сплава свинец-олово-медь-сурьма проходили испытание в 1-м автобусном парке Ленгорисполкома.

В данной работе были выяснены условия совместного осаждения свинца, олова, меди, а также свинца, олова, меди и сурьмы электролитическим способом из борфтористоводородного электролита и установлена возможность осаждения четырехкомпонентного сплава в толстых слоях (порядка нескольких десятых мм).

Проверено влияние температуры, плотности тока, отдельных компонентов электролита на состав и качество покрытий. Установлено, что каждый из отдельных компонентов состава электролита, а также плотность тока и температура раствора имеют большое влияние на состав и качество покрытий. Проверена необходимость термообработки осажденного сплава не только с точки зрения повышения антифрикционных свойств и пластичности осадка, но и с целью проверки качества адгезии сплава к основному металлу.

В результате исследования был установлен следующий состав электролита для осаждения четырехкомпонентного сплава в г/л:

Свинец борфтористый (как металл)	70—110
Олово борфтористое	6—13
Медь борфтористая	0,5—1
Сурьма борфтористая	0,25—0,5
Борфтористоводородная кислота (свободная)	45—60
Желатин	0,5—2
Резорцин	5—7

Режим работы: плотность тока при температуре 20° — 2 а/дм², а при температуре 30° — 4 а/дм².

По литературным данным, максимальная продолжительность работы вкладышей получена со сплавом свинец-олово, содержащим 3,5% меди, но большинство иностранных фирм применяют сплав следующего состава: свинец 88%, олово 10% и медь 2% [2].

Технологические процессы осаждения мягкого сплава на различные подшипниковые материалы, а также составы электролитов описаны в трудах [1—2, 4—11].

Влияние состава борфтористоводородного электролита на состав сплава свинец-олово показано в табл. 1.

Таблица 1

Состав осадков (% Sn в осадках)	Состав электролита				
	Содержание Sn в г/л		Содержание Pb в г/л	Отношение Sn / (Sn + Pb) (весовой %)	Содержание клея в г/л
	Общее	Двухвалентное			
5	5	4	90	4,3	0,5
7	7	6	90	6,3	0,5
10	10	9	90	9,1	0,5
15	15	13	80	16	1,0
25	25	22	65	25	1,5
40	40	35	44	44	3,0
50	50	45	35	56	4,0
60	60	55	25	59	5,0

Примечания: 1. Каждый электролит содержал свободный HBF₄ 40 г/л и H₂BO₃ 25 г/л.
2. Режим покрытия: температура комнатная, плотность тока 3,2 а/дм², перемешивание медленное.

В последнее время рекомендовано четыре электролита (табл. 2). Для электролита № 1 сообщаются следующие рекомендации [10]. Перемешивание электролита воздухом не применяется из-за окисления двухвалентного олова. Отношение анодной поверхности к катодной при внутреннем покрытии 1:3, а при наружном покрытии 2:1 или как можно больше.

Температуру электролита следует поддерживать не выше 38°, так как при температуре выше 38° содержание олова в осадках значительно повышается. Плотность тока нужно устанавли-

вать не ниже 3 а/дм². При плотности тока ниже 3 а/дм² содержание олова в осадках значительно понижается. Рекомендуется не производить интенсивного перемешивания, так как при интенсивном перемешивании содержание олова в осадках значительно повышается. Перемешивают электролит движением катодных штанг. Более качественное покрытие на подшипниках получают, когда электролит находится в движении или производится вращение анодов. При этих условиях плотность тока может быть повышена до 6 а/дм². Аноды содержат в чехлах. Анодный и катодный выход по току равен 100%. Добавка резорцина стабилизирует электролит и уменьшает тенденцию к окислению олова. Необходимо учитывать, что резорциновое масло повышает содержание олова в осадках. Общее содержание металла в электролите должно быть в пределах 85—110 г/л. При уменьшении содержания металла в электролите уменьшается содержание олова в осадках. Очищается электролит активированным углем. Добавочные компоненты контролируются по содержанию олова в покрытии и по структуре осадков.

Таблица 2

Наименование	№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Борфтористое олово общее (как металл) в г/л	7	9—11	30	—
То же двухвалентное (как металл) в г/л	6	—	—	30
Борфтористый свинец (как металл) в г/л	88	135—150	100	100
Борфтористая медь (как металл) в г/л	—	1,5—2,5	—	—
Борфтористая сурьма (как металл) в г/л	—	—	6	6
Борфтористоводородная кислота (свободная) в г/л	100	20—40	80	80
Борная кислота в г/л	25	До насыщения	25	—
Пептон в г/л	0,5	—	15	—
Гидрохион в г/л	—	1—1,3	0,5	15,5
Желатин в г/л	—	до 0,5	—	—
pH максимальный (колориметрический)	0,2	0,2—0,3	—	—
Плотность тока в а/дм ²	3	4,5—9	3,9	3,9
Температура электролита в °С	16—38	18—22	21±1°	21±1°
Интенсивность перемешивания электролита	Медленное	Медленное	Медленное	Медленное
Состав осадков в %:				
свинец	93	—	82	82
олово	7	—	11	11
медь	—	—	—	—
сурьма	—	—	7	7
Состав анодов в %:				
свинец	93	90	—	90
олово	7	10	—	10

Для предупреждения гидролиза и выпадения фтористого свинца из электролита содержание борной кислоты должно быть не менее 25 г/л. В других отношениях борная кислота не влияет на электролиз или на характер осадков. Свободная борфтористоводородная кислота уменьшает гидролиз двухвалентного олова. Она способствует растворению анодов и получению мелкокристаллических осадков. Добавочные компоненты: желатин; клей; пептон, резорциновое масло не только способствуют осаждению гладких, мелкокристаллических осадков, но также повышают рассеивающую способность электролитов.

Состав № 2 рекомендует Бринер [2]. Он сообщает, что гидрохион добавляется для уменьшения тенденции двухвалентного олова к окислению. Концентрация гидрохиона определяется посредством извлечения его этилацетатом и титрования серно-кислым церием, применяя дифениламин как индикатор.

Раствор № 3 описывают Патман и Розер [7] для осаждения на серебро.

Раствор № 4 приводит Дуглас Л. Кох [8]. Он сообщает следующие данные. Уменьшение или увеличение содержания в растворе любого из трех металлов на 20% по отношению к оптимальному составу изменяет содержание остальных компонентов в сплаве не более чем на 2%. Уменьшение или увеличение концентрации борфтористоводородной кислоты в электролите на 30% не влияет на состав сплава. Изменение содержания в электролите органических добавок на 50% не влияет на свойства сплава, если в растворе нет других органических примесей. Повышение концентрации органических добавок целесообразно лишь в случае, когда покрытие производят при температуре ниже 24°. Содержание компонентов в сплаве зависит

от скорости перемешивания электролита: при скорости перемешивания 100 об/мин осажается темно-серый и мягкий сплав, содержащий 11% Sn, 7% Sb, 82% Pb; при скорости перемешивания 700—800 об/мин образуется светло-серый и умеренно твердый сплав с 9% Sn, 10% Sb и 81% Pb; при скорости перемешивания 1500 об/мин осажается блестящий твердый и пластичный сплав, содержащий 7% Sn, 12% Sb, 81% Pb. При более интенсивном перемешивании образуются блестящие твердые, но хрупкие осадки. Повышение температуры на каждые 5° уменьшает содержание олова в сплаве на 1,8% и повышает содержание сурьмы на 0,8%. При температуре электролита ниже 21° ее изменение очень мало влияет на состав сплава. Встречающиеся в качестве примесей в анодах висмут и мышьяк не оказывают влияния на свойства осадков, но вызывают их потемнение. Различные загрязнения электролита (крупинки свинцового шлама, кристаллики химически осажденной сурьмы, цеховая пыль) вызывают точечные поры, питтинг и дендриты осадков. Поэтому обязательны постоянная фильтрация электролита, применение анодных чехлов и очистка атмосферы цеха от пыли. Выгрузка покрытых деталей производится под током во избежание химического осаждения сурьмы.

Сплав Pb—Sn—Sb увеличивает срок службы подшипников по сравнению со сплавом Pb—Sn и Pb—Sn; но данных об устойчивости этого сплава по сравнению со сплавом Pb—Sn—Cu в работе [8] нет.

Технологический процесс покрытия стале-алюминиевых вкладышей описан Вибе с соавторами [6]. Состав материала таких вкладышей приведен в табл. 3.

Таблица 3

Наименование металла	Состав подшипникового сплава в %	
	Алюминиево-оловянные подшипники	Алюминиево-кадмиевые подшипники
Олово	6	—
Медь	1	—
Никель	0,5	—
Кремний	1,5	4
Кадмий	—	1

Технологический процесс рекомендуется следующий: 1) обезжиривание паром; 2) загрузка на подвески; 3) обезжиривание в растворе NaOH; 4) травление в растворе CrO₃ 28—35 г/л, H₂SO₄ 260—300 г/л (температура комнатная, продолжительность травления 1 мин); 5) цинкатная обработка в патентованном растворе 30 сек при температуре 40—43°; 6) меднение на слой 25 мк CuCN 80—90 г/л, NaCN (свободный) 3—5 г/л, pH 10—10,2; температура электролита 26—32°, плотность тока 4—5 а/дм², продолжительность 2 мин; 7) нейтрализация в 5%-ном растворе HBF₄ и перенос в ванну покрытия без промежуточной промывки. Для покрытия мягким сплавом применяется электролит под № 2, осаждающий Pb—Sn—Cu при непрерывной фильтрации. В процессе подготовки промыванию изделий уделяется особое внимание. Особенно тщательно и быстро надо промывать после цинкатной обработки. При всех операциях применяется двойная промывка, после цинкатной обработки тройная.

Технологический процесс покрытия стальных вкладышей серебром описал Шефер [5]: 1) обезжиривание; 2) сборка на подвески; 3) изоляция (по мере надобности); 4) если изоляция производилась воском, то излишки воска удаляются механическим путем; 5) электрополировка в следующем растворе: H₂SO₄ 15%; H₃PO₄ 65%; CrO₃ 5%, вода 15%, температура не выше 45°, плотность тока 46,5 а/дм², продолжительность 3 мин; 6) промывка; 7) электроочистка на аноде при содержании щелочи 45—90 г/л, плотность тока 8—10 а/дм², температура 40—45°, продолжительность 1 мин; 8) промывка; 9) активация на катоде при 5—6 а/дм² в растворе соляной кислоты 18° Бомэ 1 мин; 10) промывка; 11) ударное серебрение; электролит отличается высоким содержанием свободного циана и низким содержанием металла (NaCN 30—40 г/л, AgCN 1,5—2 г/л), напряжение 6 в, температура комнатная, продолжительность 1 мин; 12) серебряное покрытие, для серебрения применяются стандартные электролиты; 13) улавливание электролита; 14) промывка горячая; 15) снятие с подвесок; 16) нагрев по мере надобности; 17) контроль.

Покрытие мягким сплавом серебряных подшипников рекомендуется производить двойное. Первое покрытие составом свинец-олово-медь производится в растворе № 2 на слой 25 мк в течение 21 мин. Второе покрытие очень тонкое из сплава свинец-олово. Раствор аналогичен раствору № 2, но не содержит меди.

Технологический процесс подготовки бронзовых подшипников рекомендуется следующий: 1) щелочная очистка на аноде; 2) промывка; 3) протирка пемзой; 4) промывка; 5) декапирование в 20%-ном растворе HBF₄ при комнатной температуре в течение 5—16 сек; 6) промывка; 7) покрытие [10].

Лучшим материалом для футеровки ванн является полиэтилен или неразрушающаяся в электролите резина. Другие типы пластмасс рекомендуется предварительно проверять на устойчивость к борфтористоводородной кислоте. Если футеровка

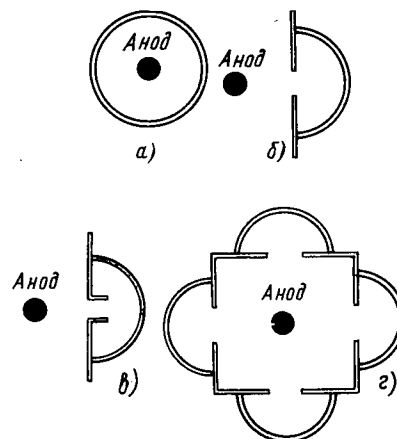


Рис. 3. Типы приспособлений, применяемые для покрытия вкладышей мягким слоем

разрушается в данном электролите, то ее частицы будут осажаться с металлом и загрязнять покрытия. Фильтры рекомендуется изготавливать из хромоникелевой стали, содержащей 25% никеля [10].

На Ярославском моторном заводе для борфтористоводородных электролитов применяются ванны, гуммированные резиной или футерованные винилпластом.

Форрестер [9] доложил о применяемых приспособлениях для покрытия вкладышей (рис. 3). Наибольшее применение в массовом производстве имеют типы б и в. Эти приспособления удобны при движении катодных штабг. Более подробно сборка типа г показана на рис. 4.

Бибе с соавторами [6] и многие другие исследователи считают, что основное испытание мягкого покрытия на вкладышах должно проводиться на качество адгезии покрытия к основному металлу. Отмечается, что идеальных методов испытаний адгезии слоя еще не найдено и рекомендуется производить следующие испытания:

1. Испытания на двигателях. Это надежное, но медленное, разрушительное и дорогостоящее испытание. Если на поверхности вкладышей не обнаруживаются дефектов адгезии при нескольких испытаниях, то такое покрытие считается хорошего качества.

2. Испытание на специальной машине для подшипников. Эти испытания соответствуют испытаниям на двигателях, но они более быстрые и экономичные.

3. Сверление. Данный контроль заключается в сверлении подшипника по слою покрытия параллельно линии связи и последующем осмотре мест с нарушенной связью.

4. Нагрев. Испытание нагревом установилось практикой. Это испытание простое, быстрое и неразрушительное. Однако нагрев должен рассматриваться как предварительный контроль с учетом результатов испытаний на двигателях. Если поверх-

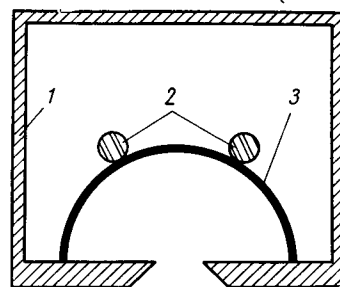


Рис. 4. Эскиз сборки: 1 — пластмассовый футляр; 2 — контакты; 3 — вкладыш

ностный слой отстает в процессе нагрева, то это значит, что адгезия покрытия очень слабая или материал вкладыша порист. Нагрев вкладышей в масле при температуре 160—170° различные авторы рекомендуют производить в течение 1—2 ч. Данные исследования показали, что продолжительность нагрева должна быть не менее 3 ч, так как после 1 и 2 ч нагрева наблюдались отдельные вздутия слоя покрытия. После выдержки в течение 3 ч дополнительных вздутий не наблюдалось даже при нагреве в течение 9 ч.

5. Надрез. Это испытание наиболее надежное, быстрое и экономичное, хотя при этом образец и разрушается. Испытание эффективно лишь в том случае, если у контролера имеется опыт. Оно более качественно по сравнению с нагревом. Надрез в виде острого угла производят быстро острым инструментом по поверхности слоя и от спинки к поверхности. Хорошо подготовленный образец исследуется на качество адгезии покрытия под микроскопом при 30-кратном увеличении.

Для снятия с вкладышей мягкого сплава из свинца и олова рекомендуются следующие растворы:

1) 100 г/л едкого натра, 75 г/л жидкого стекла, 50 г/л виннокислого калия натрия, температура раствора 82°, анодная плотность тока 2,2—4,3 а/дм²;

2) 500 г/л нитрата натрия, pH 6—10, температура раствора 21—82°, анодная плотность тока 2,2—22 а/дм²;

3) снятие мягкого слоя химическим путем производится в растворе (объемный, %): 10—85% уксусной кислоты, 5% перекиси водорода (концентрация 30%), слой 25 мк растворяется за 6—7 мин.

Процесс мягкого антифрикционного гальванического покрытия многокомпонентным сплавом вкладышей подшипников и

некоторых других деталей значительно повышает моторесурс и надежность работы двигателя и должен найти широкое применение в автотракторной промышленности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Azzolino Joseph, „Plating“ 44, № 11, 1957, стр. 1180—1182.
2. Abner Brenner, „Electrodeposition of Alloys. Principles and Practice“, v. 1, 2, 1963.
3. Соловьев Н. А. Ученые записки Ярославского технологического института. Том III, 1959, стр. 239—249.
4. Лайнер В. И., Кудрявцев Н. Т. Основы гальваностегии. Металлургиздат, часть II, 1957, стр. 166—173.
5. Schaefer R. A., „Iron Age“, april, 10, 1947, стр. 60—63.
6. Beebe A. H., Rothschild B. Le Bras G. J., „Prog. Am. Electroplaters“, soc. 1956, стр. 164—171.
7. Putnam R. T. and Roser E. J., „Plating“, № 9, 1955, стр. 1133—1136.
8. Douglas L., Cox, „Plating“, № 10, 1954, стр. 976—977.
9. Forrester P. G., „Galvanotechnik“, № 8, 1961, стр. 416—417.
10. „Metal Finishing Guidebook“, 1964, стр. 155, 250.
11. Федотьев Н. П., Бибииков Н. Н., Вячиславов П. М., Грилихес С. Я. Электродитические сплавы. Машгиз, 1962.

УДК 621.923.7.921:629.11.013

Влияние абразивной жидкости на притирку гипоидных шестерен заднего моста автомобиля «Москвич»

В. В. ТАХТАРОВ

Московский автомеханический институт

С ЦЕЛЮ повышения качества обработки спирально-конических и гипоидных шестерен в качестве отделочной операции применяется процесс притирки.

Процесс притирки — парной проработки сопряженных зубчатых шестерен — осуществляется с абразивной жидкостью, подаваемой в зону зацепления. Этот процесс изучался на главной паре заднего моста автомобиля «Москвич». Число зубьев передачи — 9×41 и 9×38; обрабатываемый материал — сталь 20ХНМ и 20М.

Большое влияние на эффективность процесса притирки оказывают режущие свойства абразивов, зависящие от твердости и формы зерен. Мягкий абразив, зерна которого имеют граневую форму с острыми кромками, обладает более высокими режущими свойствами, чем твердые абразивы с зернами округлой формы. Поэтому форма зерен, получаемая ими при измельчении, является важной характеристикой абразива.

Прочность абразивного зерна при притирке зависит также от его формы. Наибольшей прочностью обладают абразивные зерна, имеющие форму правильного многогранника, приближающегося к кубу. Зерна пластинчатой и игольчатой формы легко разрушаются и абразивные жидкости с таким абразивом быстро теряют свою работоспособность.

При притирке абразивные зерна в жидкости должны быть практически одинаковыми, чтобы создавать однородную микрогеометрию поверхности, так как крупные зерна среди мелких наносят глубокие царапины, которые не заглаживаются мелкими зернами. Кроме того, крупные зерна препятствуют действию мелких зерен и поэтому последние быстро разрушаются.

Давление в системе торможения ведомого шпинделя, концентрация абразива, вязкость притирочного масла и боковой зазор должны подбираться с учетом размера и хрупкости зер-

на так, чтобы не привести к преждевременному его разрушению.

В процессе притирки абразивные зерна раскалываются, размер их уменьшается. С течением времени количество частиц малого диаметра увеличивается и эффективность процесса уменьшается. Кроме того, абразив уносится с парой шестерен после окончания притирки на промывку.

Для уменьшения потерь абразива и притирочного масла в конце цикла притирки сначала выключается насос подачи абразивной жидкости, а затем прекращается вращение шестерен.

Вращение шестерен в конце цикла без подачи абразивной жидкости удаляет оставшуюся на шестернях жидкость, создает удобство в работе и значительно экономит абразивную жидкость. Так, при выключении насоса абразивной жидкости за 15 сек до прекращения вращения шестерен, потери абразивной жидкости сокращаются вдвое и составляют 15—16 г на пару шестерен.

Необходимо также учитывать осаждение абразива в процессе работы на стенках притирочного станка, в трубопроводах и резервуаре.

Вследствие всех перечисленных выше причин необходимо каждую смену добавлять в абразивную жидкость 10—15% свежего абразива и масла.

Влияние зернистости на истирание исследовалось при зернистости 180, 240, 320, 400 и 500. В случае увеличения размера зерна возрастало истирание. При давлении в системе торможения ведомого шпинделя $p=10 \text{ кг/см}^2$ и зернистости абразива 180 съем металла был в 3 раза больше, чем при таком же давлении и зернистости 320 (рис. 1). Влияние зернистости абразива заметно при уменьшении ее до 320, при дальнейшем уменьшении зернистости истирание продолжает уменьшаться в мень-

шей степени. Уменьшение зернистости от 320 до 500 снижает истирание на 40—50%.

Влияние концентрации абразива на истирание исследовалось при зернистости 320. Результаты опытов показали, что по мере увеличения в абразивной жидкости концентрации абразива воз-

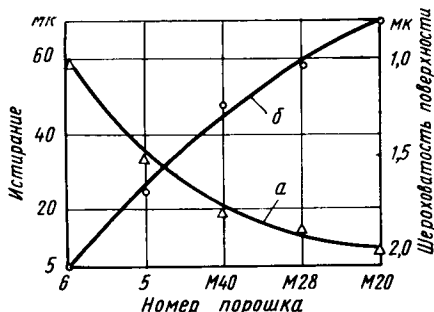


Рис. 1. Зависимость истирания (а) и шероховатости (б) от номера порошка (ГОСТ 3647—59) при притирке шестерен

растает истирание зубьев шестерен (рис. 2). При концентрации абразива свыше 60% или при исследовании более крупного абразива наблюдается быстрое образование осадка абразива в трубопроводах и резервуаре насоса, в результате чего нарушается нормальная притирка. Поэтому наилучшим объемным отношением абразива (зернистостью 320) к притирочному маслу следует считать 50%:50%, а в случае уменьшения зернистости (более 320) может быть принята повышенная концентрация абразива.

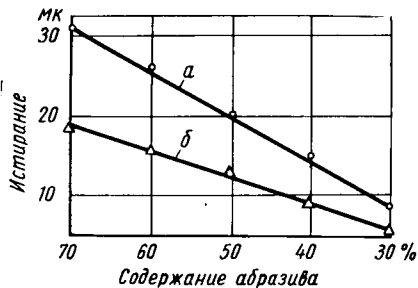


Рис. 2. Зависимость истирания от содержания абразива в жидкости при притирке ведущих (а) и ведомых (б) шестерен

Чистота поверхности зубьев шестерен во время притирки определяется прежде всего зернистостью абразива и его сортом. Для получения надлежащей эффективности обработки необходимо ограничить степень исходной шероховатости зубьев и обеспечить стабильное качество обработки. Не следует превышать исходную шероховатость, которая для разных условий составляет $Ra=1,5 \div 3$ мк.

Между размером зерна применяемого абразива и шероховатостью поверхности существует определенная зависимость. В табл. 1 приведены результаты измерений, показывающие достигаемую максимальную чистоту поверхности при использовании абразивов разной зернистости.

Таблица 1

Номер порошка по ГОСТу 3647—59	Зернистость абразива	Размерная характеристика зерна в мк	Достижимая шероховатость в мк
6	180	85—75	1,9—2,2
5	240	63—53	1,7—1,9
M40	320	40—28	1,1—1,3
M20	400	28—20	1,0—1,1
M20	500	20—14	0,7—0,8

Каждой зернистости абразива соответствует определенная чистота обработанной им поверхности (в весьма узких пределах). При притирке шероховатость эффективно снижается в течение первых 50—70 сек работы. Далее от продолжительности обработки чистота поверхности существенно не изменяется (рис. 3). Это объясняется тем, что в первый период обработки зерна абразива срезают большие гребешки шероховатости,

оставшиеся от предшествующей обработки, и создается новая более гладкая поверхность.

В процессе обработки зерна абразива измельчаются и колются. Процесс измельчения сопровождается повышением чистоты поверхности зубьев шестерен. Так, при притирке шестерен абразивом зернистостью 320 шероховатость поверхности в начале первого часа обработки была 1,4—1,5 мк, а в последующие часы понизилась до 1,2—1,3 мк и оставалась неизменной в течение 7 ч.

Концентрация абразива практически не влияет на чистоту поверхности.

При составлении абразивной жидкости большое значение имеет сорт масла. Спирально-конические зубчатые колеса могут успешно притираться минеральными маслами со сравнительно невысокими антизадириными свойствами.

Работа гипоидной передачи характеризуется высокими значениями скоростей скольжения (2,47 м/сек) и удельным давлением (17 000 кг/см по Герцу).

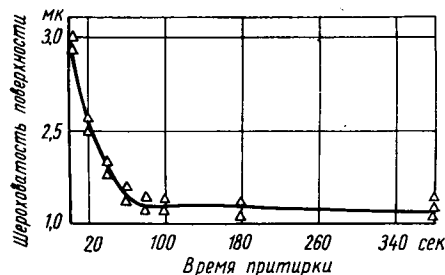


Рис. 3. Зависимость шероховатости поверхности от времени притирки

Вследствие тяжелых условий работы гипоидные шестерни более склонны к задирам рабочих поверхностей зубьев, и нормальная притираемость их может быть обеспечена лишь при использовании смазочных масел, обладающих хорошими антизадириными свойствами.

В гипоидных передачах обычные минеральные масла даже с лучшими присадками, улучшающими маслянистость, непригодны, так как они не обеспечивают минимальных износов и коэффициентов трения. Так, например, минеральные масла веретенное 2 (ГОСТ 1707—51) и сульфозел (ГОСТ 122—54), успешно применяемые при притирке спирально-конических шестерен, образуют немедленный задиры зубьев при притирке гипоидных шестерен. Поэтому в дальнейшем исследовались специальные масла с противозадириными присадками, содержащими серу, хлор и фосфор. Действие таких присадок состоит в том, что при высоких температурах в зоне контакта поверхностей они разрушаются и взаимодействуют с металлом. При этом на поверхности металла образуются пленки хлоридов, сульфидов или фосфидов железа. Последние плавятся при более низких температурах, чем металлы, и тем самым предохраняют металлы от схватывания в точках контакта. Кроме того, благодаря пластичной структуре такие пленки обладают малым сопротивлением сдвигу, что обеспечивает снижение коэффициента трения.

Для обеспечения процесса резания притирочное масло должно обладать высокой несущей способностью и иметь относительно низкую вязкость, так как масло с высокой вязкостью обволакивает зерно и значительно снижает его режущие свойства.

Температура абразивной жидкости не должна быть высокой. Повышенная температура приводит к задирам зубьев шестерен, нагревает шестерни и затрудняет условия их съема. Объем масла 18—20 л в резервуаре насоса гарантирует оптимальную температуру 35—40°.

Увеличение числа оборотов ведущего шпинделя приводит к увеличению истирания зубьев шестерен, а увеличение скорости притирки с 173 до 310 м/мин (рис. 4) может привести к тому, что абразивная жидкость под действием центробежной силы удалится с поверхности зубьев и вызовет их задиры.

Важное значение имеет правильный подвод абразивной жидкости в зону притирки. Абразивная жидкость не должна направляться непосредственно между находящимися в зацеплении зубьями, так как в этом случае происходит неравномерное распределение абразива и снятие металла. Абразивная

жидкость, прежде чем вступить в действие, должна равномерно распределяться по всей поверхности зубьев.

При выборе притирочного масла необходимо уделять внимание качеству и стабильности масла, а также его воздействию на окружающих. Масло не должно подвергаться окислению, не

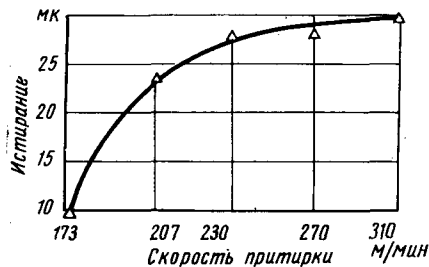


Рис. 4. Зависимость истирания от скорости притирки

должно ухудшать противозадирных свойств, должно легко смываться в керосине, практически не испаряться и не оказывать вредного влияния на здоровье рабочих.

Был исследован ряд масел (табл. 2).

менении режимов торможения ведомого шпинделя (рис. 5) и скорости притирки (рис. 4) и достаточно стабильно.

По опыту Московского завода малолитражных автомобилей при объеме абразивной жидкости в резервуаре насоса 25—30 л

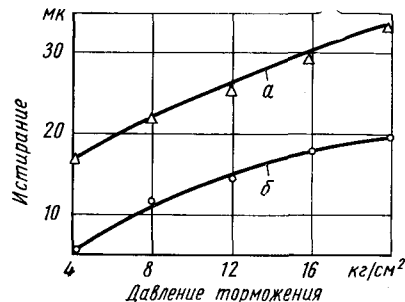


Рис. 5. Зависимость истирания от давления торможения ведомого шпинделя при притирке ведущих (а) и ведомых (б) шестерен

Таблица 2

Притирочное масло	Стоимость 1000 кг масла в руб.	Вязкость масла в сст при 100°С	Боковой зазор в мм	Давление в системе торможения в кг/см²	Скорость притирки в м/мин	Зернистость абразива	Склонность к задирам зубьев шестерен	Влияние процесса на рабочего
Нигрол ГОСТ 542—50	36	28,4—32,4	0,10—0,15	10	207 310	320	Нет	Удовлетворительное
ЭЗН ТУ 505—60	420	21,5—29,5	0,10—0,15	10	207	320	Да	То же Вредное
ТАП-10 ГОСТ 8412—57	175	10—19	0,10—0,15	10	207 310	320	Нет	
ТАП-15 ГОСТ 8412—57	175	15—27	0,10—0,15	10	207 310	320	.	.
Гипоидное ГОСТ 4003—53	90	20,5—32,4	0,08—0,20	4—20	173 207 310	180 240 320 500	.	Удовлетворительное

При использовании нигрола наблюдается уменьшение истирания зубьев в единицу времени (по сравнению с гипоидным маслом) на 20—25%. Повышение скорости притирки с 207 до 310 м/мин приводит к задирам зубьев.

Масло редуторное ЭЗН ТУ 505-60 хорошо зарекомендовало себя для притирки спирально-конических шестерен и неудовлетворительно для притирки гипоидных шестерен из-за частых задиров зубьев.

Масла ТАП-10 и ТАП-15 подвергались лабораторным и производственным испытаниям. Получены удовлетворительные результаты с точки зрения противозадирных свойств и стабильности на всех режимах притирки. Однако существенным недостатком этих масел является неприятный запах, что явилось основной причиной замены их на гипоидное.

Масло для гипоидных передач (ГОСТ 4003—53) показало хорошие антизадирные свойства при притирке шестерен с твердостью HRC 58—66, боковым зазором между зубьями 0,08—0,20 мм, зернистостью абразива 180—500, на различных режимах торможения ведомого шпинделя и скорости притирки. Гипоидное масло обладает высокой несущей способностью при из-

обеспечивается нормальная работа (до полной замены) в течение 140—150 смен. Для уменьшения оседания абразива в жидкости в случае значительного перерыва (перерыв на ночь, выходной день, праздник и т. п.) в установках без механических мешалок жидкость рекомендуется сливать в тару.

Выводы

- Исследование абразивных порошков разных марок позволило установить, что увеличение зернистости абразива с 500 до 180 повышает производительность притирки более чем в 3 раза, но шероховатость поверхности ухудшается от 0,7 до 2,2 мк.
- В процессе притирки абразивная способность зерен снижается в течение первых 30—60 мин, а затем в течение 7 ч остается без изменений, после чего необходимо добавлять 10—15% абразива. Шероховатость поверхности улучшается от 1,4—1,5 до 1,2—1,3 мк.
- Выявлена зависимость производительности притирки от концентрации абразива в жидкости. Установлена оптимальная концентрация абразива зернистости 320 и притирочного масла 50% : 50%.
- Исследовано влияние исходной шероховатости на шероховатость после притирки. Выявлено, что исходная шероховатость не должна превышать 1,5—3 мк.
- В целях исследования оптимального притирочного масла испытан ряд масел. С точки зрения противозадирных свойств и стабильности лучшим признано гипоидное масло (ГОСТ 4003—53).
- Для улучшения охлаждающей способности масел проведено исследование и установлена оптимальная емкость резервуара, исключающая нагрев масла свыше 40°.
- Для экономии абразивной жидкости исследован вопрос и внедрено выключение насоса подачи абразивной жидкости за 15 сек до конца цикла притирки, что дает экономию 15—16 г жидкости на пару шестерен.

ЛИТЕРАТУРА

- Моторные топлива, масла и жидкости, т. II. Под ред. Папок К. К. Гостоптехиздат, 1957.
- Билик Ш. М. Абразивно-жидкостная обработка металлов. Mashgiz, 1960.
- Кашеев В. Н. «Станки и инструмент», 1953, № 8.
- Almen Dg. O. «SAE», т. 50, № 9, 1942.

Некоторые вопросы эксплуатации прессформ для литья под давлением блоков цилиндров

И. И. ПРОХОРОВ, канд. техн. наук Л. И. КАРДАШИН, Б. П. ХРЕНОВ, Ю. Н. ДЖИГОТТА

Заволжский моторный завод

На Заволжском моторном заводе были смонтированы, отлажены и пущены в эксплуатацию машины для литья под давлением алюминиевых блоков цилиндров V-образного восьмицилиндрового и линейного четырехцилиндрового двигателей.

Прессформа для отливки восьмицилиндрового блока изготовлена из стали следующего химического состава: 0,35% С; 1,1% Si; 0,4% Mn; 5,0% Cr; 1,5% Mo; 1,0% V; 0,025% P+S, остальное Fe.

Прессформа выполнена из двух половин, которые укреплены на подвижной и неподвижной траверсах машины. Высота прессформы 1690 мм. Ход открытия машины 1000 мм. Диаметр камеры прессования 175 мм. На неподвижной половине прессформы выполнен вкладыш картерной части блока. Внутренняя площадь вкладыша охлаждается водой, проходящей по двум каналам. На подвижной половине прессформы смонтированы семь стержней, выполняющих остальную конфигурацию блока. Все стержни водоохлаждаемые. Контроль температуры ведется термометрами, смонтированными в стержнях.

Давление эмульсии в цилиндрах перемещения стержней 150 атм. Общий вес прессформы 25 т. Продолжительность цикла 6—10 мин.

Для прессформы четырехцилиндрового блока была выбрана сталь следующего химического состава: 0,4% С; 1,0% Si; 0,4% Mn; 5,0% Cr; 1,5% Mo; 0,5% V; остальное Fe.

В отличие от прессформы восьмицилиндрового блока она имеет только четыре подвижных стержня. Высота прессформы 1200 мм, диаметр камеры прессования 150 мм, ход машины на раскрытие 1500 мм, рабочее давление на закрытие 2200 т, общий вес прессформы 12 т.

Для смазки стержней и внутренней полости прессформ перед заливкой были опробованы такие смазки:

1) животного жира 1000 г, алюминиевого порошка 150 г, камфары 50 г, керосина 300 г, графита в порошке 20; 2) жира 100 весовых частей, графита 100 весовых частей; 3) масла «Варор» с графитом с весовым соотношением 20 : 1; 4) воска с графитом с весовым соотношением 1 : 1; 5) коллоидно-графитового препарата марки МС и В-1.

Наилучшие результаты по стойкости прессформы и качеству отливки дало применение смазок МС и В-1.

Качество отливок, производительность и стойкость прессформы зависят от теплового режима ее работы. В течение цикла прессформа воспринимает за счет контактирования тепловою нагрузку в момент впрыска жидкого металла с температурой 610—640° в течение 0,5—1,0 сек и при последующем остывании отливки до температуры 300—350° в течение 60 сек. При этом температура поверхностных слоев прессформы приближается к температуре жидкого металла, создается перепад температур между поверхностными и внутренними слоями. Этот перепад вызывает циклические напряжения, величина которых может превышать предел прочности стали, что приводит к образованию трещин. Поэтому очень важно, чтобы температура прессформы до начала заливки была максимальной и приближалась к температуре жидкого металла. Однако при повышении температуры прессформы в процессе работы происходит налипание жидкого металла на рабочей поверхности, что приводит к увеличению износа, поломкам прессформы и ухудшению качества отливок. Слишком высокая температура прессформы приводит также к заклиниванию отдельных подвижных частей.

Для нормальной работы машины прессформа должна иметь строго определенный, зависящий от конфигурации отливки, интервал температур, регулируемый системами нагрева и охлаждения.

Для нагрева прессформ перед пуском машины применяются электрические (сопротивления, ламповые), инфракрасные и пламенные нагреватели. Возможен также подогрев прессформы путем пропуска жидкостей или газа через внутренние каналы прессформы, который обеспечивает наиболее равномерную температуру для всех участков прессформы.

Наибольшее распространение получили хорошо зарекомендовавшие себя в кокильном производстве отливок пламенные газовые нагреватели. Они обеспечивают равномерный быстрый нагрев прессформ и просты в обслуживании. Электрические нагреватели не дают равномерного нагрева всей прессформы, могут допускать перегревы отдельных частей. Инфракрасный нагрев и нагрев путем пропуска жидкости через внутренние каналы прессформы пока не получили широкого распространения ввиду технической сложности их осуществления.

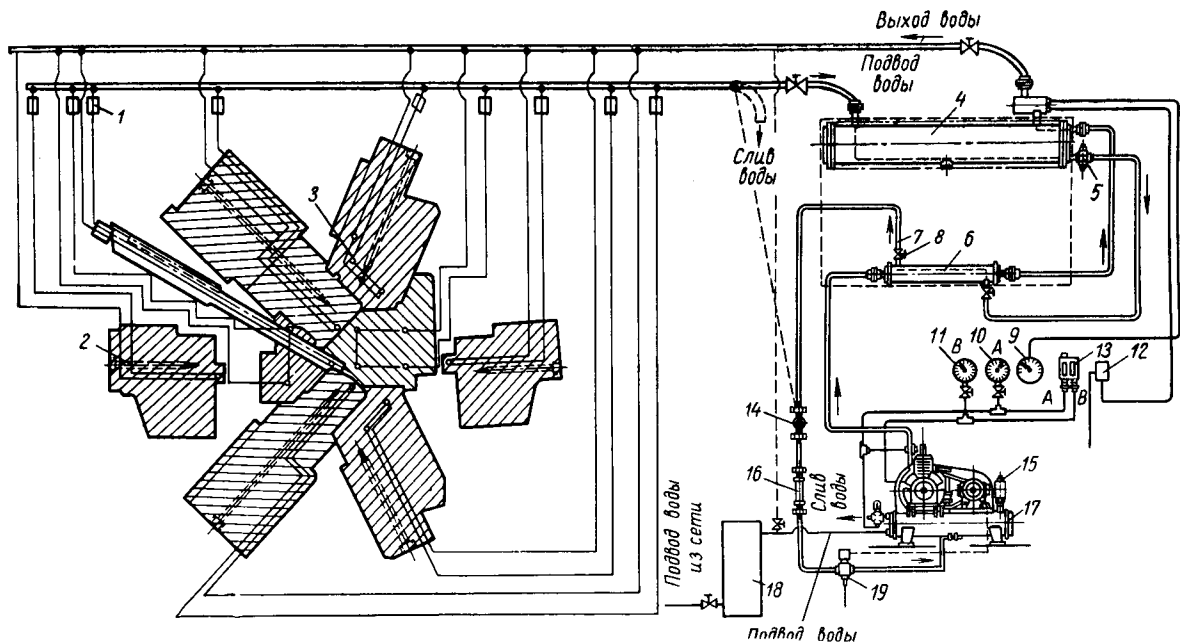


Схема охлаждения прессформы на машине литья под давлением:

1 — термостат; 2 — термопара; 3 — поперечный канал; 4 — охладитель; 5 — термостатический клапан; 6 — конденсатор; 7 — холодильная установка; 8 — вентиль; 9 — термометр; 10 — манометр высокого давления; 11 — манометр низкого давления; 12 — термостат; 13 — реле-регулятор высокого и низкого давления; 14 — переключатель; 15 — предохранительный клапан; 16 — фильтр; 17 — конденсатор; 18 — фильтр; 19 — электроклапан перекрытия жидкости.

Охлаждение прессформы во время работы осуществляется путем пропуска охлаждающей жидкости через внутренние каналы стержней.

Система охлаждения может быть замкнутой или с непрерывным сливом, с автоматической или ручной регулировкой количества охлаждающей жидкости. Тонкостенные стержни, в которых невозможно выполнить внутренние каналы, должны иметь принудительное воздушное охлаждение. Контроль температуры при нагреве и охлаждении стержней производится датчиками термопар, расположенными внутри каждого стержня на возможно близком расстоянии от рабочей поверхности.

На рисунке показана схема охлаждения прессформы на машине для литья под давлением V-образных восьмицилиндровых блоков. Система охлаждения включает: фильтры, насос подачи жидкости с электродвигателем, холодильную установку с холодильным реагентом — фреоном, реле-регулятор высокого и низкого давления, манометры, термостатический клапан, клапан перекрытия жидкости, вентили и систему гибких и жестких трубопроводов.

Система может работать по замкнутому циклу и со сливом охлаждающей жидкости в канализацию. Переключение с одного цикла на другой производится вручную переключателями. Охлаждающая жидкость — вода.

При работе со сливом вода из сети под давлением 2—3 атм подается непосредственно к стержням прессформы; охлаждая стержни, она нагревается и через термостатические клапаны уходит на слив. Поддержание требуемой температуры стержней осуществляется изменением расхода воды, производимой термостатами. Термостаты настраивают индивидуально для каждого стержня.

При работе по замкнутому циклу нагретая вода, поступающая от стержней прессформы, проходит через холодильную установку, охлаждается, нагревается насосом и, снова пройдя холодильную установку, подается к стержням.

Давление воды в системе контролируется манометрами и регулируется реле-регулятором. Температура воды на входе и выходе из стержней регулируется термостатами. Общий объем воды в системе 300—400 л.

Описанная система обеспечивает в процессе работы машины температуру стержней прессформы 150—170°. Данный интервал температур подобран опытным путем и является оптимальным с точки зрения стойкости прессформы, нормальной работы машины и качества отливок.

Перед началом работы машины контроль температуры стержней прессформы при нагреве пропан-бутановым пламенем осуществляется термопарами, смонтированными в стержни.

Недостатком описанной системы охлаждения является отсутствие автоматического регулирования термостата, установленного на выходе воды из стержней, непосредственно термопарами, установленными в стержнях. Для поддержания оптимального диапазона температур стержней в процессе работы машины необходимо опытным путем индивидуально для каждого стержня установить связь между температурой воды и температурой стержня и затем регулировать термостат. При изменении температуры воды на входе в стержень требуется новая регулировка термостатов, кроме того, клапан термостата может быть настроен только на максимальную температуру, т. е. обеспечивает повышенный расход воды при повышении ее температуры.

В настоящее время разрабатывается конструкция автоматического регулирования температуры прессформы.

УДК 621.431.73:62-233.21.002.2

Производство и применение триметаллической ленты с металлокерамическим подслоем для подшипников коленчатого вала форсированных автомобильных двигателей

В. В. САКЛИНСКИЙ, С. Б. ГЕНКИНА, В. П. ПШЕННОВ

НИИТАвтопром

СОЗДАНИЙ новый типаж автомобильных карбюраторных двигателей на Горьковском автозаводе, Московском автозаводе им. Лихачева и Московском заводе малолитражных автомобилей вызвал необходимость применения нового материала для вкладышей подшипников коленчатого вала, что объясняется ростом удельных давлений и увеличением оборотности двигателей. Максимальные удельные давления на шатунные подшипники достигают 195 кг/см².

НИИТАвтопром с участием Горьковского автозавода, Московского автоагрегатного завода (филиала Московского автозавода им. Лихачева) и Заволжского моторного завода провел экспериментально-исследовательскую работу, разработал технологию производства триметаллической ленты, спроектировал автоматическую линию ее производства и оказал необходимую помощь Заволжскому моторному заводу при ее освоении.

Производство триметаллической ленты было организовано на Заволжском моторном заводе более пяти лет назад, и в настоящее время можно сделать основные выводы по опыту производства и применения триметаллических вкладышей в автотехнике.

Увеличение объема производства триметаллической ленты и вкладышей за период 1960—1964 гг. приведено в табл. 1.

Таблица 1

Показатели	1960 г.	1961 г.	1962 г.	1963 г.	1964 г.
Объем производства ленты в м	4900	12 700	24 900	40 234	84 620
Объем производства вкладышей в шт.	—	21 200	147 368	694 000	1 800 000

По мере освоения процесса и увеличения объема производства повышалось качество ленты и вкладышей, что положительно сказалось на снижении фактической стоимости 1 пог. м ленты с 24 до 2,98 руб., а следовательно, и стоимости вкладышей.

Форсированные двигатели ЗИЛ-130, ЗИЛ-375, ГАЗ-53Ф с 1959 г. комплектуются триметаллическими вкладышами, и по мере увеличения выпуска новых двигателей применяемость триметаллических вкладышей соответственно возрастает. Данные о росте применения триметаллических вкладышей по маркам автомобилей приведены в табл. 2 (по состоянию на 1 января 1966 г.).

Таблица 2

Марки автомобилей	1960 г.	1961 г.	1962 г.	1963 г.	1964 г.	1965 г.
ЗИЛ-130 и модификации	375	874	2781	13 362	56 615	61 350
ГАЗ-53 и модификации	109	113	3060	20 675	24 059	30 075
ГАЗ-13	244	385	316	193	—	—
ГАЗ-21	—	250	—	—	—	—
Москвич-407*	—	—	14	—	—	—
Москвич-408*	—	—	32	7	2 703	47 261
Всего собрано двигателей	728	1722	6173	34 273	83 374	138 486

За шесть лет триметаллическими вкладышами укомплектовано более 260 тыс. двигателей.

Применению триметаллических вкладышей для двигателей нового типажа автомобилей предшествовали их стендовые испытания по ГОСТу и ТУ Московского автозавода им. Лихачева и Горьковского автозавода. Удовлетворительные испытания были получены на двигателях ЗИЛ-130, ЗИЛ-375, ЗИЛ-111, ГАЗ-53Ф и «Москвич-408» (более чем на 50 двигателях), что дало основание применять указанные вкладыши в промышленности.

Результаты эксплуатации двигателей, которые находятся под наблюдением КЭО автозаводов, по состоянию на 1 января 1966 г. приведены в табл. 3.

Приведенные данные относятся к периоду с начала выпуска опытной ленты на экспериментальной линии до освоения производственной технологии на промышленной линии Заволжского моторного завода. В настоящее время изготовлена вторая линия спекания, что позволило увеличить выпуск триметаллической ленты.

Применение триметаллических вкладышей в форсированных автомобильных двигателях объясняется тем, что они являются

Таблица 3

Пробег в км	Количество двигателей	
	Испытания закончены	Испытания продолжаются
До 100 000	6	17
• 125 000	4	81
• 150 000	—	1
Св. 150 (0)	—	2

единственно работоспособными вкладышами, изготовляемыми в настоящее время в промышленных масштабах.

Имеются значительные возможности по дальнейшему увеличению их работоспособности и снижению стоимости; к их числу относятся: уменьшение толщины баббитового слоя; профилирование металлокерамического подслоя; применение крупной фракции карбонильного никелевого порошка, вместо электролитического порошка и др.

И Н Ф О Р М А Ц И Я

УДК 629.114.4:629.1.073

УСТОЙЧИВОСТЬ АВТОМОБИЛЯ ГАЗ-66

ОДНИМ из недостатков автомобиля ГАЗ-637, отмеченных во время эксплуатации, является склонность его к опрокидыванию при поворотах в результате повышенного расположения центра тяжести автомобиля и несколько узкой колеи его.

С целью устранения этого недостатка на автомобилях ГАЗ-66 группой доводки грузовых автомобилей конструкторско-экспериментального отдела Горьковского автозавода была проведена работа по исследованию этого недостатка и оценке эффективности мер, предложенных для повышения устойчивости автомобилей.

Критерием для оценки устойчивости автомобиля являлась скорость его на повороте, при которой наступает процесс опрокидывания — так называемая критическая скорость.

Испытания проводились на ровной асфальтированной площадке. Автомобиль разогнался на прямом участке площадки до заданной скорости и двигался по дуге окружности радиусом 25 м. Скорости движения повышались с каждым заездом до тех пор, пока не наступало опрокидывание автомобиля. Скорость автомобиля измерялась прибором «путь, время, скорость» (Телл) и записывалась на ленту. Для исключения полного опрокидывания автомобиля к его раме присоединялась металлическая балка, на концах которой укреплялись: на одном — колесо автомобиля ГАЗ-69, а на другом — противовесы в виде маховиков. Автомобиль был нагружен балластом весом 2000 кг (номинальная грузоподъемность автомобиля), вес этот был равномерно распределен по платформе. На рисунке показан автомобиль ГАЗ-66, подготовленный к испытаниям.

При движении автомобиля на повороте устойчивость его зависит главным образом от величины колеи автомобиля,



высоты расположения центра тяжести, высоты платформы и высоты груза, находящегося на платформе.

Испытания всех автомобилей проводились с одинаковым грузом — балластом в виде металлических чушек, равномерно распределенных на платформе и закрепленных досками.

Влияние колеи на критическую скорость автомобиля определялось на автомобилях ГАЗ-63. Для этого на автомобиль устанавливались мосты, отличающиеся по величине колеи в пределах от 1600 до 1900 мм. Результаты проведенных испытаний приведены в табл. 1.

Как видно из таблицы, увеличение колеи на каждые 50 мм повышает критическую скорость автомобиля на 3—4 км/ч в интервале колеи 1650—1800 мм.

Для автомобиля ГАЗ-66 на основании этих испытаний была выбрана колея передних колес 1800 мм, а задних 1750 мм, что давало основание надеяться на возрастание критической скорости автомобиля ГАЗ-66 до 53 км/ч.

Таблица 1

Величина колеи в мм	Критическая скорость автомобиля в км/ч	Величина колеи в мм	Критическая скорость автомобиля в км/ч
1600*	41	1750	49
1650	43	1800	53
1700	46	1900	55

* Колея стандартного автомобиля ГАЗ-63.

Определение влияния высоты расположения платформы на устойчивость автомобиля при повороте приводилось на двух макетных автомобилях ГАЗ-66, на одном из которых высота положения платформы была понижена на 70 мм. Колея у автомобилей была одинаковая — 1750 мм. Результаты испытания приведены в табл. 2.

Таблица 2

Положение платформы	Величина критической скорости в км/ч
Без понижения	45
Пониженное на 70 мм	50

Как видно из таблицы, снижением положения платформы удалось повысить критическую скорость на 5 км/ч. С учетом проведенных испытаний на выпускаемых заводом автомобилях ГАЗ-66 были выбраны определенные погрузочная высота платформы и колея автомобиля (табл. 3).

Кроме проверки критической скорости, для автомобилей ГАЗ-63 и ГАЗ-66 был определен коэффициент боковой устойчивости

$$\eta_0 = \frac{B}{2h_g}$$

Таблица 3

Параметры	ГАЗ-66	ГАЗ-63
Колея автомобиля в мм:		
передняя	1800	1588
задняя	1750	1600
Пгрузочная высота платформы в мм	1100	1285

где B — ширина колеи в м;

h_g — высота центра тяжести в м.

Результаты определения коэффициента η_0 приведены в табл. 4.

Таблица 4

Автомобиль	Параметры		
	B в м	h_g в м	η_0
ГАЗ-66	1,80	1,01	0,90
ГАЗ-63	1,59	1,37	0,58

Как видно из таблицы, коэффициент боковой устойчивости автомобиля ГАЗ-66 значительно выше коэффициента устойчивости автомобиля ГАЗ-63.

Для проверки величины критической скорости стандартный автомобиль ГАЗ-66 был подвергнут проверочным испытаниям на определение критической скорости по указанной методике. При испытании максимальная скорость достигала 65 км/ч. Однако и при этой скорости опрокидывания автомобиля ГАЗ-66 не наступило. Автомобиль сильно «заносит», он боком движется по площадке, но опрокидывания не наступает.

Таким образом, расширение колеи и снижение положения платформы обеспечивают значительное улучшение устойчивости автомобиля ГАЗ-66.

К. Д. КУЗНЕЦКИЙ, Н. И. КУЗНЕЦОВ

Горьковский автозавод

УДК 629.11.012.857.3:629.114.5(433.0)

НЕЗАВИСИМАЯ ПОДВЕСКА АВТОБУСА ЗЕТРА S6 С РЕЗИНОВЫМ УПРУГИМ ЭЛЕМЕНТОМ

СРЕДИ многих моделей автобусов ФРГ заслуживает внимания автобус Зетра S6 фирмы Кесборер. Это автобус туристского типа, имеющий следующие технические данные:

Габаритные размеры в мм:	
длина	6700
ширина	2250
база	3150
Вес с полной нагрузкой в кг	6300
Собственный вес в кг	3900
Число пассажиров	26
Двигатель	Четырех- тактный дизель Хеншель 517Д 4К
Максимальная мощность при 2600 об/мин в л. с.	90
Максимальный крутящий мо- мент при 1500 об/мин в кгм	28,5
Шины	7,50—16
Максимальная скорость в км/ч	100
Расход топлива в л/100 км	11,3

Благодаря расположению двигателя сзади и пассажирской двери в переднем свесе кузова автобус Зетра S6 имеет высокий коэффициент использования площади пола. Раздельный привод гидравлической тормозной системы на переднюю и заднюю ось в сочетании с пневмоусилителем обеспечивает эффективное торможение автобуса.

Особый интерес представляет собой конструкция подвески автобуса, обеспечивающая высокую плавность хода. Передняя и задняя подвески автобуса Зетра S6 выполнены по наиболее распространенной схеме: двухрычажная трапецевидная передняя подвеска, параллелограммная задняя подвеска с поперечным расположением рычагов.

Конструктивная схема передней подве-

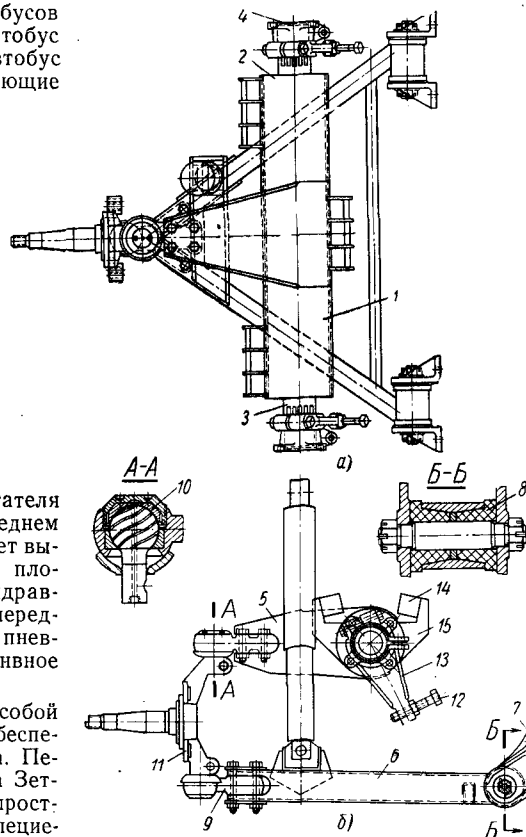


Рис. 1. Передняя подвеска:

а — вид в плане; б — вид сбоку

ски показана на рис. 1. Резиновый упругий элемент 1, работающий на кручение (круговой сдвиг), расположен по оси качания верхнего рычага. Резиновый кольцевой слой привулканизирован с одной стороны к внутренней поверхности обоймы 2, с другой — к наружной части полого вала 3, который прикрепляется специальными кронштейнами 4 к основанию автобуса. Сварной верхний рычаг подвески 5 приварен к обойме и во время вертикальных перемещений колеса закручивает резиновый элемент. Нижний рычаг подвески 6 выполнен А-образным с разнесенными опорами 7 крепления к основанию кузова с целью уменьшения усилий, действующих на шарниры от горизонтальных сил и их моментов. Опоры вращаются в резиновых шарнирах 8. Передняя подвеска выполнена бесшкворневой. К концам верхнего и нижнего рычагов болтами прикреплены кованые наконечники 9, являющиеся сферическими шарнирами шаровых пальцев 10, которые специальными стопорными болтами закреплены в бобышках поворотной цапфы колеса 11. Эти шарниры являются единственными, требующими смазки. С целью компенсации осадки резины, которая наблюдается только в начальный период эксплуатации, предусмотрено дополнительное закручивание упругого элемента при помощи винтов 12, воздействующих на установленные на шлифованных концах вала рычага 13. Максимальные перемещения подвески при ходе сжатия и отбоя ограничиваются резиновыми буферами 14, кронштейны 15 которых приварены к обойме упругого элемента. В качестве упора используется продольная балка основания кузова. В

передней подвеске установлены телескопические амортизаторы.

Задняя подвеска (рис. 2) имеет два резиновых упругих элемента 1, расположенных по осям качания верхнего и нижнего рычагов. Верхний и нижний рычаги

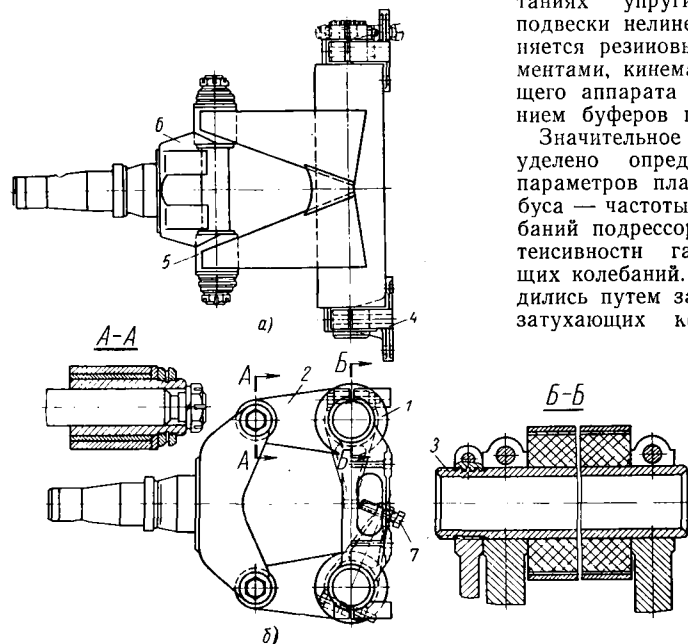


Рис. 2. Задняя подвеска:
а — вид в плане; б — вид сбоку

подвески 2 выполнены одинаковыми. Валы резинового элемента 3 прикрепляются неподвижно в клеммах боковых кронштейнов 4, которые монтируются на вертикальную установочную плоскость основания кузова. Задняя подвеска имеет четыре точки смазки с каждой стороны — это шарниры 5 кожуха полуоси 6. Так же как у передней подвески, преду-

смотрено закручивание упругих элементов при помощи винтов 7.

Совместно с Горьковским политехническим институтом Павловский автобусный завод провел ряд испытаний подвески автобуса. Полученные при этих испытаниях упругие характеристики подвески нелинейны, что объясняется резиновыми упругими элементами, кинематикой направляющего аппарата и ранним включением буферов передней подвески.

Значительное внимание было уделено определению основных параметров плавности хода автобуса — частоты собственных колебаний поддресоренных масс и интенсивности гашения возникающих колебаний. Испытания проводились путем записи виброграмм затухающих колебаний кузова,

70,6 кол/мин, что является лучшим, чем у большинства легковых автомобилей. На задней подвеске частота 91 кол/мин с нагрузкой и 106 кол/мин без нагрузки, что нельзя признать удовлетворительным.

Интенсивность гашения колебаний на передней подвеске характеризуется логарифмическим декрементом затухания за условный период в размере 1,22, что значительно ниже интенсивности гашения колебаний у хороших легковых автомобилей. Это серьезный недостаток. Практически вследствие неудовлетворительного гашения колебаний в передней части кузова бывают частые случаи угловых колебаний с большими амплитудами, что снижает комфортабельность на рабочем месте водителя и передних пассажирских сиденьях — явление, противоположное обычно наблюдаемому у других автобусов, где зона комфорта охватывает и передний свес, а худшая комфортабельность в районе заднего свеса.

Интенсивность гашения колебаний на задней подвеске является достаточной, за условный период колебаний амплитуда уменьшилась в 4,8 раза, это соответствует логарифмическому декременту 1,57.

Рассмотренная подвеска автобуса Зетра С6 имеет следующие преимущества:

- 1) простота конструкции;
- 2) малый вес упругого резинового элемента;
- 3) малый вес всей конструкции подвески, достигнутый благодаря применению сварных пустотелых рычагов;
- 4) уменьшение веса неподдресоренных масс;
- 5) снижение уровня пола и понижение общего центра тяжести автобуса;
- 6) незначительный объем технического обслуживания.

В. В. АБРАМОВИЧ, В. Т. КЛИМЕНКО

УДК 629.114.6:62.592.002.54

ПРИСПОСОБЛЕНИЕ ДЛЯ НАДЕВАНИЯ РЕЗИНОВЫХ МАНЖЕТ НА ПОРШНИ КОЛЕСНОГО ТОРМОЗНОГО ЦИЛИНДРА АВТОМОБИЛЯ «ВОЛГА»

На Горьковском автозаводе сконструировано и внедрено приспособление для надевания резиновых манжет на поршни колесного тормозного цилиндра. Операция надевания манжеты на поршень не требует больших физических усилий, но выполнение операции вручную вызывало травмирование рук рабочих. Внедренное приспособление позволило устранить травмирование рук и повысить производительность труда на данной операции.

Приспособление состоит из следующих деталей (см. рисунок): конусной оправки 1 с расточкой в нижней части, поддерживаемой в вертикальном положении двумя парами захватов — либо парой нижних захватов 2 в исходном положении, либо парой верхних захватов 3 во

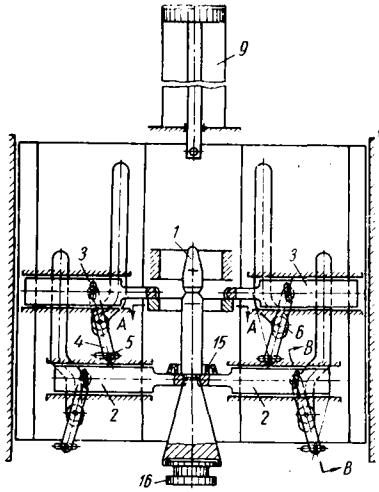
время рабочего хода. Захваты 2 и 3 перемещаются в горизонтальных направляющих при помощи рычагов 4, качающихся вокруг неподвижных осей 5. Оси 5 могут перемещаться в горизонтальных пазах для регулировки положения захватов 2 и 3. На рычагах 4 имеются ролики 6, которые входят в фигурные канавки копирных планок 7. Копирные планки 7 прикреплены к ползуну 8, который может передвигаться в вертикальном направлении при помощи пневмоцилиндра 9.

Вместе с ползуном 8 перемещаются стягивающие губки 10, которые закреплены в вырезе ползуна 8 и могут поворачиваться на оси 11. Пружина 12 всегда стремится сжать губки 10 и прижи-

мает ролики 13 к копиру 14, который закреплен неподвижно на корпусе.

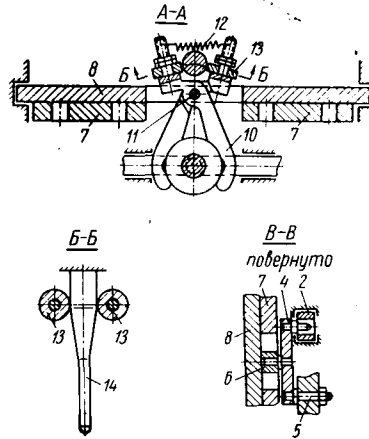
Приспособление работает следующим образом. В исходном положении оправка 1 поддерживается нижними захватами 2 в вертикальном положении, верхние захваты 3 раздвинуты, стягивающие губки 10 раздвинуты и находятся в верхнем положении, поршень пневмоцилиндра находится в верхнем положении. Манжета 15 надевается на оправку 1 сверху, поршень 16 вставляется в расточку в нижней части оправки 1, при этом верхняя кромка канавки на поршне совпадает с краем оправки. Манжета свободно падает через раздвинутые верхние захваты 3 и стягивающие губки 10 и ложится на нижние захваты.

При ходе ползуна 8 вниз верхние за-



хваты 3 зажимают оправку 1, стягивающие губки 10, управляемые копиром 14, сжимаются под действием пружины 12,

затем нижние захваты 2 расходятся и пропускают манжету и стягивающие губки 10 вниз. При дальнейшем ходе ползуна



на 8 вниз губки 10 стягивают манжету 15 с конусной оправки в канавку поршня 16.

При ходе ползуна 8 вверх нижние захваты 2 зажимают оправку 1 после того, как губки 10 пройдут выше их, а уже потом раздвигаются захваты 3.

Резервы повышения производительности данного приспособления является введение накопителей для манжет и поршней и их автоматической подачи в нужной последовательности в рабочую зону приспособления, что и предполагается сделать в дальнейшем.

Устройства подобного типа могут найти применение на машиностроительных заводах для сборки поршней гидропневмоаппаратуры с уплотняющими манжетами (кольцами) для установки стопорных колец в канавки шарикоподшипников и валов и т. д.

**Ю. П. КУКОБА, В. С. МАРТЕМЬЯНОВ,
В. П. ДЛИН**

Горьковский автозавод

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

Борисов Н. И., Стандартизация параметров автомобилей. М., Издательство стандартов, 1965, стр. 182, ц. 50 коп.

РЕЦЕНЗИРУЕМАЯ книга касается только одного из вопросов стандартизации в автомобилестроении: вопроса стандартизации параметров автомобилей. Однако стандартизация параметров автомобилей важна не только сама по себе, но является одновременно и той базой, на которой основываются все прочие решения задач стандартизации в отрасли.

Главное внимание в книге уделяется детальному анализу, обоснованию и отбору тех параметров автомобилей, которые целесообразно и возможно стандартизовать. Глубина и последовательность этого анализа — первое несомненное достоинство рассматриваемой книги.

Второе достоинство рецензируемой книги — это широта трактовки вопроса, определяющая многосторонность ее практического использования.

Книга будет использована работниками автомобильной промышленности как при стандартизации, так и при перспективном планировании развития автомобильной промышленности. Не менее интересна будет она и для работников всех других отраслей машиностроения, позволив им при проведении работы по определению параметров своей продукции учесть богатый методический опыт автостроения. Книга интересна также тем, что в ней, хотя и косвенно, затрагиваются весьма актуальные вопросы методики сопоставления параметров. Только установив, какие параметры являются для данного вида машины основными, можно проводить достаточно достоверное и действительно полезное сопоставление различных образцов и правильно выявить те из них, которые на самом деле определяют мировой уровень.

В книге Н. И. Борисова найдется немало утверждений, о которых можно спорить. В ней есть рассуждения, которые не полностью доведены до логического конца, в некоторых слу-

чаях даже противоречивы, есть положения, с которыми нельзя согласиться, но общие направления рассуждений автора, безусловно, являются интересными, а сама книга полезной.

Первая глава посвящена параметрам грузовых автомобилей и автопоездов. Справедливо указывая, что число параметров, подлежащих здесь стандартизации, не может быть большим, так как в противном случае стандартизация свяжет творческую инициативу конструкторов и технологов и станет тормозом технического прогресса в автостроении, автор предлагает стандартизовать грузоподъемность, весовые и динамические параметры, долговечность.

Основным параметром, характеризующим назначение и производительность грузового автомобиля, обычно считают грузоподъемность. Автор всесторонне анализирует этот параметр и наглядно показывает, что он далеко еще не определяет характеристики грузового автомобиля, зависит от очень многих факторов и даже нередко трактуется фирмами в очень широком диапазоне. Так, например, для одного из автомобилей фирма Форд рекомендует грузоподъемность в диапазоне 1,5—4 т. В книге справедливо указывается, что потребитель сам устанавливает полезную грузоподъемность для эксплуатируемого автомобиля, учитывая дорожные ограничения, рекомендуемый фирмой полный вес, тип кузова и приемлемую для потребителя интенсивность эксплуатации. Из своего анализа автор делает вывод, что для обеспечения сопоставимости автомобилей по грузоподъемности необходимо при назначении ее оговаривать другие параметры автомобиля (стр. 10).

Рассматривая дальше такие параметры грузового автомобиля, как полный, сухой и сцепной вес, а также мощность двигателя, автор приходит к выводу, что тем параметром, который позволит сопоставить автомобили по грузоподъемности, кроме собственного веса автомобиля, может быть его долговечность (стр. 17). Собственный вес автомобиля в сочетании с долговечностью свидетельствует о техническом уровне его конструкции (стр. 20). Однако в книге эта интересная мысль не до-

УДК 629.113.019.941

ведена до практической рекомендации. Читателю остается неясным, как этими двумя параметрами можно определить технический уровень. Эта неясность еще больше усугубляется тем, что автор указывает на условность показателя долговечности.

Во второй главе книги конкретно рассматриваются пределы стандартизуемых параметров и типажа грузовых автомобилей и автопоездов. И хотя в первой главе была весьма убедительно доказана недостаточная конкретность такого параметра, как грузоподъемность, автор оказывается вынужденным рекомендовать принять за основу построения размерного ряда грузовых автомобилей именно их номинальную грузоподъемность.

Исходя из ряда предпочтительных чисел R10, автор предлагает следующие типоразмеры грузовых автомобилей по их грузоподъемности в т: 0,3; 0,5; 0,8; 1,2; 2,0; 3,0; 5,0; 8,0. Такой ряд согласуется с установившейся практикой и со специализацией автозаводов, с принятыми ограничениями осевой нагрузки на дорогу и потребностями автомобильного транспорта.

Условность понятия грузоподъемности, принятого в качестве основного параметра при стандартизации, может быть как-то компенсирована за счет включения в стандарт других, более конкретных параметров. При проведении сопоставления для определения того, можно ли сопоставлять данные конкретные марки грузовых автомобилей, рекомендуется принимать во внимание все те корректирующие факторы, которые подробно были рассмотрены в первой главе книги.

Из других параметров грузового автомобиля в книге рекомендуется оговаривать в стандартах верхний предел собственного веса и нижний предел максимальной скорости. Автор также рекомендует регламентировать в стандартах долговечность автомобиля, под которой он понимает срок службы до первого капитального ремонта. Это определение, однако, совершенно расходится с определением термина «долговечность», рекомендованного АН СССР¹, и является очень спорным. Ясно, что в такой трактовке данный параметр не может быть включен в стандарт.

В третьей главе книги, посвященной описанию параметров легковых автомобилей, подлежащих стандартизации, рассматривается классификация западноевропейских легковых автомобилей, построенная на рабочем объеме двигателя, и отмечается, что вообще общепринятой классификации не существует (стр. 68). Для отечественных автомобилей автором предлагается подразделение на четыре класса: высокоэкономичный, экономичный, средний и высший (стр. 70). Это подразделение по экономическим показателям, безусловно, интересно, но для практического применения слишком укрупнено. Если им еще можно пользоваться при разработке параметрических стандартов, то при определении мирового уровня лучших образцов оно будет совершенно бесполезно.

Интересным в этой главе является и предложение о выделении такси из категории легковых автомобилей и конструиро-

вании в дальнейшем такси на базе легких грузовых автомобилей.

В четвертой главе конкретизируются положения предыдущей главы, определяются пределы стандартизации параметров и типажа легковых автомобилей. В ней рассматриваются пределы вместимости легковых автомобилей, их весовые и динамические параметры, опять фигурирует долговечность в ее спорном понимании. В последнем разделе этой главы рассматриваются перспективы развития легковых автомобилей в условиях Советского Союза, исходя из положения, что общественные формы пользования легковыми автомобилями будут в нашей стране прогрессировать.

Автор предсказывает прекращение выпуска автомобилей высокоэкономичного класса (типа «Запорожец»). Вряд ли многие автолюбители будут с ним согласны.

В пятой главе книги речь идет о стандартизации параметров двигателей общего назначения. Указывается, что оптимальные значения основных параметров двигателя не могут быть постоянны в течение долгого времени. Отсюда рассматриваются перспективные направления в проектировании двигателей. Важнейшим параметром двигателя, определяющим его размерность, устанавливается мощность. Из других параметров выделяются и рассматриваются рабочий объем, число и расположение цилиндров.

В книге делается вывод, что унификация двигателей оказывается целесообразной только для легких грузовых автомобилей, создаваемых на базе легковых автомобилей, и для малотоннажных автомобилей. Что же касается двигателей для остальных автомобилей, то их унификация должна быть рационально ограничена, так как при слишком широкой унификации двигателя снижаются эксплуатационные качества грузовых автомобилей и, следовательно, их производительность.

Нормализация агрегатов автомобилей общего назначения рассматривается в шестой главе, как вытекающая из типажа (размерного ряда) автомобилей. Здесь особо отмечаются те большие возможности, которые представляет типизация конструкций автомобилей для нормализации технологической оснастки и методов производства, а также для специализации производства.

В седьмой главе подробно описываются методы оценки стандартизуемых параметров автомобилей и ставится вопрос о том, что для оценки долговечности автомобилей и их двигателей следует разработать и стандартизовать методику ускоренных испытаний, обеспечивающую сопоставимость результатов. В книге указывается, что основным видом испытаний должен быть форсированный пробег автомобиля по дороге с регламентированными неровностями, необходимый для определения прочности, и по скоростной дороге — для ускоренного определения износа. Ряд таблиц, приведенных в книге, конкретизирует эти предложения.

Слишком мало в книге уделено внимания описанию опыта и направлений стандартизации в зарубежном автомобилестроении.

Т. А. ВВЕДЕНСКИЙ

Московский автозавод им. Лихачева

¹ Долговечность — свойство системы или изделия длительно (с возможными перерывами на ремонт) сохранять работоспособность в определенных режимах и условиях эксплуатации до разрушения или другого предельного состояния. (Надежность технических систем и изделий. Основные понятия. Терминология. Сборник рекомендуемых терминов. Вып. 67. М., Изд-во стандартов, 1964.)

**ОПТИМАЛЬНЫЕ УСЛОВИЯ ТРАНСПОРТА!
ЭКОНОМИЧНОСТЬ И НАДЕЖНОСТЬ В ЭКСПЛУАТАЦИИ!
ОБЕСПЕЧАТ ВАМ
СРЕДСТВА АВТОМОБИЛЬНОГО
ТРАНСПОРТА,
ИЗГОТОВЛЕННЫЕ В РУМЫНИИ**

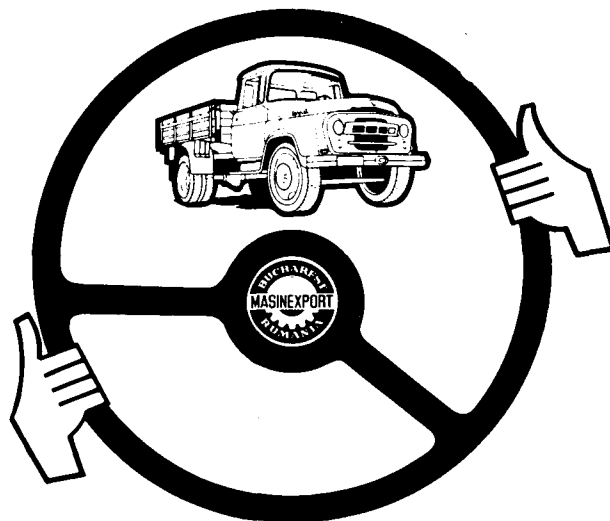
3-тонные грузовые автомобили с одним и двумя ведущими мостами
5-тонные грузовые автомобили

Автоцистерны для перевозки топлива
Автоцистерны изотермические для перевозки молока
Ремонтные мастерские на пневмоколесном ходу
Грузовые автомобили с опрокидываемым кузовом
Вездеходы на 8 мест
Автофургоны грузоподъемностью 850—1000 кг
5-тонные прицепы с опрокидываемым кузовом
Прицепные цистерны емкостью 1800—3600 л
3-тонные автоприцепы

**Выгодные условия поставки
МАШИНОЭКСПОРТ**

Бухарест — Румыния
б-р Магеру 7, тел. 14-94-30 телетайп 216, п. я. 113
Телегр. адрес МАШЭКСПОРТ — Букурешть

За справками и проспектами обращайтесь к стенду предприятия МАШИНОЭКСПОРТ на Выставке экономики Социалистической Республики Румынии, которая будет проведена в Москве 4—17 мая 1966 г. в парке Сокольники, или в Торгпредство Социалистической Республики Румынии, ул. Мосфильмовская, 40 — Москва.



MASINEXPORT
FOREIGN TRADE STATE COMPANY BUCHAREST-RUMANIA

Уважаемый товарищ!

Продолжается подписка на журнал
«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»
на 1966 г.

Подписка принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечати», в почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи. На отдельные номера журналов подписка принимается не позднее 1 числа предподписного месяца.

Журнал можно приобрести только по подписке!

МОСКОВСКИЙ АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

О Б Ъ Я Б Л Я Е Т

прием студентов на 1-й курс дневных, вечернего и заочного факультетов
по специальностям:

«Автомобильные дороги»

«Мосты и тоннели»

«Строительство аэродромов»

«Автомобильный транспорт»

(техническая эксплуатация автомобилей, ремонт автомобилей, организация автомобильных перевозок, организация и безопасность движения, исследование и испытание автомобилей, исследование и испытание автомобильных двигателей, электрооборудование)

«Строительные и дорожные машины и оборудование»

«Автоматизация и комплексная механизация строительства»
(только на дневных и вечернем факультетах)

«Гидропневматика и гидропривод»
(только на дневных и вечернем факультетах)

«Транспортные установки»
(только на дневных факультетах)

З а я в л е н и я п р и и м а ю т:

Дневные факультеты — с 20 июня по 31 июля;

Вечерний факультет — с 20 июня по 25 августа.

Заочный факультет — с 20 апреля по 25 августа;

Заявления о приеме подаются на имя ректора института с указанием факультета и избранной специальности. К заявлению прилагаются документы в соответствии с правилами приема.

Вступительные экзамены проводятся:

Дневные факультеты с 1 по 20 августа;

Вечерний факультет с 11 августа по 10 сентября;

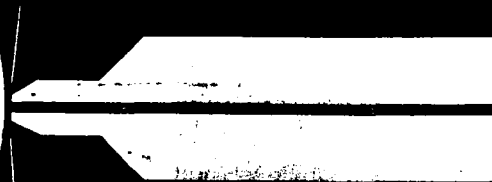
Заочный факультет с 15 мая по 10 сентября;

Документы направлять по адресу:

Москва, А-319, Ленинградский проспект, 64. Приемная комиссия.

Телефоны: АД 5-03-41, АД 5-03-15.

**Пневматический
измерительный прибор
высокого давления
AEROPAN BO**



Всегда при массовом контроле обрабатываемых изделий и при измерительных операциях на шлифовальных станках в основном применяются пневматические точные измерительные приборы.

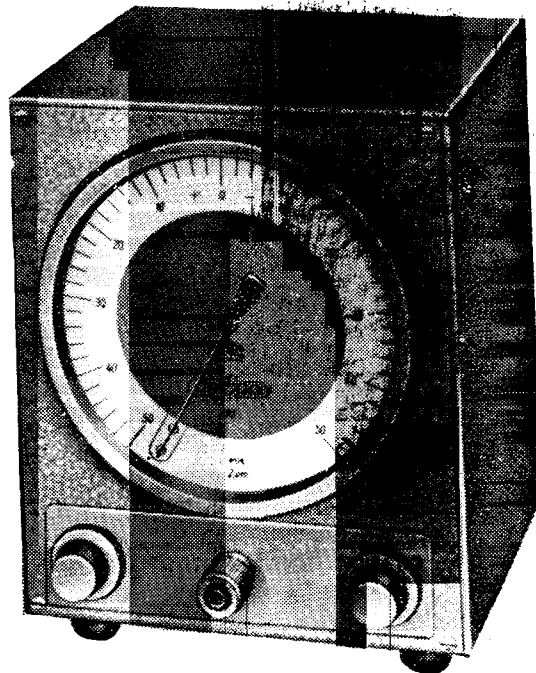
AEROPAN BO является одним из вариантов прибора AEROPAN и благодаря принятой форме корпуса особенно пригоден для многопозиционных измерений. Поэтому мы предлагаем Вам целую серию недорогих приборов, которые позволят экономно проводить разнообразные измерительные работы.

AEROPAN BO применяется только вместе с прибором AEROCON и пневматическим телеметрическим датчиком.

Требуйте подробный информационный материал

Экспортер:

**Deutsche Export – und Importgesellschaft
Feinmechanik – Optik mbH
102 Berlin 2, Schicklerstr. 7.**



Германская Демократическая Республика

Feinmechanik-Optik М. В. Н.