

629.113

A 22

АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ

ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ АВТОМОБИЛЕЙ

Издательство „Вышэйшая школа“

МИНИСТЕРСТВО ВЫСШЕГО И СРЕДНЕГО СПЕЦИАЛЬНОГО ОБРАЗОВАНИЯ БССР
БЕЛОРУССКИЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ
ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ
РЕСПУБЛИКАНСКИЕ МЕЖВЕДОМСТВЕННЫЕ СБОРНИКИ

Автомобиле- и тракторостроение

Техническая
эксплуатация
и ремонт
автомобилей

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

В. К. Азаренко, С. М. Белов, В. А. Вавуло, Л. Я. Волчок, Г. М. Кокин
(главный редактор), *А. Х. Лефаров, Б. Е. Митин, Н. В. Розанов, А. С. Савич*
(ответственный секретарь), *Э. Л. Сироткин, А. Д. Тихонов, И. С. Цитович*

Ответственный за выпуск канд. техн. наук В. К. Азаренко

СОДЕРЖАНИЕ

Я. Е. Игудесман. Цикловые удельные затраты при оптимизации срока службы автомобилей.	5
Э. М. Калинин. Вопросы совершенствования системы материального поощрения коллективов автотранспортных предприятий.	16
В. А. Артюх. Пути улучшения организации работы и использования подвижного состава автомобильного транспорта.	23
В. Ф. Ванчукевич. Влияние агрегатно-участковой организации производства на технологию технического обслуживания и ремонта автомобилей.	29
В. К. Азаренко, В. Ф. Ванчукевич. Исследование рациональной специализации работ технического обслуживания и ремонта подвижного состава в автохозяйствах.	35
В. Ф. Ванчукевич. Организация контроля технического состояния подвижного состава в автохозяйствах.	42
В. М. Щебров. Об использовании ресурса автомобильных двигателей.	48
В. К. Азаренко, Н. И. Щерба. Современные тенденции в подборе масел по вязкости для подшипников дизельных двигателей.	57
Н. И. Щерба. О подборе масла по вязкости для подшипников двигателей внутреннего сгорания.	61
М. М. Болбас. Исследование влияния некоторых присадок к маслу на приработку металлических образцов на машине трения.	66
Г. П. Шаронов, М. М. Болбас. Исследование бестормозного нагружения работающих цилиндров двигателя ЗИЛ-130 выключением части их.	74
В. И. Титков. Восстановление автомобильных деталей методом химического никелирования.	80
В. И. Титков. Подготовка поверхностей автотракторных деталей перед химическим никелированием.	85
Ю. Б. Беленький, Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. Безопасность движения автомобиля при торможении.	93
В. М. Щебров, А. Т. Ковальков, В. П. Автушко. Испытания шлицевых соединений карданных передач.	103

Ю. Б. Беленький, Н. Ф. Метлюк, А. П. Автушко, Л. Л. Борисов. Автоматическое регулирование зазоров в фрикционных парах тормозов.	110
В. П. Автушко, А. Т. Ковальков. Экспериментальное исследование перемещений в шлицевых соединениях трансмиссии автомобиля.	119
В. М. Щебров. Распределение радиальной нагрузки в карданных подшипниках.	124
Рефераты статей, помещенных в сборнике.	135

Я. Е. Игудесман

ЦИКЛОВЫЕ УДЕЛЬНЫЕ ЗАТРАТЫ ПРИ ОПТИМИЗАЦИИ СРОКА СЛУЖБЫ АВТОМОБИЛЕЙ

По мере роста автомобильного парка страны все возрастающее значение приобретает совершенствование методов планирования, экономически обоснованного количества капитальных ремонтов автомобилей и срока их эксплуатации.

Основной особенностью применяемых методов определения экономически обоснованного количества капитальных ремонтов и срока службы автомобилей является сравнительный анализ суммарных затрат или рентабельности по межремонтным циклам эксплуатации машин. На основе такого подхода делается вывод о необходимости ликвидации уже на данном этапе капитального ремонта автомобилей и агрегатов.

В настоящее время в связи с дефицитом подвижного состава имеются ограничения по замене изношенных автомобилей новыми. Объем автомобильных перевозок по стране не достигает уровня, соответствующего потребностям народного хозяйства.

Важным шагом, направленным на существенное ослабление напряженности автотранспортного баланса в стране, является предусмотренное Директивами XXIV съезда КПСС увеличение выпуска грузовых автомобилей в текущем пятилетии примерно в 1,5 раза. Но и при этих высоких темпах роста производства автомобилей, по имеющимся данным, к 1975 г. объем грузовых автомобильных перевозок еще не достигнет уровня, соответствующего потребностям быстро развивающегося народного хозяйства.

В этой связи грузооборот, экономически тяготеющий к автомобильному транспорту, обеспечивается другими видами транспорта и прежде всего железнодорожным по усложненной транспортной схеме. При наличии подвижного состава экономически целесообразно не менее 35% всех перевозок грузов осуществлять на автомобильном транспорте и резко повышать удельный вес автотранспорта в общем грузообороте страны. При этом в зоне наиболее эффективного применения одиночных автомобилей и автопоездов размеры

железнодорожных перевозок не только не снизились, но за последние 10 лет возросли в 2 раза.

В этих условиях при широком применении автомобильного транспорта балансовый фактор оказывает существенное влияние на экономически обоснованные нормативы количества ремонтных циклов эксплуатации грузовых автомобилей и их сроки службы.

При росте грузооборота автотранспорта в результате увеличения среднесписочной численности автомобилей за счет повышения числа циклов эксплуатации машин возрастают затраты по парку. Вместе с тем сокращаются издержки по железнодорожному транспорту вследствие уменьшения объема перевозок на короткие расстояния.

Проблема капитального ремонта автомобильного парка сводится к нахождению оптимальных народнохозяйственных пропорций между дополнительными затратами, вызываемыми эксплуатацией автомобилей с худшими технико-экономическими показателями, поставляемыми ремонтным производством, и экономией, обеспечиваемой заменой короткопробежных железнодорожных перевозок автомобильными.

Конкретные экономические районы отличаются размерами автомобильного парка, организацией его авторемонтного производства, что определяет стоимость и качество капитального ремонта автомобилей и агрегатов. В этой связи общая народнохозяйственная проблема рационального нормирования капитального ремонта получает свое дифференцированное по районам страны частно оптимальное решение.

Для определения рациональных сроков службы автомобилей необходимо использовать экономические показатели, характеризующие издержки по ремонту и эксплуатации автомобилей с различным сроком службы.

Показателем, обеспечивающим объективную оценку рациональных пределов производства капитальных ремонтов, являются приведенные эксплуатационные и капитальные затраты, относимые на 1000 ткм грузооборота.

Для каждого цикла эксплуатации удельные эксплуатационные и приведенные капитальные затраты по автомобильному транспорту, включая издержки по амортизации и содержанию дорог и производству погрузочно-разгрузочных операций, составляют:

$$C_a = \left[\frac{S_0}{100} + \frac{Q_{i-1} \varphi R_{i-1} + C_{ш} \lambda - C_{л} + \varepsilon K_{у.ф} + \sigma (Z_n + P)}{l_{iq} \gamma \beta} \right] 1000 \frac{\text{руб}}{1000 \text{ ткм}}, \quad (1)$$

где S_0 — эксплуатационные расходы по автомобильным перевозкам, коп/ткм; Q_{i-1} — коэффициент возрастания затрат на производство капитального ремонта при повышении его порядкового номера; φ — коэффициент, учитывающий влияние на стоимость капитального ремонта уровня организации авторемонтного произ-

водства; R_i — затраты на производство i -го капитального ремонта, руб.; $C_{ш}$ — стоимость одного комплекта автомобильных шин, руб.; $C_{л}$ — ликвидационная стоимость транспортного средства; σ — нормативный коэффициент эффективности капитальных вложений; $K_{у.ф}$ — удельные капиталовложения на создание производственных фондов эксплуатации, технического обслуживания и

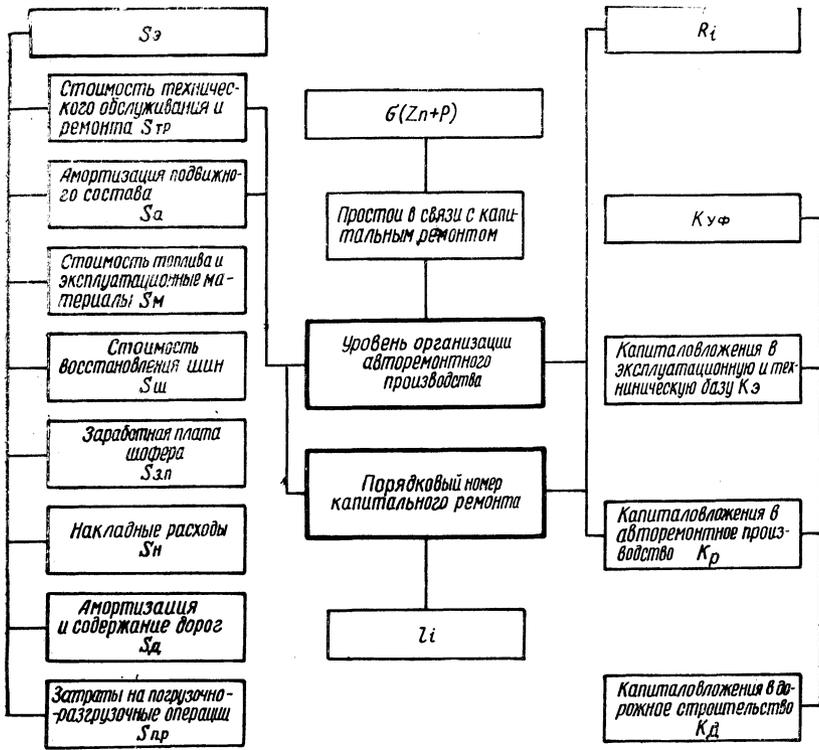


Рис. 1.

ремонта подвижного состава автотранспорта; σ — часть года, в течение которой автомобиль простаивает в связи с капитальным ремонтом; λ — соотношение между цикловым и годовым пробегом; $Z_{п}$ — годовые постоянные расходы автохозяйства на один автомобиль, руб.; P — годовая эксплуатационная прибыль, приходящаяся в среднем на один автомобиль, руб.; l_i — цикловой пробег автомобиля в i -м цикле эксплуатации, км; q — номинальная грузоподъемность автомобиля, т; γ — коэффициент использования грузоподъемности; β — коэффициент использования пробега.

Структура приведенных в формуле (1) комплексных затрат и их зависимость от порядкового номера капитального ремонта и региональных факторов, проявляющихся в уровне организации авторемонтного производства, характеризуется схемой, представленной на рис. 1.

Все эксплуатационные расходы и удельные капитальные вложения в автомобильный транспорт в зависимости от степени износа подвижного состава и уровня организации ремонтного производства условно разделяются на постоянные, т. е. не зависящие от ремонтных факторов, и переменные, т. е. подверженные их воздействию.

К числу постоянных эксплуатационных затрат относятся заработная плата шоферов, топливо, административно-управленческие расходы. С некоторым допущением к этому виду издержек можно отнести расход смазочных материалов.

По мере увеличения износа автомобиля и его основного агрегата — двигателя происходит увеличение расхода смазочных материалов. Следует отметить, что затраты по этой статье не превышают 1—2% общей стоимости перевозок.

Находятся вне связи с возрастным составом парка затраты по производству погрузочно-разгрузочных операций и содержанию и амортизации дорожной сети.

Переменные расходы, включающие затраты на техническое обслуживание и текущий ремонт ($S_{т.р}$) и амортизационные отчисления по подвижному составу (S_a), зависят от масштабов развития капитального ремонта и условий его осуществления.

Подобная дифференциация распространяется на производственные фонды эксплуатации и ремонта автомобильного парка. Естественно, что потребность в основных фондах для обеспечения текущего и капитального ремонта автомобильной техники находится в определенной связи со степенью износа подвижного состава и организацией его восстановления. В этих условиях определение удельных затрат в разрезе каждого эксплуатационного цикла практически сводится к установлению нормативов постоянных расходов и к количественной оценке зависимости переменных затрат от порядкового номера капитального ремонта и уровня организации ремонтного производства.

Для объективной оценки эффективности капитального ремонта автомобильного парка важное значение имеет приведение в сопоставимый вид затрат по автомобильному транспорту, которые завышаются в среднем на 15—20% в связи с учетом в себестоимости налога с оборота на запасные части, топливо и шины.

В общем виде исходные нормативы для определения постоянных эксплуатационных затрат по автомобилям средней грузоподъемности (ЗИЛ-164) и большой грузоподъемности (МАЗ-200) при коэффициенте использования пробега $\beta=0,53$ и коэффициенте исполь-

зования грузоподъемности $\gamma = 0,83$ характеризуются показателями, введенными без учета налога с оборота и приведенными в табл. 1.

Затраты, связанные с производством погрузочно-разгрузочных операций, установлены исходя из нормативного времени простоя под погрузкой — выгрузкой на один рейс: для ЗИЛ-164А — 0,75 ч и для МАЗ-200 — 0,92 ч при тарифной ставке механизатора с соответствующими начислениями, равной 52,9 коп.

Таблица 1

Марка и модель автомобиля	Постоянные затраты, коп/ткм						
	$S_{з. п}$	S_M	$S_{ш}$	S_H	S_d	$S_{п. р}$	$\epsilon S_{п}$
ЗИЛ-164А	2,65	0,48	0,41	1,00	0,14	0,26	4,94
МАЗ-200	1,71	0,37	0,48	0,57	0,11	0,17	3,41

Наибольшую сложность представляет установление функциональной зависимости переменных эксплуатационных затрат для каждого ремонтного цикла от основных параметров капитального ремонта и авторемонтного производства.

Многолетняя практика свидетельствует о том, что характер нарастания расходов, приходящихся на 1 км пробега, в связи с техническим обслуживанием и текущим ремонтом фактически является прерывной функцией, так как после каждого капитального ремонта автомобиля происходит некоторое снижение затрат этого вида по сравнению с уровнем издержек в конце предыдущего цикла. Для возможности аналитического решения задачи экономически обосновано допущение, что эта прерывная функциональная зависимость может быть заменена непрерывной, эквивалентной прерывной функции по общей сумме затрат для каждого ремонтного цикла.

По имеющимся данным затраты на 1000 км пробега по техническому обслуживанию и текущему ремонту автомобиля ЗИЛ-164 в зависимости от общего пробега ($L \epsilon$) с достаточной для практики точностью могут быть выражены следующей линейной функцией [5]:

$$S_{т. р.} = 7,3 + 0,0325 L \epsilon \text{ руб/1000 км.} \quad (2)$$

В рамках каждого межремонтного цикла нахождение реальных значений по этому виду затрат требует внесения определенных коррективов в исходную формулу, которая характеризует размер издержек по верхней точке внутрициклового пробега.

Выявление удельных затрат по среднему значению межремонтного цикла на 1 ткм в копейках обеспечивается при помощи следующей уточненной формулы:

$$S_{т. р.} = \frac{\left[7,3 + 0,0325 \left(\sum_1^r l_{i-1} + \frac{l_i}{2} \right) \right] 100 K_{т. р.}}{1000 q \gamma \beta}, \quad (3)$$

где $K_{т.р}$ — поправочный коэффициент на объем затрат по техническому обслуживанию и текущему ремонту других марок и моделей автомобильных транспортных средств.

Если допустить, что возрастание затрат данного вида по автомобилю МАЗ-200 может быть описано параллельно идущей прямой, то, исходя из фактических соотношений расходов на техническое обслуживание и текущий ремонт автомашин МАЗ-200 и ЗИЛ-150, значения коэффициента $K_{т.р}$ составят 0,915.

Установление динамики амортизационных отчислений по подвижному составу связано с пересмотром методики производства соответствующих расчетов. По действующей методике исходной величиной для определения амортизационных отчислений является установленная нормативная величина амортизационного пробега, не отражающая по ремонтным циклам тех изменений в стоимости машины, которые происходят в результате физического износа и возмещения его возрастающими по объему капитальными ремонтами.

Одним из условий нахождения пределов экономической эффективности капитального ремонта в разрезе каждого ремонтного цикла является возмещение капитальных затрат по приобретению нового автомобиля или его капитальному ремонту в рамках соответствующего межремонтного цикла.

Такой расчет амортизационных отчислений состоит из следующих этапов:

а) в первом цикле эксплуатации размер отчислений (S_{a_1}) определяется как отношение общей стоимости автомобиля (без стоимости шин) (C_n) за вычетом его остаточной стоимости (O_1) к пробегу в первом цикле (l_1):

$$S_{a_1} = \frac{(C_n - O_1) 100}{l_1 q \gamma \beta}; \quad (4)$$

б) во втором и последующих циклах размер отчислений (S_{a_i}) определяется стоимостью капитального ремонта и величиной последующего межремонтного пробега. При этом учитывается изменение остаточной стоимости по двум смежным циклам

$$S_{a_i} = \frac{(\Theta R_{i-1} + O_{i-1} + O) 100}{l_i q \gamma \beta}. \quad (5)$$

Важнейшее значение для данного расчета имеет правильное определение стоимости капитального ремонта автомобилей и агрегатов. В основе метода оптимального планирования воспроизводства автомобильного парка лежат существующие отпускные цены на новые и капитально отремонтированные автомобили.

При таком подходе, во-первых, игнорируется значительно более высокий уровень плановых накоплений, предусмотримый в ав-

торемонтном производстве по сравнению с предприятиями автомобильной промышленности; во-вторых, нивелируется уровень организации авторемонтного производства по экономическим районам страны, определяющий колебания себестоимости капитального ремонта до 35—45%.

В относительных величинах соотношения стоимости капитального ремонта и нового грузового автомобиля (без покрышек) при различном уровне концентрации авторемонтного производства характеризуется следующими показателями (табл. 2).

Т а б л и ц а 2

Мощность авторемонтных предприятий	500	1000	1500	2000	3000	4000	5000	10 000
Отношение затрат на капитальный ремонт к стоимости нового автомобиля	0,720	0,615	0,525	0,455	0,432	0,420	0,400	0,390
Отношение к затратам на капитальный ремонт на предприятии 500 капитальных ремонтов	1,000	0,810	0,730	0,633	0,600	0,585	0,555	0,540

Приведенные данные позволяют установить, во-первых, стоимость капитального ремонта по отношению к затратам на производство автомобиля; во-вторых, влияние уровня организации авторемонтного производства на издержки, связанные с капитальным ремонтом автомобильного парка.

Влияние уровня организации авторемонтного производства наиболее целесообразно учитывать, разделив все ремонтные предприятия на три типа — мелкие, средние и крупные, соответственно вводя поправочный коэффициент φ к стоимости капитального ремонта, равный 1; 0,75 и 0,55.

В общем виде затраты на производство первого капитального ремонта автомобиля R_1 приближенно составляют:

$$R_1 = 0,72\varphi C_{\text{н}} \quad (6)$$

Значительную сложность представляет установление функциональной зависимости стоимости капитального ремонта автомобилей от числа циклов эксплуатации.

По данным Ю. А. Конкина, срок службы и количество межремонтных циклов практически не оказывают влияния на стоимость капитального ремонта [3]. В исследовании Л. А. Бронштейна и С. Р. Лейдермана [1] подчеркивается, что по мере нарастания из-

носов автомобиля возрастает объем и стоимость капитальных ремонтов.

Аналогичного мнения придерживается Р. Н. Колегаев [2], утверждая, что каждый последующий капитальный ремонт стоит дороже предыдущего ($R_1 < R_2 < R_3$), так как ремонт дольше прослужившей и, следовательно, более изношенной машины требует больших затрат.

На основе экономического анализа издержек по ряду автобаз можно сделать выводы о существенном увеличении затрат по второму капитальному ремонту с последующим замедлением темпа роста стоимости ремонта. Поправочный коэффициент, учитывающий увеличение стоимости капитального ремонта в зависимости от его порядкового номера, по приближенной оценке составит [4]: $\theta_1 = 1,0$; $\theta_2 = 1,35$; $\theta_3 = 1,45$; $\theta_4 = 1,55$.

Существенных уточнений требует методика определения остаточной стоимости подвижного состава на различных циклах эксплуатации.

В соответствии с некоторыми исследованиями на всех этапах использования автомобилей остаточная стоимость принимается величиной постоянной, равной ликвидационной стоимости, исчисленной по весу металлолома. По данным Р. М. Петухова [4], остаточная стоимость в относительных величинах представляет собой результат вычета из единицы значения коэффициента физического и морального износа техники.

Такой подход является более правильным, так как обеспечивает учет нереализованных потребительских свойств оборудования независимо от степени переноса амортизационных отчислений на вновь производимую продукцию.

Степень износа автомобиля к моменту первого капитального ремонта составляет около 66% от первоначальной стоимости, а если исключить стоимость шин, то в этом случае потеря стоимости будет 60%. По данным Л. А. Бронштейна и С. Р. Лейдермана [1], остаточная стоимость для всех последующих капитальных ремонтов является стабильной величиной, вытекающей из постоянного значения переходящего износа, колеблющегося в пределах 0,7—0,8. Следовательно, θ_{i-1} может быть приравнена к θ_i .

В общем виде значение S_{a_i} для всех циклов эксплуатации определяется из зависимостей, представленных в табл. 3.

Учет удельных капитальных вложений при сравнительном анализе пределов экономической эффективности капитального ремонта в разрезе каждого цикла эксплуатации производится в двух плоскостях: 1) по подвижному составу; 2) по сопряженным производствам, связанным с обеспечением транспортного процесса.

Удельные капитальные вложения в подвижной состав в соответствии с методами воспроизводства автомобильного парка определяются стоимостью изготовления новой машины или ее капитального

ремонта (за вычетом ликвидационной стоимости), отнесенной к объему грузооборота, обеспечиваемого в данном эксплуатационном цикле. При этом следует учесть стоимость комплекта шин, скорректированную на коэффициент λ .

Значения коэффициента λ , определяющего количество комплектов шин, подлежащих замене в течение цикла эксплуатации, зависят от нормативного амортизационного пробега покрышек и величины цикла.

Структура удельных капитальных вложений по сопряженным производствам определяется методом воспроизводства, обеспечивающим функционирование подвижного состава на соответствующем цикле эксплуатации.

Т а б л и ц а 3

Циклы эксплуатации		
первый	второй	третий
$S_{a_1} = \frac{0,6C_{II} 100}{l_1 q \gamma \beta}$	$S_{a_2} = \frac{(\varphi R_1 + 0,4C_{II} - 0,25\varphi R_1) 100}{l_2 q \gamma \beta}$	$S_{a_{i-1}} = \frac{(\theta \varphi R_{i-1} + 0,25\varphi R_1 - 0,1C_{II}) 100}{l_i q \gamma \beta}$

На первом эксплуатационном цикле нового автомобиля учет совокупных удельных капитальных вложений по смежным производствам производится по автомобилестроению (K_a), эксплуатационной и технической базе (K_s) и дорожной сети (K_d). На последующих этапах эксплуатации автомобильной техники удельные капиталовложения по автомобильной промышленности (K_a) заменяются значением соответствующего показателя по авторемонтному производству (K_p) при сохранении всех остальных составляющих.

При $K_a = 2700$ руб. и нормативном коэффициенте эффективности в автомобилестроении 0,2 создается возможность определить в разрезе первого цикла значения удельных приведенных затрат.

По нормативам удельных капитальных вложений на сооружения автомобильного транспорта, разработанным проектным институтом Гипроавтотранс на 1966—1970 гг., K_s и K_p на один грузовой автомобиль соответственно составляют 2,33 и 0,08 тыс. руб.

С учетом корректировки полученных данных на габаритные размеры автомобилей суммарные капиталовложения в материально-техническую базу автотранспорта, т. е. K_s и K_p , составляют для ЗИЛ-164А 2240 руб. и для МАЗ-200 3230 руб.

При нормативном коэффициенте эффективности капиталовложений $\epsilon_1 = 0,1$ на автомобильном транспорте и среднегодовой производительности автомобиля ЗИЛ-164 50,6 тыс. ткм и МАЗ-200 106 тыс. ткм приведенные суммарные капиталовложения, т. е. $\epsilon_1 (K_s + K_p)$ на 1000 ткм соответственно составят 4,4 и 3,04 руб.

Для технико-экономического анализа удельных капитальных вложений на автомобильном транспорте в их взаимосвязи с основными ремонтными факторами существенное значение имеет то обстоятельство, что, во-первых, удельный вес основных фондов авторемонтного производства (K_p) составляет всего 3,3% от общих затрат по материально-технической базе; во-вторых, в структуре удельных капитальных вложений в эксплуатационно-техническую базу (K_3) стоимость оборудования, связанного с техническим обслуживанием и текущим ремонтом по гаражу на 350—500 грузовых автомобилей, не превышает 8%.

Таблица 4

Исходная насыщенность района автомобилями	Среднегодовые темпы прироста парка района, %	Экономически обоснованное количество капитальных ремонтов автомобилей средней грузоподъемности при φ		
		1	0,75	0,55
Ниже средней по стране	5,0	3	3	4
	10,0	2	2	3
Средняя по стране	5,0	2	3	3
	10,0	1	2	3
Выше средней по стране	5,0	2	2	3
	10,0	1	1	2

В этих условиях удельные капитальные вложения в материально-техническую базу автотранспорта можно принять в виде усредненных величин, не зависящих от объемов и организации капитального ремонта.

Удельные капитальные вложения в дорожное строительство составляют на один автомобиль ЗИЛ-164А—205 руб. и на автомобиль МАЗ-200—575 руб. При этих данных капиталовложения по созданию дорожной сети, приведенные к эксплуатационным затратам, соответственно будут равняться 0,38 и 0,54 руб/1000 ткм.

Комплексный учет затрат в связи с производством капитальных ремонтов непосредственно связан с установлением объема потерь из-за простоев автомобиля в ремонте, определенных за счет постоянных расходов и нереализованной прибыли.

Нормированное время простоя автомобилей в капитальном ремонте, установленное действующим положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта, определяет значения σ , которые колеблются в пределах от 0,049 до 0,077.

В связи с тем что во время капитального ремонта автомобиля постоянные расходы на него автохозяйства не прекращаются и не обеспечивается получение связанной с эксплуатационной деятель-

ностью прибыли, потери за этот период достигнут величины $\sigma(Z_n + P)$ при усредненном значении Z_n , равном 500—600 руб., $P_{\text{зид}}$ —1200 руб. и $P_{\text{маз}}$ —4000 руб.

При действующих в настоящее время нормативных показателях межремонтных пробегов экономически обоснованное количество капитальных ремонтов автомобилей для конкретных районных условий поступления новых машин и организации их ремонта характеризуется данными табл. 4 (φ — коэффициент изменения стоимости капитального ремонта в зависимости от уровня организации авторемонтного производства).

Комплексный учет балансовых и стоимостных факторов обеспечивает определение экономически обоснованного срока службы автомобилей и эффективности капитального ремонта исходя из напряженности районного автотранспортного баланса существующих условий эксплуатации и уровня организации авторемонтного производства.

Л и т е р а т у р а

1. *Бронштейн Л. А., Лейдерман С. Р.* Определение оптимального срока службы подвижного состава автомобильного транспорта. Сб. «Технико-экономические проблемы развития автомобильного транспорта в 1959—1965 гг.». М., 1961.
2. *Коллегаев Р. Н.* Определение наиболее выгодных сроков службы машин. М., 1963.
3. *Коккин Ю. А.* Амортизация техники в сельском хозяйстве. М., 1961.
4. *Петухов Р. М.* Методика экономической оценки износа и сроков службы машин. М., 1965.
5. *Токарев Г. Г.* Рациональные сроки службы автомобилей. М., 1962.

Э. М. Калинин

ВОПРОСЫ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ СИСТЕМЫ МАТЕРИАЛЬНОГО ПОощРЕНИЯ КОЛЛЕКТИВОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ

Для оценки работы автомобильного транспорта используется большое количество показателей, которые до осуществления новой экономической реформы планировались автотранспортным предприятиям в централизованном порядке. При переводе автотранспортных предприятий на новый порядок планирования и экономического стимулирования количество оценочных показателей стало ограниченным числом показателей. Сюда относятся показатели, которые отражают конечные результаты работы коллектива,— это общий объем доходов от перевозок, общая сумма прибыли, фонд заработной платы, общий объем отправления грузов (T) по закрепленной за автотранспортным предприятием основной клиентуре.

Все остальные показатели автотранспортные предприятия планируют сами. Поэтому так велика ответственность коллектива предприятия за правильный выбор показателей, по которым производится оплата труда и премирование.

За время работы в новых условиях автотранспортные предприятия улучшили эксплуатационные показатели. Так, на автотранспортном предприятии № 2 г. Молодечно, переведенном на новый порядок планирования с 1966 г., коэффициент использования пробега грузовых автомобилей возрос в 1968 г. по сравнению с 1966 г. на 1,1%, продолжительность работы автомобиля на линии — на 8,4%. Общая сумма прибыли на этом автотранспортном предприятии возросла по сравнению с планом на 3,8% и по сравнению с 1966 г. на 36,1%.

Достижению высоких показателей при работе в новых условиях планирования и экономического стимулирования способствовало выполнение разработанных автотранспортными предприятиями организационно-технических мероприятий и совершенствование форм материального стимулирования.

Особое внимание было уделено коллективами автотранспортных предприятий совершенствованию и разработке систем оплаты труда и систем поощрения. Так, на автотранспортном предприятии

№ 1 г. Витебска было введено премирование шоферов за повышение коэффициента использования пробега. В результате применения этой поощрительной меры коэффициент использования пробега в I квартале 1968 г. по сравнению с I кварталом 1967 г. возрос с 0,514 до 0,530, или на 3,1%.

В большинстве автотранспортных предприятий Минского городского автотреста шоферы, оплачиваемые сдельно, стали премироваться из фонда материального поощрения за выполнение плана перевозок. Причем основным условием премирования является выполнение плановых выходов на линию автомобиля, закрепленного за данным водителем. Построенные таким образом системы поощрения водителей способствовали повышению их трудовой дисциплины и, как следствие, оказали положительное влияние на повышение конечных результатов работы производственных коллективов в целом.

Большое внимание уделялось совершенствованию систем материального стимулирования ремонтно-обслуживающего персонала. Так, в 14 автотранспортных предприятиях из 22, переведенных в 1967 г. на новый порядок планирования, повременная система оплаты труда ремонтно-обслуживающего персонала была заменена коллективной сдельной системой оплаты труда.

Однако, как показало проведенное автором обследование ряда автотранспортных предприятий, улучшение конечных результатов

Таблица 1

Показатели	1967 г.	1968 г.	Изменение, %
	III квартал		
Коэффициент выпуска автомобилей на линию	0,669	0,628	94
Время нахождения в наряде, час	9,23	10,00	108,2
Расстояние перевозки грузов, км	4,65	5,20	111,8
Коэффициент использования пробега	0,501	0,496	99,0
Среднесуточный пробег, км	201,5	226,0	112,1
Средняя грузоподъемность, т	5,2	5,8	111,5
Выработка на I среднесписочную тонну грузоподъемности, т	1639	1609	98,2
То же, ткм	7458	7820	104,6
Перевезено грузов, тыс. т	2955,1	3528,4	119,4
Грузооборот, млн. ткм	2,96	3,53	119,3
Среднемесячная заработная плата всех работников, руб.:			
шоферов	151	174	115,1
ремонтно-обслуживающих рабочих	184	226	123,0
ИТР	105	107	102,0
служащих	113	124	110,0
прибыль, тыс. руб.	87	113	130,1
Прибыль, тыс. руб.	349,6	496,1	142,0
Производительность труда на одного работающего, руб. валового дохода	1508	1756	116,5

их работы произошло в большей степени за счет выявления и реализации резервов в перевозочном процессе и в меньшей степени за счет улучшения работы ремонтно-технической службы. Это можно проиллюстрировать на примере автоколонны 2418 (табл. 1).

Как видно из табл. 1, автоколонна постоянно перевыполняет такой основной планируемый показатель, как прибыль. Только за август 1968 г. автоколонна получила 168,7 тыс. руб. прибыли, в том числе сверхплановой 33 тыс. руб. в результате увеличения объема перевозок, повышения коэффициента пружоподъемности, т. е. за счет использования резервов в перевозочном процессе. Ремонтно-техническая служба оказывает слабое влияние на улучшение конечных результатов работы предприятия. Здесь, видимо, сказывается, помимо прочих факторов, недостаточно гибкое использование системы материального поощрения.

Необходимо отметить, что при совершенствовании форм материального поощрения самое большое внимание уделялось ремонтно-технической службе. Ремонтно-обслуживающий персонал был переведен с повременной системы оплаты на коллективную сделную систему оплаты труда. Сущность этой системы заключается в ежедневном начислении заработной платы за ремонт и обслуживание фактически работающих автомобилей. В конце месяца общая сумма начисленной таким образом заработной платы распределяется между рабочими пропорционально фактически отработанному времени и тарифному коэффициенту. Пользование этой системой еще не отработано, так как сумма начисленной заработной платы, распределяемая между меньшим количеством рабочих, дает возможность получить каждому в отдельности повышенную заработную плату при снижении количества выпускаемых на линию автомобилей. На практике так и получается. Так, в 1966 г. ремонтники автоколонны при коэффициенте технической готовности 0,881 получили 122% тарифной ставки, а в 1968 г. — 148% тарифной ставки при коэффициенте технической готовности 0,879.

Причины сложившегося положения заключаются в следующем. Всякая поощрительная система заработной платы является одной из сторон совершенствования производства, и ее введение должно согласовываться с организационно-техническими мероприятиями, улучшающими организацию труда и повышающими механизацию трудовых процессов. Доля же механизированных процессов в автотранспортных предприятиях увеличилась незначительно. Кроме того, экспериментальное введение форм материального поощрения в автотранспортных предприятиях проводится отдельно по категориям работников, в то время как каждая категория является органически составной частью единого коллектива. Всякое изменение целенаправленности действий одной из категорий требует необходимости учета взаимосвязи ее с другими категориями работников. Это осуществляется правильным подбором системы по-

Т а б л и ц а 2

Показатели	Шоферы	ИТР службы эксплуат.	Ремонтно- обслуж. рабочие	ИТР ремонтно- технич. службы	Прочий производ. персонал.
Время нахождения в наряде, ч	—	—	—	—	—
Техническая скорость, км/ч	х'	—	х''	х''	—
Коэффициент использования пробега	х'	х'	—	—	—
Средняя грузоподъемность автомобиля, т	—	—	—	—	—
Коэффициент динамического использования грузоподъемности	х'	х'	—	—	—
Расстояние перевозки грузов, км	—	—	—	—	—
Время простоя под погрузкой — разгрузкой, ч	х'	—	—	—	—
Среднесписочное количество автомобилей	—	—	—	—	—
Коэффициент технической готовности	х''	х''	х'	х'	—
Коэффициент выпуска автомобилей на линию	х''	х''	х'	х'	—
Объем перевозок, т	х'	х'	х''	х''	х
Грузооборот, ткм	х'	х'	х''	х''	х
Выработка на одну среднесписочную автомобиль-тонну:					
ткм	х'	х'	х''	х''	х
т	х'	х'	х''	х''	х
Производительность труда на одного работающего, руб. валового дохода	х''	х''	х''	х''	х
Доход, руб.	х'	х'	х''	х''	х
Прибыль, руб.	х''	х''	х''	х''	х
Себестоимость 10 единиц работы, коп.	х''	х''	х''	х''	х
Средняя доходная ставка на 10 единиц работы, коп.	—	—	—	—	—

Примечание. Знаком х' отмечено, на какой показатель каждая отдельная категория работников влияет непосредственно, а знаком х'' — косвенно

казателей, по которым производится оплата и премирование отдельных категорий работников предприятия. Система показателей должна отвечать следующим требованиям:

1) более полно оценивать работу каждой категории работников;

2) быть простой и доступной пониманию каждого члена коллектива предприятия;

3) осуществлять взаимосвязь между различными категориями работников с целью более полной характеристики работы всего коллектива предприятия.

Исходной позицией выполнения этих требований является установление влияния каждой категории работников на тот или иной показатель, характеризующий работу коллектива автотранспортного предприятия (табл. 2) [1].

Рассмотрим, каким образом каждая категория оказывает влияние на тот или иной показатель.

Так, повышение технической скорости зависит от производственных навыков шоферов, качества ремонта и обслуживания автомобиля ремонтно-обслуживающим персоналом; инженерно-технические работники ремонтно-технической службы оказывают влияние на изменение этого показателя разработкой систем диагностики, позволяющей своевременно устранять неисправности и тем самым поддерживать автомобиль в состоянии высокой технической готовности.

На повышение коэффициента использования пробега шофер оказывает влияние проявлением инициативы в изыскании груза, особенно это характерно для междугородных перевозок; инженерно-технические работники службы эксплуатации — участием в разработке рациональных маршрутов и оперативном руководстве перевозками грузов.

Повышение коэффициента динамического использования грузоподъемности зависит от умения шоферов рационально размещать различные виды груза на подвижном составе и работать на автопоездах, а также от рационального распределения подвижного состава между грузоотправителями с учетом грузоподъемности автомобиля и величины отправляемой партии, осуществляемого инженерно-техническими работниками службы эксплуатации.

Сокращение времени простоя под погрузкой — разгрузкой зависит от того, как шофер овладел навыками маневрирования при постановке автомобиля под погрузку — разгрузку.

На повышение коэффициента технической готовности оказывают влияние соблюдение шоферами условий правильной эксплуатации конкретного автомобиля; оперативное руководство инженерно-техническими работниками службы эксплуатации перевозками грузов не допускающими перегрузок подвижного состава; качество ремонта и обслуживание автомобиля ремонтно-обслуживающим персоналом; осуществляемые инженерно-техническими работниками

ремонтно-технической службы разработка и внедрение организационно-технических мероприятий, повышающих механизацию трудовых процессов, и непосредственное руководство ремонтом и обслуживанием автомобилей.

На коэффициент выпуска автомобилей на линию все категории работников оказывают такое же влияние, как и на коэффициент технической готовности. Дополнительное влияние оказывают шоферы — количеством выездов на линию, а инженерно-технические работники службы эксплуатации — организацией труда водительского состава.

Изменение отдельных показателей оценки работы автотранспортного предприятия происходит по различным причинам. Так, показатели «Время нахождения в наряде» и «Расстояние перевозки грузов» целиком зависят от времени работы и расположения клиентуры, а показатели «Среднесписочное количество автомобилей» и «Средняя грузоподъемность автомобиля» — от вышестоящих планирующих организаций.

Работники, выделенные в графу «Прочий производственный персонал» (сюда отнесены служащие и младший обслуживающий персонал), оказывают влияние на результаты работы коллектива своим участием в производственном процессе.

Данные табл. 2 выявляют общность влияния на оценочные показатели работы шоферов и инженерно-технического персонала службы эксплуатации, ремонтно-обслуживающих рабочих и инженерно-технических работников ремонтно-технической службы. Эта общность вызывает необходимость строить систему поощрения работников не раздельно по каждой категории, а по принадлежности к подразделениям: службе эксплуатации и ремонтно-технической службе. Систему поощрения группы работников, выделенной в графу «Прочий производственный персонал», следует строить в зависимости от выполнения общих плановых показателей.

Из табл. 2 видно, что если работу службы эксплуатации можно оценить по качественным показателям как натуральным, так и стоимостным, то ремонтно-техническая служба таких показателей не имеет. Поэтому правильным, по нашему мнению, является предложение Б. Левинсона, согласно которому для качественной оценки работы ремонтно-технической службы необходимо ввести показатель «Затраты на 1 км пробега автомобилей» (частное от деления всех затрат на поддержание автомобилей в исправном состоянии на их общий пробег), где под всеми затратами понимаются расходы, относимые на себестоимость перевозок [2].

Учитывая, что службы автотранспортного предприятия представляют составные части единого коллектива, поощрения работников следует устанавливать с помощью общего показателя, на который они оказывают совместное влияние. Для автохозяйств Белоруссии таким показателем является коэффициент выпуска ав-

томобилей на линию. Система поощрения ремонтно-обслуживающего персонала построена в зависимости от изменения величины этого показателя. Этого нельзя сказать о системах поощрения категорий инженерно-технических работников и шоферов. На наш взгляд, для оценки работы инженерно-технических работников правильно ввести показатель повышения коэффициента выпуска автомобилей на линию, а для шоферов — показатель снижения затрат на ремонт и обслуживание конкретного автомобиля, дифференцированных в зависимости от условий эксплуатации и степени изношенности автомобилей.

Учет предполагаемых показателей не составит трудности при развитии внутрихозяйственном хозрасчете.

Л и т е р а т у р а

1. Аксенова З. И. Анализ производственно-финансовой деятельности автохозяйства. М., 1966.
2. Левинсон Б. О некоторых показателях работы автохозяйств, ремонтных предприятий и автомобильных заводов. «Автомобильный транспорт», 1961, № 3.

В. В. А р т ю х

ПУТИ УЛУЧШЕНИЯ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОТЫ И ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА

Задача полного удовлетворения потребностей народного хозяйства в перевозках грузов должна быть выполнена не только за счет роста автомобильного парка и осуществления широкой программы дорожного строительства, но и путем дальнейшего совершенствования организации работы и улучшения использования имеющегося подвижного состава.

Одним из главных факторов, влияющих на все показатели работы автомобильного транспорта, является мощность (величина) автотранспортного предприятия и количество автомобилей на крупных автотранспортных предприятиях, находящихся на хозяйственном расчете.

В республике проведена значительная работа по укрупнению автохозяйств. В 1959—1960 гг. в республике было ликвидировано более 2,5 тыс. мелких нерентабельных автохозяйств, автомобили которых перешли в систему автотранспорта общего пользования. Транспортному общему пользованию были переданы почти все автомобили, занятые на строительстве и обслуживании торговли, а также около 80% автомобилей Совнархоза. За счет объединения парк грузовых автомобилей в системе транспорта общего пользования возрос в 1,8 раза.

Между автохозяйствами устанавливаются прочные производственные связи и создаются условия для планомерного осуществления перевозок и рационального использования подвижного состава.

Укрупнение автохозяйств создало реальные возможности для централизации технического обслуживания автомобилей, лучшего использования производственных помещений и оборудования. Это достигнуто за счет ввода в эксплуатацию автоматических установок для мойки автомобилей, организации постов механической смазки, устройства поточных линий первого и второго технического обслуживания, а также постов диагностики технического состояния автомобилей без разборки агрегатов и узлов.

Вместе с тем крупные автохозяйства (600, а в некоторых случаях 1000 автомобилей) становятся трудноуправляемыми. Инже-

нерно-технические работники и служащие не в состоянии проследить за работой всех звеньев производства. Поэтому для управления производством необходимо широко внедрять современные средства автоматизации, связи, телемеханики и вычислительной техники.

Таблица 1

Показатели работы грузового автотранспорта по отдельным группам автохозяйств за 1968 год*

Показатели	Автохозяйства с числом автомобилей			
	10—24	25—49	50—99	100 и более
Коэффициент использования парка	0,660	0,656	0,626	0,678
Коэффициент использования пробега	0,551	0,544	0,529	0,592
Коэффициент использования грузоподъемности	0,842	0,843	0,920	0,951
Среднесуточный пробег одного работающего автомобиля, км	130,9	143,1	171,1	167,1
Средняя продолжительность работы автомобиля в день, ч	8,9	8,4	8,6	9,2
Производительность автомобиля на одну среднесписочную автотонну, т	854,1	745,3	1043,7	1953,4
	15 629,1	17 418,5	20 868,2	30 544,9
Себестоимость 10 ткм, руб.	0,59	0,66	0,57	0,45

* Данные по автохозяйствам, имеющим 10 и более автомобилей, без колхозов и межколхозных организаций.

Практика показывает неоспоримые преимущества укрупнения автохозяйств, однако в последние годы темпы проведения этой работы ослаблены: 20,4% автомобилей из их общего числа все еще находятся в мелких автохозяйствах с числом автомобилей 1—9. Такое распыление автомобильного парка не способствует эффективному использованию автомобилей, эксплуатация которых в большинстве случаев является нерентабельной.

Изучение качественных показателей различных категорий автохозяйств показало (табл. 1), что наиболее эффективно используются автомобили в системе автотранспорта общего пользования (группа автохозяйств 100 и более), но из-за низкой его концентрации (23%) в целом по республике 43% автомобилей совершают пробеги без груза, 30% простаивают из-за технической неисправности, велики простои под погрузкой и разгрузкой.

Автомобили ведомственных автохозяйств перевозят грузы параллельно с автомобилями автохозяйства общего пользования. Работа между ними не согласована и поэтому практикуются повторные и встречные перевозки. Ведомственные автохозяйства, как правило, не имеют специализированного транспорта и перевозят все грузы на бортовых автомобилях. Все это вместе взятое мешает созданию единого плана перспективного развития автотранспорта республики.

Замедление темпов укрупнения автотранспортных предприятий, по нашему мнению, можно объяснить двумя причинами: во-первых, стремлением хозяйственных руководителей иметь свое «собственное» автохозяйство, которое можно использовать без учета реальных затрат, связанных с эксплуатацией, во-вторых, имеющимися недостатками в обслуживании предприятий и организаций со стороны автохозяйств общего пользования. Эти недостатки выражаются в нерегулярности перевозок, отказе в ряде случаев от транспортировки грузов, не обеспечивающих высоких показателей выполнения плана.

Для ликвидации этих недостатков необходимо наряду с совершенствованием организации перевозок укреплять ремонтно-обслуживающую базу автохозяйств, развитие которой в настоящее время отстает от роста транспортных средств. Обеспеченность автохозяйств производственно-технической базой в настоящее время по Министерству автомобильного транспорта составляет 44,6% нормативной потребности [1].

Укрупнение автохозяйств и укрепление их производственно-технической базы — первое условие дальнейшего улучшения использования подвижного состава. Необходимо, чтобы весь автотранспорт, за исключением связанного с внутренними перевозками, был сконцентрирован в одном ведомстве. В этой связи весьма важно установить границы укрупнения: ведь в силу разобщенности автомобильного парка на размеры автохозяйств зачастую оказывают влияние такие случайные факторы, как наличие готовых производственных площадей, возможности расширения автохозяйств и др. На основе опыта использования и технической эксплуатации грузовых автомобилей в автохозяйствах разной мощности можно рекомендовать следующие размеры автохозяйств: для крупных городов и промышленных центров — 300—400 грузовых автомобилей, а при наличии филиалов — 500—600 автомобилей; в сельской местности — 100—150 автомобилей.

Улучшение организации работы автомобильного транспорта связано также с совершенствованием структуры и специализации автомобильного парка. Автомобильный парк БССР по грузоподъемности можно характеризовать следующими данными: 85,6% составляют автомобили средней грузоподъемности (2—5 т), а автомобили большой (от 5 до 20 т) и малой грузоподъемности (до 2 т)

соответственно 7,5 и 6,9%. Наличие такого парка автомобилей не соответствует тем требованиям, которые предъявляются в настоящее время к качеству перевозок, сохранности грузов, механизации погрузочно-разгрузочных работ.

Удельный вес специализированных автомобилей в парке подвижного состава составляет 35,8%, в том числе 66,4% автомобилей самосвалов. Несмотря на значительное количество специализированных автомобилей, их еще недостаточно для освоения имеющихся объемов перевозки.

Специализация транспортных средств необходима для дальнейшего развития автомобильного транспорта. При этом необходимо осуществлять специализацию не только по видам перевозок, но и по маркам подвижного состава.

Вместе с тем автохозяйства не всегда заинтересованы в использовании специализированного транспорта, так как при этом нередко ухудшается использование пробега, повышается себестоимость перевозок. А выигрыш народного хозяйства из-за сокращения транспортных расходов, сохранности качества и ускорения доставки грузов не учитывается. Поэтому для этих перевозок необходимо установить особые тарифы, которые бы повысили заинтересованность автохозяйств в применении специализированного подвижного состава.

Важным резервом увеличения перевозочных способностей автомобильного парка является применение прицепов и полуприцепов. В 1967 г. в системе транспорта общего пользования перевезено на прицепах 2,7% объема перевозок и выполнено 9% грузооборота.

В условиях широкого развития в республике междугородных перевозок основным типом автопоезда должен стать седельный тягач с полуприцепом. Анализ использования одиночных автомобилей и автопоездов различной грузоподъемности на междугородных перевозках показал, что повышение грузоподъемности обеспечивает не только снижение себестоимости перевозок, но и сокращение численности водительского состава.

Совершенствование процесса перевозок предусматривает сокращение простоев автомобилей под погрузочно-разгрузочными операциями. Наиболее совершенной формой организации при этом являются централизованные перевозки, осуществляемые автомобильным транспортом общего пользования.

Наглядным примером эффективности централизованных перевозок может служить организация завоза и вывоза грузов на железнодорожные станции Минского транспортного узла. До внедрения централизации на этих перевозках было занято до 600 автомобилей, а дневная выработка автомобилей составляла 4,9 т. После проведения централизации было освобождено до 200 автомобилей, а средняя выработка возросла до 15 т.

Эффективность централизованных перевозок определяет необходимость перехода от централизации перевозок отдельных видов грузов к централизации перевозок всех грузов в районе или в сфере деятельности автохозяйства. При этом они должны осуществляться не только в городах и промышленных центрах, но и во всех сельскохозяйственных районах республики.

Особого внимания заслуживает проблема перехода от централизованных перевозок к централизованным поставкам грузов. В этом случае на поставщика-производителя возлагается обязанность по доставке грузов потребителям с привлечением для этого автомобилей системы транспорта общего пользования по договорам. Уже в настоящее время ряд предприятий (фабрика «Коммунарка», объединение «Кристалл» и др.) осуществляет перевозки по этому принципу. Введение такого порядка в качестве обязательного общегосударственного принципа поставок продукции позволит улучшить планирование автомобильных перевозок, так как автотранспортные предприятия будут иметь дело с крупными организациями-поставщиками.

Новой качественной стороной развития централизованных перевозок является организация их в системе междугородного сообщения. Автомобильный транспорт будет использоваться для перевозки грузов на короткие расстояния, доставка которых осуществлялась железнодорожным транспортом.

Развитие регулярных междугородных централизованных перевозок связано с организацией мелкопартионных перевозок грузов автопоездами. Перевозка именно этих грузов вызывает поток незагруженных автомобилей на автодорогах. Поэтому междугородные перевозки должны развиваться в тесном взаимодействии между автотрестами и Минским управлением автомобильных дорог при четком централизованном руководстве перевозками в республиканском масштабе. В одном центре должны быть сосредоточены функции по организации, оперативному планированию, диспетчерскому руководству работой подвижного состава.

Важным резервом увеличения коэффициента использования пробега при централизованном руководстве является применение математических методов для маршрутизации перевозок. В настоящее время математический метод планирования используется для разработки рациональных маршрутов перевозки массовых строительных и торговых грузов в городах и дает значительный экономический эффект. Очевидно, применение математических методов и ЭВМ при организации междугородных перевозок (среднее расстояние междугородных перевозок составляет свыше 200 км), позволит не только повысить коэффициент использования пробега, но и сократить количество подвижного состава для этой цели.

Таким образом, основными направлениями дальнейшего улучшения организации работы автотранспорта являются концентрация

автомобильного парка и укрупнение автохозяйств, специализация подвижного состава по видам перевозок и маркам автомобилей и рационализация перевозок.

Л и т е р а т у р а

1. Воробей А. К., Гальбург А. Е. Производственно-техническая база автохозяйств. «Промышленность Белоруссии», 1966, № 9.

В. Ф. Ванчукевич

ВЛИЯНИЕ АГРЕГАТНО-УЧАСТКОВОЙ ОРГАНИЗАЦИИ ПРОИЗВОДСТВА НА ТЕХНОЛОГИЮ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА АВТОМОБИЛЕЙ

«Инструкцией по агрегатно-участковой организации производства технического обслуживания и ремонта подвижного состава в автохозяйствах», разработанной Министерством автомобильного транспорта БССР, предусмотрено определенное количество производственных участков, каждый из которых выделяет рабочих на посты первого и второго технического обслуживания (ТО-1, ТО-2) в соответствии с трудоемкостью работ по обслуживанию закрепленных агрегатов за каждым участком.

Одним из важнейших условий организации производства технического обслуживания, особенно поточным методом, является равномерное распределение объема работ по постам и исполнителям, т. е. такты постов должны быть равны между собой и равны ритму линии. Невыполнение этого условия приводит к нарушению синхронной работы постов, к простоям или перегрузкам на рабочих местах. Поэтому необходимо производить анализ распределения нормативных объемов работ ТО-2 по производственным участкам, равномерности загрузки исполнителей, выделяемых от участка, и потерь рабочего времени из-за неравномерности загрузки исполнителей и постов линии.

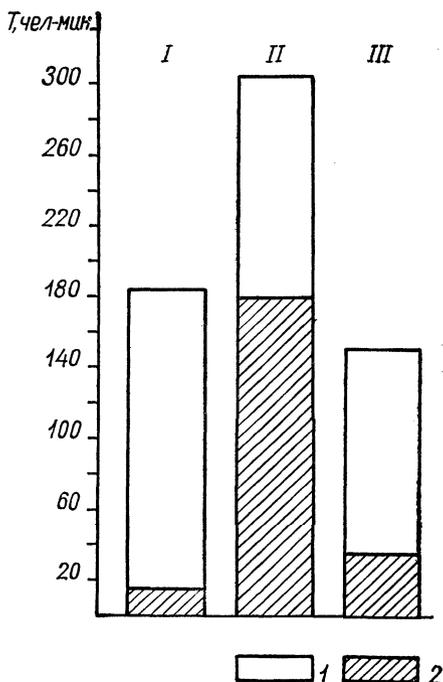


Рис. 1. Распределение трудозатрат между тремя исполнителями (I, II, III) при выполнении ТО-2 на тупиковом посту:

1 — работы сверху; 2 — работы в осмотровой канаве

1. *Влияние агрегатно-участковой организации производства на технологию ТО-2, выполняемого на тупиковых постах.* Второе техническое обслуживание производится обычно на универсальных тупиковых постах в том случае, когда программа выполняемых работ не позволяет организовать техническое обслуживание на поточной линии, т. е. при расчете поточной линии получается меньше трех постов. Обычно такие автохозяйства имеют не более трех производственных участков.

Рассмотрим распределение трудоемкости ТО-2 автомобиля ГАЗ-51 между исполнителями при организации трех производственных участков.

В качестве примера проанализируем потери рабочего времени на тупиковом посту (рис. 1), на котором работают три исполнителя. При данном варианте загрузки исполнителей трудоемкость технического обслуживания автомобиля распределится по производственным участкам следующим образом: I участок — 184,1 чел-мин; II участок — 310,6 чел-мин; III участок — 147,9 чел-мин. Наиболее загруженным является исполнитель II участка.

Простой исполнителей в ожидании окончания работы наиболее загруженного исполнителя (II участок) составляют:

$$T_{II} = (T_{II} - T_1) + (T_{II} - T_3), \quad (1)$$

где T_{II} — трудоемкость работ наиболее загруженного исполнителя на данном посту; T_1 , T_3 — соответственно трудоемкости работ первого и третьего исполнителей.

Таким образом, при соблюдении принципа загрузки исполнителей по агрегатно-участковой организации потери рабочего времени составляют 289,2 чел-мин на каждое ТО-2, что снижает использование тупикового поста на 25%.

Потери времени при одновременной работе четырех исполнителей на тупиковом посту составляют 110,7 чел-мин на одно ТО-2, что снижает производительность поста на 15%. При одновременной работе четырех исполнителей с вынесением смазочных работ на специализированный пост производительность поста снижается на 25%.

Кроме этого, характер выполнения некоторых работ I, II и III участков требует двух исполнителей, работающих одновременно в осмотровой канаве и снаружи (крепление опор двигателя, регулировка свободного хода педали сцепления, проверка люфта рулевых тяг и т. д.), а выделяется от каждого участка по одному исполнителю. Следовательно, нельзя выполнить эти работы при соблюдении принципа производства работ исполнителями только своего участка.

Поручение исполнителю III участка всего комплекса работ, закрепленных за этим производственным участком, не отвечает ус-

ловиям рациональной организации рабочего места и труда. Так, выполняя операции по контролю состояния рамы, исполнитель должен спускаться в осмотровую канаву и проходить вдоль нее, что мешает остальным исполнителям. В то же время исполнитель II участка мог бы выполнять эту работу без потерь рабочего времени на передвижение.

2. *Влияние агрегатно-участковой организации производства на поточную технологию ТО-2.* Для получения наиболее полного анализа потерь рабочего времени при ТО-2 автомобиля ГАЗ-51 исследовалась поточная технология по вариантам суточной программы: первый вариант — 10 ТО-2; второй — 8 ТО-2; третий — 6 ТО-2; четвертый — 4 ТО-2; пятый — 2 ТО-2.

Таблица 1

Количество участков в автохозяйстве	Номер участка	Трудоемкость, чел-мин	
		участка	общая ТО-2
Восемь	I	64	642
	II	122	
	III	188	
	IV	148	
	V	120	
Семь	I	184	642
	II	122	
	III	188	
	IV	148	
Три	I	184	642
	II	310	
	III	148	

Распределение трудоемкости второго технического обслуживания по производственным участкам показано в табл. 1.

Смазочно-заправочные работы производятся на специализированном посту смазки, и их объем составляет 14% от объема ТО-2, что соответствует 91,5 чел-мин. Соотношения трудоемкостей производственных участков выражаются отношениями: восемь участков — 5:10:15:12:9; семь-четыре — 8:5:8:6; три — 6:11:5.

Эти соотношения трудоемкостей показывают, что если точно выдержать условия закрепления работ по ТО-2 за рабочими только тех производственных участков, от которых они выделены, то потребуется следующее количество исполнителей: восемь участков — $5 + 10 + 15 + 12 + 9 = 51$ чел.; семь-четыре — $8 + 5 + 8 + 6 = 27$ чел.; три — $6 + 11 + 5 = 22$ чел.

Чтобы такое количество исполнителей было обеспечено работой в течение смены, программа линии ТО-2 должна быть равна: восемь участков — 38 ТО-2; семь-четыре — 20 ТО-2; три — 16 ТО-2.

Такие большие производственные программы в сутки (от 16 до 38 ТО-2) при средних условиях эксплуатации могут иметь только очень крупные автохозяйства (свыше 1000 автомобилей). Для выполнения такой программ по ТО-2 в течение одной смены с одновременной работой 51 исполнителя требуется поточная линия, состоящая из 10—15 постов, что является нерациональным.

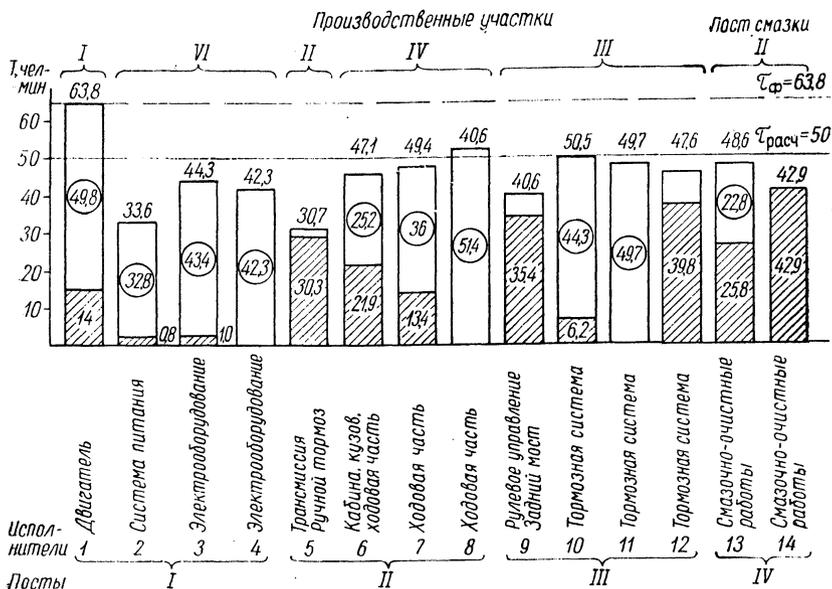


Рис. 2. Распределение трудозатрат между четырнадцатью исполнителями при выполнении ТО-2 на поточной линии. Обозначения такие же, как на рис. 1.

Таким образом, для меньшей сменной программы поточной линии следует отказаться от равномерной загрузки постов и исполнителей линии и поручать исполнителям поточной линии выполнение работ как своего, так и других производственных участков.

Рассмотрим производительность поточной линии ТО-2 автомобиля ГАЗ-51 при работе на ней четырнадцати исполнителей.

Из диаграммы распределения трудоемкости ТО-2 (рис. 2) по исполнителям видно, что перегрузка исполнителей, выполняющих работы I и IV участков, по сравнению с тактом этой линии, равном 50 мин, вызовет простой исполнителей всех остальных производственных участков. При этом фактический такт линии ТО-2 будет равен продолжительности работы исполнителя I участка, т. е. 64 мин.

Таким образом, при точном соблюдении принципа загрузки исполнителей поточной линии ТО-2 производительностью 10 ТО-2 за

смену по агрегатно-участковой организации технического обслуживания потери составят около 29% трудовых ресурсов, а производительность поточной линии снизится на 26%.

О влиянии агрегатно-участковой организации производства на поточную технологию для других вариантов в зависимости от суточной программы можно судить по данным табл. 2.

Таблица 2

Варианты	Производств. программа за смену, ТО-2	Количество			Эффективность использования, %	
		производственных участков	исполнителей на линии	постов на линии	фонда рабочего времени за смену	поточной линии за смену
Первый	10	8	14	4	71	74
Второй	8	8	12	4	72	86
Третий	6	8	9	4	68	85
Четвертый	4	4	6	3	30	65
Зонально-поточный метод обслуживания	3	5	11	3	65	50

Полученные данные для автомобиля ГАЗ-51 при различных вариантах поточных линий в зависимости от суточной производственной программы позволили установить, что большая неравномерность распределения работ между исполнителями производственных участков (от 30,7 чел-мин до 184,1 чел-мин — IV вариант) ведет к значительным потерям рабочего времени и снижению производительности линии. Такая большая неравномерность загрузки недопустима при проектировании технологического процесса ТО-2, так как это приводит к значительным потерям рабочего времени из-за несинхронности работы исполнителей и постов линии. Одним из недостатков организации труда является то, что характер выполняемых работ первого производственного участка требует двух исполнителей, а выделяется на этот участок всего лишь один исполнитель. Следовательно, указанные работы на линии вообще не выполняются.

Согласно табл. 2, отклонение от наиболее рационального варианта по использованию поточной линии (II вариант организации ТО-2) как в сторону увеличения суточной производственной программы, так и в сторону ее уменьшения ведет к снижению производительности поточной линии.

Наиболее существенным недостатком организации труда на поточной линии следует считать выполнение исполнителями операций только своего производственного участка, что создает ряд трудностей в процессе работы (перегрузка исполнителей участков, нерациональное использование рабочего места и передвижения исполнителей и др.).

Выводы

В целях рационального сочетания агрегатно-участковой организации производства и передовой технологии предлагается осуществлять следующие мероприятия.

1. Отказаться от рекомендации «Инструкции по агрегатно-участковой организации производства технического обслуживания и ремонта подвижного состава в автохозяйствах» специализировать посты поточной линии по количеству производственных участков, так как это значительно увеличивает количество постов (зачастую от производственных участков выделяется по одному человеку на пост) и резко снижает эффективность линии.

2. Принять принцип равномерной загрузки исполнителей с отношением их к участку, работы которого преобладают у данного исполнителя.

3. Считать, что поточная линия — технологическая единица, готовой продукцией которой является технически исправный автомобиль.

4. Для выполнения отдельных операций по техническому обслуживанию подвижного состава, когда от участка выделяется один исполнитель, а требуется два, временно привлекать рабочих с других участков. Ответственность за качество выполняемых работ остается за теми рабочими, за которыми закреплена технологическая операция.

В. К. Азаренко, В. Ф. Ванчукевич

ИССЛЕДОВАНИЕ РАЦИОНАЛЬНОЙ СПЕЦИАЛИЗАЦИИ РАБОТ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ И РЕМОНТА ПОДВИЖНОГО СОСТАВА В АВТОХОЗЯЙСТВАХ

Изучение рациональной специализации работ технического обслуживания и ремонта подвижного состава в автохозяйствах производилось по разработанной авторами методике.

Методикой предусматривалось изучение в автохозяйствах Министерства автомобильного транспорта БССР: распределения подвижного состава по маркам и возрастному состоянию; оснащенности постами технического обслуживания и ремонта; существующей организации и технологии технического обслуживания и ремонта; закономерностей колебаний трудоемкостей технических обслуживаний и ремонтов в зависимости от дорожных и климатических условий и возрастного состояния парка; рациональных тактов постов поточных линий технического обслуживания; специализации текущего ремонта по видам работ.

При изучении распределения подвижного состава по возрасту было обследовано 56 грузовых, 29 пассажирских и 35 смешанных автохозяйств.

В качестве примера приведем распределение подвижного состава по маркам в автохозяйствах Витебского облавтогтреста (рис. 1).

Возрастное распределение подвижного состава для каждого автохозяйства имеет свои особенности. При нормальной эксплуатации и амортизации средний возрастной состав автомобилей более стабильный в пассажирских автохозяйствах и менее стабильный в грузовых и смешанных. При этом в мелких, периферийных автохозяйствах автомобили имеют значительно больший возраст, чем в городских, крупных автохозяйствах.

За один и тот же календарный срок пробег одновременно введенных в эксплуатацию автомобилей, работающих в одинаковых условиях, не одинаков и подчиняется нормальному закону распределения.

Оснащение автохозяйств постами технического обслуживания и ремонта. Результаты обследования автохозяйств по обеспеченности постами технического обслуживания и ремонта Минавтогтреста БССР приведены в табл. 1.

Таблица 1

Автотрест	Количество автохозяйств	Количество машино-мест на 10 списочных автомобилей							Количество машино-мест на 10 списочных автомобилей в среднем по трестам
		до 0,5	0,51—0,6	0,61—0,7	0,71—0,8	0,81—0,9	0,91—0,99	1 и более	
Брестский областной	17	11,8	29,4	5,8	11,8	11,8	5,9	23,5	0,74
Витебский областной	21	19	9,5	14,2	—	9,5	4,8	43,0	1,06
Гомельский областной	19	—	10,5	21,0	15,8	5,3	15,8	31,6	0,88
Гродненский областной	20	5,0	10,0	10,0	10,0	20,0	25,0	20,0	0,89
Минский городской	28	10,7	25,0	17,8	17,8	3,6	7,3	17,8	0,72
Минский областной	8	—	—	12,5	12,5	12,5	12,5	50,0	1,07
Могилевский областной	21	—	—	9,6	23,8	9,6	19,0	38,0	0,97
Управление дороги Минск — Могилев	4	25,0	—	—	—	25,0	—	50,0	0,94
Итого...	138	8,0	13,0	13,0	13,0	10,2	12,4	30,4	0,88

Существующая организация и технология технического обслуживания и ремонта. В автохозяйствах внедрена агрегатно-участковая организация технического обслуживания и ремонта подвижного состава. При этом в большинстве автохозяйств техническое обслуживание и ремонт подвижного состава производится на универсальных тупиковых постах. О применяемых методах технического обслуживания в автохозяйствах можно судить по данным табл. 2.

Таблица 2

Тип автохозяйства	ГО-1		ГО-2	
	поточный	тупиковый	поточный	тупиковый
Грузовые	26	30	1	55
Смешанные	14	11	—	35
Пассажи́рские	17	12	1	29

Колебания трудоемкостей технического обслуживания и ремонта подвижного состава. Исследования показали, что объем работ технических обслуживаний и ремонтов меняется в зависимости от климатических и дорожных условий, возрастного состояния парка, а также интенсивности его использования.

Колебания трудоемкостей смазочно-очистительных работ для разных марок автомобилей при сезонных и обычных технических обслуживаниях приведены на рис. 2.

По мере старения машин и механизмов затраты на их техническое обслуживание и ремонт возрастают [2]. Так, в зависимости от среднего возраста автомобиля объем текущего ремонта изменяется следующим образом:

при пробеге до 50 тыс. км — 30—40%; до 100 тыс. км — 60—90%; 100—150 тыс. км — 100%; 200—250 тыс. км — 130—140%.

Исследования показали также, что колебания объемов текущего ремонта в осенний и весенний периоды в два-три раза превышают среднегодовые объемы текущих ремонтов.

Рациональное распределение операций технического обслуживания и ремонта между исполнителями. Простои подвижного состава из-за технического обслуживания и ремонта, а также производительность и качество ремонтных работ зависят от распределения производственных операций между исполнителями. На рациональную технологию технического обслуживания и ремонта в некоторых случаях отрицательно влияет агрегатно-участковая организация производства, что сказывается в перегрузке отдельных исполнителей производственных участков и нерациональном использовании постов технического обслуживания и ремонта.

Рациональные такты постов поточных линий технического обслуживания. Условиями перехода на поточный метод обслуживания

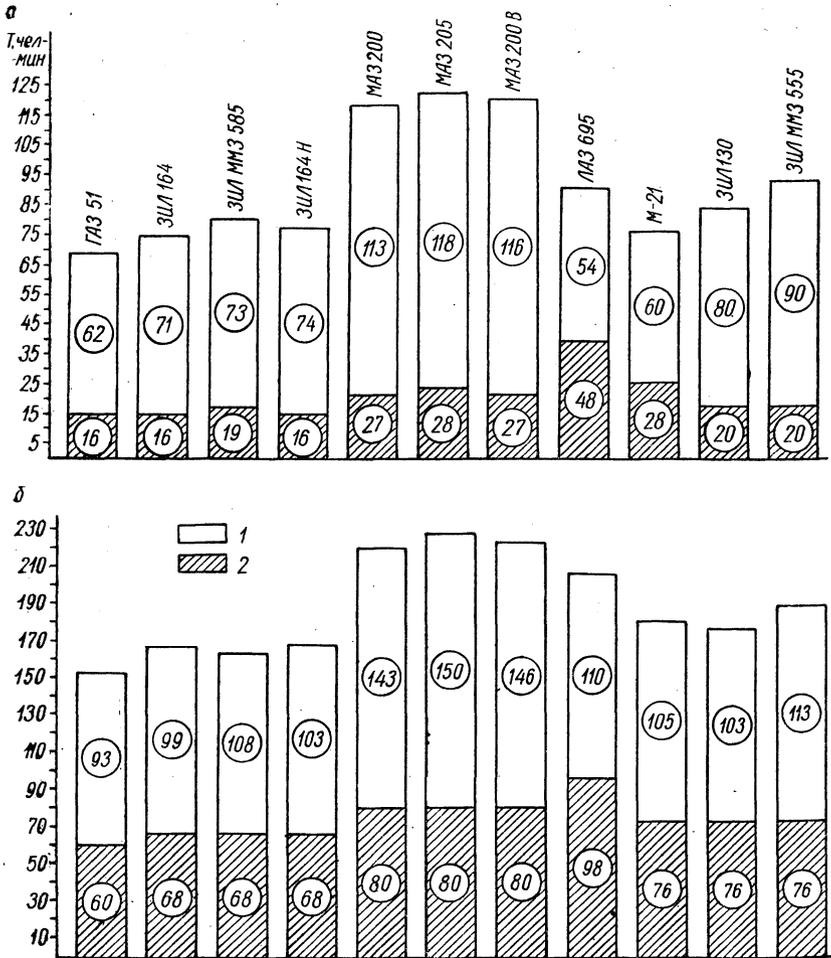


Рис. 2. Трудоемкость смазочных работ, выполняемых при ТО-2 без замены смазки (а) и с учетом замены смазки (б) в двигателе, заднем мосту, коробке передач, рулевом управлении:

1 — трудоемкость работ, выполняемых сверху; 2 — трудоемкость работ, выполняемых снизу

является равенство тактов постов линий между собой и равенство такта поста такту линии [1, 3]. Это достигается подбором соответствующего количества рабочих, выполняющих определенный объем работ в одно и то же время на каждом из постов, т. е.:

$$\frac{t_0^*}{P_I} = \frac{t_0^*}{P_{II}} = \frac{t_0^m}{P_{III}} = t, \tag{1}$$

где t'_0, t''_0, \dots — объемы работ по техническому обслуживанию, выполняемые на постах первом, втором и т. д., чел-мин; F_1, P_{II}, \dots — количество рабочих на постах 1, 2 и т. д.; t — продолжительность пребывания автомобиля на каждом посту (одинаковая для любого поста), мин.

Рациональные такты постов технического обслуживания. Существующей методикой предусматривается при расчете такта поста одновременная работа трех-четырех рабочих. Однако, как показали исследования, на посту смазочно-очистительных работ рационально могут работать одновременно только два человека. При этом пост смазочно-очистительных работ будет иметь два различных такта. Один — максимальный при выполнении сезонных обслуживаний и второй — минимальный при очередных технических обслуживаниях. Поэтому такт поста следует определять по формуле

$$\tau = \frac{t_{см}}{P} + t_{пр}, \quad (2)$$

где $t_{см}$ — трудоемкость смазочно-очистительных работ при сезонном или очередном техническом обслуживании; $t_{пр}$ — время, затрачиваемое на передвижение автомобиля при установке его на пост и съезде с поста, мин.

Таблица 3

Наименование специализированных постов	Тип автохозяйства			Примечание
	грузовое	автобусный парк	таксомоторный парк	
Проверка и ремонт передних мостов и рулевых управлений	1	1	1	На 100 автомобилей
Проверка и ремонт тормозов	1	1	1	На 100 автомобилей
Замена шин	1	1	1	На 150 автомобилей
Восстановление окраски	1	1	2	На 150 автомобилей
Замена агрегатов (КПП, задний и передний мост и т. д.)	1	1	1	На 100 автомобилей
Замена и ремонт двигателей	1	1	1	На 150 автомобилей
Ремонт рам, кабин, кузовов	1	1	1	На 150 автомобилей

Колебания такта поста смазочно-очистительных работ вызывают необходимость в изменении тактов остальных постов поточной линии, что практически невозможно.

Специализация работ текущего ремонта. Изучение распределения трудоемкостей работ текущего ремонта позволило определить целесообразную специализацию по видам работ. Количество специализированных постов по видам работ текущего ремонта приведено в табл. 3 (среднесуточный пробег автомобиля 200 км).

Выводы

1. В большинстве автохозяйств из-за разномарочности подвижного состава, колебаний трудоемкостей работ технического обслуживания и ремонта, а также из-за отсутствия производственных площадей невозможно внедрить поточный метод технического обслуживания.

2. При организации текущего ремонта целесообразно специализировать посты ремонта по видам работ (см. табл. 3).

3. При внедрении поточной организации минимальный такт постов поточной линии должен быть равен такту или больше такта поста смазки при сезонном обслуживании.

4. В целях рационального сочетания агрегатно-участковой организации производства и передовой технологии необходимо: а) применять принцип равномерной загрузки исполнителей производственных участков; б) исключить рекомендации «Инструкции по агрегатно-участковой организации производства технического обслуживания и ремонта подвижного состава в автохозяйствах» о специализации постов поточной линии по количеству производственных участков.

Л и т е р а т у р а

1. Краморенко Г. В. Техническая эксплуатация автомобилей. М., 1962.
2. Кузнецов Е. С. Режимы технического обслуживания автомобилей. М., 1963.
3. Кузнецов Е. С., Сорокин В. А. Исследование работы поточных линий технического обслуживания автомобилей. М., 1966.

В. Ф. Ванчукевич

ОРГАНИЗАЦИЯ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПОДВИЖНОГО СОСТАВА В АВТОХОЗЯЙСТВАХ

Для обеспечения высокой технической готовности и безопасности движения подвижного состава автомобильного транспорта большое значение имеет рациональная организация контроля за его техническим состоянием.

Предупреждение и своевременное устранение неисправностей подвижного состава заключается в техническом контроле. Трудоемкость контрольных операций в автохозяйствах на один автомобиль составляет 65—125 чел-ч в год, что свидетельствует о необходимости совершенствования, научной организации этого вида работ.

В среднем около 14% дорожно-транспортных происшествий связано с техническими неисправностями различных узлов и механизмов автомобиля. При этом подавляющее большинство их вызвано неисправностью тормозов и рулевого управления.

Опыт показывает, что правильная организация контроля позволяет выявить даже скрытые на первый взгляд технические неисправности при минимальных затратах труда и средств.

Контроль технического состояния подвижного состава должен обеспечивать выявление дефектов, при которых запрещен выезд на линию, и определение необходимого объема работ по ремонту перед постановкой на техническое обслуживание для восстановления надежности и работоспособности.

Организация контроля технического состояния подвижного состава при возвращении с линии в гараж. «Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта» предусматривает технический осмотр подвижного состава на контрольном пункте перед выходом на линию.

Выпускаемые промышленностью оборудование и приборы для определения технического состояния подвижного состава дают возможность устанавливать техническое состояние агрегатов автомобиля лишь в общем виде. Так, при проверке компрессии в цилиндрах двигателя наиболее распространенным прибором-компрессометром определяется величина отклонения давления в цилиндре двигателя от нормы, но не устанавливаются конкретные

причины этих отклонений. То же можно сказать и о деселерометре. При проверке тормозных качеств автомобиля деселерометром не учитывается такой важный параметр, как одновременность действия тормозов левых и правых колес автомобиля.

Некоторые из выпускаемых приборов недостаточно совершенны. При их использовании на контрольные операции затрачивается значительно больше времени, чем на проведение этих же операций без них. Поэтому, хотя они и дают объективную оценку технического состояния узла, агрегата или системы, но используются только при выборочном контроле в случае возникновения спорных вопросов. Так, при установлении величины люфта в рулевом управлении квалифицированный контролер затрачивает 0,6 мин, с помощью динамометра — люфтомера 1,5 мин; для определения люфта в шкворневом соединении переднего моста соответственно 0,3 мин, а при использовании прибора — 1,3 мин.

Без применения приборов эти операции осуществляются на обычном напольном посту, а при пользовании приборами пост должен быть оборудован осмотровым устройством. Кроме того, приборы для контроля технического состояния рулевого управления и переднего моста разработаны лишь для двух марок выпускаемых у нас грузовых автомобилей (ГАЗ-51 и ЗИЛ-164). Для большой группы других грузовых автомобилей, а также автобусов и легковых автомобилей таких приборов пока нет.

Таблица 1

Тип автомобиля	Трудоемкость работ, %	
	сверху автомобиля	снизу автомобиля
Грузовые	62	38
Автобусы	26	74
Легковые	32	61

Отсутствуют также приборы для определения технического состояния заднего моста, коробки переменных передач, сцепления и т. д. Поэтому во всех автохозяйствах определение технического состояния подвижного состава производится визуально механиками-контролерами.

Перечень неисправностей (при наличии одной из них запрещен выезд подвижного состава на линию) приведен в «Правилах уличного движения». Трудоемкость контрольно-осмотровых работ по определению технического состояния подвижного состава зависит от конструкции и срока службы подвижного состава, условий эксплуатации на линии, личных качеств механиков-контролеров и составляет в среднем 3—6 чел-мин.

Для определения технического состояния ряда узлов, агрегатов и систем подвижного состава необходимы одновременно два ис-

полнителя (табл. 1). При этом часть контрольных работ приходится выполнять снизу, в осмотровой канаве, а часть — сверху автомобиля.

Примерное распределение трудоемкости контрольно-осмотровых работ, выполняемых сверху и снизу автомобиля при его осмотре на контрольном пункте, приведены в табл. 1.

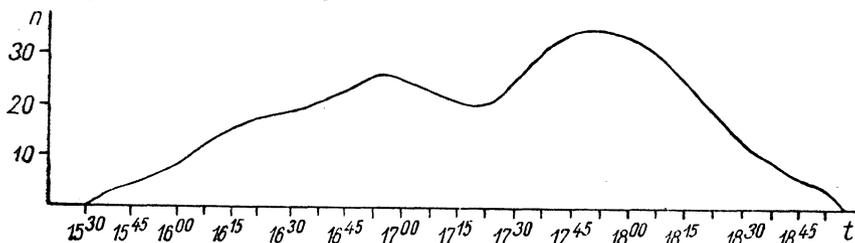


Рис. 1. График прибытия подвижного состава (n) дневной смены

Результаты обследования автохозяйств показали, что на качество технического осмотра подвижного состава при возвращении с линии в гараж влияет интенсивность прибытия подвижного состава с линии в гараж по окончании работы; отсутствие благоустроенных пунктов контроля в автохозяйствах; отсутствие оборудования и приборов для определения технического состояния подвижного состава без разборки; недостаточное количество механиков-контролеров, работающих одновременно на пунктах контроля технического состояния подвижного состава.

Интенсивность прибытия подвижного состава с линии в гараж (рис. 1) зависит от времени окончания работы на линии, расположения обслуживаемых объектов от автохозяйства и других факторов.

Как показали обследования 142 автохозяйств Министерства автотранспорта БССР, количество постов осмотра, оборудованных осмотровыми канавами на пунктах контроля, не соответствует существующим нормам. Так, 51 автохозяйство (37%) не имеет осмотровых канав. В этих автохозяйствах обычно имеется по одному проезду. В 62 автохозяйствах (45%) имеется по одной осмотровой канаве и в остальных — по две и более.

Таким образом, в большинстве автохозяйств для проведения контрольно-осмотровых работ в часы интенсивного возвращения подвижного состава с линии в гараж отсутствует необходимое количество осмотровых канав, во многих автохозяйствах осмотр подвижного состава производится на открытых площадках.

Количество механиков-контролеров недостаточно для выполнения плановых контрольно-осмотровых работ.

Обследования показали: простой водителей и подвижного состава в ожидании технических осмотров составляют 1—2% от вре-

мени пребывания в наряде. Скопление большого количества подвижного состава у пункта контроля вынуждает механика-приемщика зачастую не производить осмотра, а ограничиваться заполнением необходимых данных в путевом листе путем опроса водителя о техническом состоянии автомобиля.

Количество неисправных автомобилей, прибывших с линии, зависит от их конструкции, условий эксплуатации на линии, качества технического обслуживания и индивидуальных качеств водителя.

При осмотре подвижного состава на контрольном пункте механик-контролер и водитель не всегда могут дать заключение о техническом состоянии отдельного узла, механизма и системы. В этих случаях автомобиль должен направляться на посты комплексной проверки или посты диагностики технического состояния подвижного состава при наличии последних в автохозяйствах.

Примерное распределение неисправностей, обнаруживаемых водителем на линии и механиком на пункте контроля, приведено в табл. 2.

Таблица 2

Типы автомобилей	Дефекты, обнаруженные механиком на пункте контроля, %	Дефекты, обнаруженные водителем в процессе работы на линии, %	Дефекты, определяемые на постах комплексной проверки или постах диагностики, %
Грузовые	26	70	4
Автобусы	22	74	4
Легковые	24	73	3

Кроме этого, при осмотре подвижного состава на пункте контроля невозможно определить эффективность действия тормозов и состояние ряда агрегатов и узлов.

Строительство пунктов контроля с достаточным количеством постов осмотра для приема подвижного состава с линии в гараж в часы его массового возвращения и оснастка этих пунктов необходимым оборудованием, приборами и тепловыми завесами связаны с большими расходами. Поэтому необходимо так организовать осмотр подвижного состава, прибывающего с линии в гараж, чтобы повысить качество контроля и пропускную способность пунктов контроля при минимальных трудовых и материальных затратах.

С этой целью была разработана новая организация контроля технического состояния подвижного состава, сущность которой заключается в следующем.

Технический осмотр всего пассажирского транспорта производится на контрольном пункте, оборудованном необходимым количеством осмотровых канав, расположенных у въездных ворот.

Технический осмотр грузового транспорта, неисправности которого выявили водители при работе на линии, а также осмотр транспорта, назначенного на техническое обслуживание, произво-

дится на контрольном пункте, расположенном у въездных ворот. Осмотр остальной части грузового транспорта производится в зонах стоянки, оборудованных пунктами технического контроля, где определяется наличие неисправностей, с которыми запрещен выезд на линию.

Независимо от вида транспорта действие тормозов проверяют на специальных площадках, расположенных возле пунктов контроля или в зонах стоянки.

Т а б л и ц а 3

Типы автомобилей	Нагрузка	Наиболее допустимый тормозной путь со скоростью 30 км/ч	Наименьшее допустимое максимальное замедление, м/сек
Легковые автомобили	Без нагрузки	7,2	5,8
Грузовые автомобили	То же	9,5	5,0
с полным весом до 9 т	С полной нагрузкой	11,5	4,0
более 9 т	Без нагрузки	11,0	4,2
	С полной нагрузкой	13,5	3,5
Автобусы	Без нагрузки	11,0	4,2

Техническое состояние тормозов определяется «по следу» торможения или же по величине максимального замедления движения автомобиля при помощи деселерометров. На площадке нанесены отметки начала торможения и место остановки автомобиля при исправных тормозах. Кроме того, водитель на площадке совершает движение на таком режиме, который позволяет определить работу агрегатов и механизмов, вызывающих у него сомнение в технической исправности.

При определении эффективности действия тормозов «по следу» автомобиль на площадке разгоняют и резко тормозят ножным тормозом. По степени сходства следов, оставляемых колесами на дороге, и признакам заноса автомобиля судят об одновременности действия тормозов и о равномерности распределения тормозного усилия по колесам. При плавном торможении автомобиль должен иметь тормозной путь в пределах значений, приведенных в табл. 3.

Процесс проверки действия тормозов по величине достигаемого замедления состоит в следующем. Шофер разгоняет автомобиль, выключает сцепление, ставит рычаг управления коробкой передач в нейтральное положение и энергично тормозит автомобиль.

В случае невозможности определения технического состояния подвижного состава на пункте контроля или на испытательных площадках проверка осуществляется на постах комплексной про-

верки или диагностики при наличии их в автохозяйстве. Для осмотра следует использовать осмотровые канавы профилакториев и мастерских в часы интенсивного возвращения автомобилей с линии в гараж.

В автохозяйствах также может быть применена следующая организация контроля технического состояния подвижного состава при его возвращении с линии в гараж: на контрольно-пропускном пункте отмечается только время прибытия подвижного состава; после контрольно-пропускного пункта подвижной состав направляется на заправку или мойку; после мойки и заправки поотрядно (поколонно) подвижной состав направляется к зоне технического осмотра, где на площадках проверяется эффективность действия тормозов, а затем в осмотровых канавах производится его технический осмотр; после определения технического состояния неисправный состав направляется в зоны технического обслуживания и ремонта, а исправный — в зоны стоянки; помещения пунктов контроля после окончания проверки технического состояния подвижного состава используются для его технического обслуживания и ремонта; в случае невозможности обнаружения неисправности в зонах технического осмотра подвижной состав направляется на посты комплексной проверки или диагностики при наличии их в автохозяйствах; автотранспорт, работающий на «самоконтроле», проходит в зоны стоянки без технического осмотра; определение технического состояния подвижного состава осуществляют начальники и механики колонн, а также другие инженерно-технические работники, назначенные приказом по автохозяйству.

Контроль технического состояния подвижного состава перед выпуском на линию осуществляется выборочным путем. При такой организации эффективность контроля достигается только в том случае, если при обнаружении неисправным хотя бы одного автомобиля привлекается внимание всех производственных отделений автохозяйства, связанных с обслуживанием или ремонтом узла.

Такая организация контроля технического состояния подвижного состава по сравнению с ранее применяемой позволяет: повысить качество контроля и сократить объем контрольно-проверочных работ путем заключений о техническом состоянии, полученных на испытательных площадках, постах или линиях диагностики с помощью приборов, по шумам и стукам, характеризующим работу агрегатов, узлов и систем подвижного состава; ликвидировать простой подвижного и водительского состава у пунктов контроля в часы интенсивного возвращения его с линии в гараж; улучшить использование производственных площадей автохозяйств.

В. М. Щ е б р о в

ОБ ИСПОЛЬЗОВАНИИ РЕСУРСА АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Заводские и государственные испытания автомобилей дают возможность определить минимальный срок службы узлов и агрегатов, так как такие испытания обычно носят целевой характер и проводятся в жестких условиях. Не менее важно знать «потолок» долговечности конструкций, так как сведения о максимальных сроках службы являются верным ориентиром при оценке качества конструкции и уровня технологии производства, позволяют внедрять новые и своевременно заменять устаревшие рекомендации в отношении содержания и сроков проведения различных операций технического обслуживания, корректировать и изменять в должном направлении инструкции по уходу и эксплуатации. Такие данные могут быть получены только на основании эксплуатации автомобиля при высоком уровне технического обслуживания, а для этого требуются многие годы, поскольку пробег современных автомобилей (по двигателю) до капитального ремонта даже в обычных условиях эксплуатации достигает 170—200 тыс. км.

Запаздывание информации о длительной эксплуатации машин неизбежно, тем не менее ценность ее велика, так как позволяет вскрывать резервы долговечности и использовать полученный опыт при разработке новых моделей.

В данной статье рассматривается опыт эксплуатации автомобиля ГАЗ-20 (двигатель № 129264, шасси № 126651), который был введен в эксплуатацию в мае 1954 г. В 1966 г. двигатель был подвергнут разборке из-за повышенного расхода смазки. Перед разборкой расход топлива и мощностные показатели двигателя были вполне удовлетворительны, хотя общий пробег автомобиля к тому времени составлял 187 218 км без ремонта или замены основных деталей. Во время эксплуатации автомобиля велся журнал учета условий работы машины, что позволило получить распределение пробега в различных дорожных условиях (табл. 1).

Из общего пробега 187 218 км в зимнее время было пройдено 58 415 км по всем видам дорог, за исключением горных. Во всех случаях, кроме пробега в городских условиях, нагрузка машины была полной или близкой к этому.

Первый раз двигатель разбирался через 45 000 км пробега автомобиля. Цель разборки — определение состояния деталей путем микрометража, измерение шероховатости (профилометром) и зазоров. Эта разборка показала, что рабочие поверхности шеек коленчатого вала находятся в отличном состоянии: чистота поверхности — не ниже $\nabla 9$, овальность и конусность шеек не были об-

Таблица 1

Состояние до- роги	Пробег, км							
	асфальт равнинный	асфальт пересечен- ный	бульжик	городские дороги	горные дороги	гравийное шоссе	грунтовые дороги	бездо- рожье, грязь
Хорошее	78 902	24 208	10 375	24 925	10 145	5684	4301	—
Плохое	5 720	4 272	6 360	2 021	1 228	4200	1047	3830
Всего	84 622	28 480	16 735	26 946	11 373	9884	5348	3830
Пробег, %	45,3	15,3	8,7	14,4	6,1	5,3	2,9	2,0

наружены микрометром. Во время разборки не производилась замена колец, так как зазоры по высоте между верхними компрессионными кольцами и канавками поршней не превышали 0,08—0,1 мм, а зазоры в замках для тех же колец—0,8—0,9 мм. Был обнаружен несколько неравномерный износ шеек распределительного вала: первая шейка практически не имела износа, вторая была изношена на 0,03—0,04 мм, третья — на 0,06 мм и четвертая — на 0,07—0,08 мм (по сравнению с номиналом). Чистота поверхностей шеек распределительного вала составляла $\nabla 8$, рабочих поверхностей цилиндров — не ниже $\nabla 9$ —10. Осевые люфты коленчатого и распределительного валов были в пределах нормы.

Во время первой разборки были притерты клапаны газораспределительного механизма и заменены шатунные вкладыши новыми нормального размера. Последняя операция была сделана только в целях снижения износа коленчатого вала. Вкладыши коренных подшипников не заменялись. После тщательной прочистки и промывки блока, коленчатого вала и других деталей двигатель был собран и после обкатки на холостом ходу на автомобиле в течение двух часов пущен в эксплуатацию. С тех пор двигатель работал без разборок и ремонтов до общего пробега автомобиля 187 218 км. За этот период были заменены детали и узлы, перечисленные в табл. 2.

После указанного пробега двигатель был снят с автомобиля и подвергнут разборке из-за повышенного расхода масла и снижения давления в системе смазки. При разборке были произведены микрометраж, измерение чистоты поверхностей основных деталей, а также измерение зазоров в сопряжениях: цилиндр — юбка порш-

Таблица 2

Наименование	Число замен	Порядковый номер замены	Пробег автомобиля до замены деталей	Причина замены
Вкладыши шатунные	1	I	45 000	Внедрение абразивных частиц в антифрикционный слой
Водяной насос	1	I	86 000	Трещина в корпусе
Бензиновый насос	1	I	163 000	Коррозия деталей привода, износ диафрагмы
Аккумуляторная батарея	2	I	79 000	Разрушение положительных пластин
		II	142 500	
Термостат	3	I	29 000	Трещина в сальфоне
		II	94 000	
		III	146 000	
Датчик термометра	1	I	61 000	Отказ в работе
Датчик манометра	2	I	38 000	Отказ в работе
		II	154 000	

ня, поршневые кольца — канавки поршня (по высоте), клапан — направляющая втулка, толкатель — отверстие в блоке. Определялись зазоры в замках поршневых колец, осевые зазоры коленчатого и распределительного валов. Чистота поверхностей основных деталей указана в табл. 3, результаты замеров шеек коленчатого вала — в табл. 4, а распределительного вала — в табл. 5.

Таблица 3

Наименование поверхности	Класс шероховатости	Наименование поверхности	Класс шероховатости
Зеркало цилиндра	10	Стержни клапанов	8—9
Шатунные шейки	9	Юбка поршня	7
Коренные шейки	8	Шейки распределительного вала	7—8
Стержни толкателей	9	Кулачки распределительного вала	7

Измерение каждой шатунной и коренной шейки производилось в двух параллельных плоскостях, проходящих на расстоянии 4 мм от края шейки перпендикулярно к ее оси. Неизношенные гребешки на коренных шейках против смазочных канавок вкладышей не

Таблица 4

Номер цилиндра	Коренные				Шатунные			
	I—I	II—II	A—A	B—B	I—I	II—II	A—A	B—B
1	63,85	63,87	63,85	63,87	51,35	51,35	51,37	51,37
2	63,81	63,79	63,82	63,80	51,36	51,35	51,38	51,37
3	63,78	63,81	63,79	63,80	51,36	51,36	51,37	51,38
4	63,86	63,84	63,88	63,85	51,34	51,35	51,37	51,37

позволили выполнить замеры в трех параллельных плоскостях. Замеры I—I и II—II (см. табл. 4) выполнялись в плоскости, проведенной через ось шатунных шеек, а замеры A—A и B—B — в перпендикулярном направлении. Таким образом, разность замеров I—I и A—A (II—II и B—B) дает величину овальности шейки, а разность замеров I—I и II—II (A—A и B—B) — величину конусности. Это относится также к шейкам распределительного вала, у которого замеры I—I и II—II проводились в плоскости, проходящей через отверстия распределительной шестерни, а замеры A—A и B—B — в перпендикулярном направлении.

Таблица 5

Номер шейки	I—I	II—II	A—A	B—B
1	51,96	51,97	51,96	51,97
2	50,83	50,86	50,84	50,84
3	49,81	49,80	49,81	49,81
4	47,74	47,73	47,73	47,74

Как видно из табл. 4, овальность коренных шеек колеблется от 0 (первая шейка) до 0,02 мм (четвертая шейка), а конусность — от 0,02 мм (первая шейка) до 0,03 мм (третья и четвертая шейки). Среди шатунных шеек наименьшую овальность (0,01 мм) имеет третья шейка, а наибольшую (0,03 мм) — четвертая шейка. Конусность шатунных шеек колеблется от 0 (первая шейка) до 0,01 мм (вторая шейка). Износ коренных шеек по диаметру более неравномерен, чем шатунных: от 0,13—0,15 мм (первая коренная шейка) до 0,20—0,21 мм (третья коренная шейка), износ шатунных шеек колеблется от 0,12—0,14 мм (третья шейка) до 0,13—0,15 мм (первая шейка). Величины износа взяты по сравнению с номинальными размерами.

Более значительный и неравномерный износ коренных шеек можно объяснить не только большей нагруженностью второй и третьей шеек, но также абразивным действием частиц, внедрившихся

в антифрикционный слой коренных вкладышей, которые не менялись с начала эксплуатации.

Приведенные данные показывают, что овальность, конусность и чистота поверхности шеек дают возможность даже после больших пробегов (150—200 тыс. км) применять вкладыши эксплуатационных ремонтных размеров без шлифования вала. В данном случае зазоры в подшипниках были бы полностью восстановлены путем применения вкладышей, уменьшенных на 0,10—0,12 мм. Однако таких вкладышей не существует, поэтому при сборке были поставлены вкладыши, уменьшенные на 0,05 мм. Повышенные зазоры, образовавшиеся в шатунных и коренных подшипниках, почти достигают допустимых пределов (0,12 мм). Так как подшипники хорошо работали до замены вкладышей при зазорах 0,2—0,25 мм, то можно рассчитывать на нормальную работу этих сопряжений на протяжении 60—80 тыс. км.

Об износе распределительного вала можно судить из табл. 5. Овальность шеек колеблется от 0 до 0,01 мм, конусность — от 0,01 до 0,03 мм (вторая шейка). Шейки изношены очень неравномерно: первая — на 0,03—0,04 мм; вторая — на 0,14—0,16 мм; третья — на 0,19—0,20 мм; четвертая — на 0,26—0,27 мм.

Таблица 6

Кольца	Зазор в замке, мм				
	Номер цилиндра	1	2	3	4
Компрессионные	I	4,7	4,5	4,3	4,6
	II	4,4	4,2	4,1	4,0
	I	4,3	4,1	4,2	4,8
Маслосъемные	II	4,1	3,7	3,5	3,5

В поршнях больше всего изнашивались канавки под верхние компрессионные кольца — на 0,12—0,15 мм; износ вторых, третьих и четвертых канавок составляет соответственно: 0,08—0,10; 0,05—0,07; 0,03—0,04 мм. Юбки поршней изнашивались на 0,04—0,05 мм, износ отверстий в бобышках незначителен. Износ цилиндров по диаметру на расстоянии 10 мм от верхнего торца составил 0,25—0,30 мм, на расстоянии 50 мм от нижнего торца — 0,05 мм.

О величине износа поршневых колец можно судить по данным табл. 6.

Зазоры в замках измерялись при установке колец по неизношенной поверхности цилиндра. Упругость компрессионных колец уменьшилась незначительно (до 1,8—1,9 кг), а упругость масло-

съемных (1,8—2,0 кг) находилась в пределах нормы. Прорези маслоъемных колец и отверстия для прохода масла в поршнях были полностью закоксованы, чем и объясняется повышенный расход смазки на последних этапах эксплуатации двигателя (маслоъемные кольца перестали выполнять свои функции).

Поршневые пальцы изнашивались равномерно на 0,04 мм в бобышках поршней и втулках шатунов. Зазоры между стержнями клапанов и направляющими втулками (0,12—0,18 мм), а также между стержнями толкателей и отверстиями в блоке (0,06—0,08 мм) были в пределах нормы.

После анализа всех измерений сборка двигателя производилась без расточки цилиндров, шлифования коленчатого и распределительного валов и какого-либо ремонта других деталей. При сборке были поставлены коренные и шатунные вкладыши, уменьшенные на 0,05 мм. В цилиндрах установлены старые поршни. Предварительно на поршнях были проточены по высоте канавки для компрессионных и маслоъемных колец с целью установки новых витых стальных поршневых колец. В соответствии с рекомендациями, приведенными в работе [3, 4], стальные кольца устанавливались в канавки поршня по схеме, представленной на рис. 1. Наиболее трудным в этой операции являлся правильный выбор высоты канавки в поршне, так как от этого зависит посадка комплекта колец. Опыт показал, что для нормальной подвижности комплекта, собранного из четырех колец, высота канавки (вторая сверху, рис. 1) должна быть на 0,3—0,35 мм больше суммарной толщины колец, замеренной перпендикулярно к плоскости кольца. В верхнюю расточенную канавку ставится обычное чугунное кольцо вместе со стальным. Высота верхней канавки на 0,08—0,10 мм больше суммы номинальных размеров этих колец (по высоте).

Повышенный осевой люфт коленчатого вала (0,20 мм) был уменьшен в результате установки латунной фольги толщиной 0,10 мм между задней шайбой упорного подшипника и блоком двигателя.

Значительный износ имел масляный насос: зазор между торцами шестерен и крышкой — 0,22 мм; зазор между зубьями шестерен — 0,35 мм. Торцевой зазор был устранен притиркой корпуса и

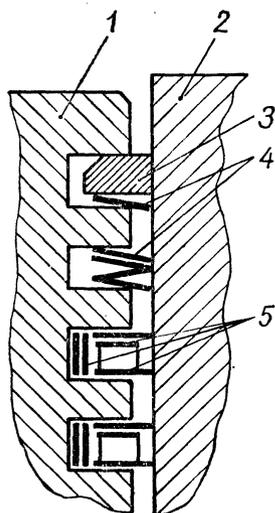


Рис. 1. Установка стальных витых колец:

1 — поршень; 2 — цилиндр;
3 — чугунное кольцо; 4 —
компрессионные стальные
витые кольца; 5 — комплект
деталей маслоъемного
кольца

крышки по плите. Зазор между зубьями остался прежним, так как шестерни не заменялись.

После холодной и горячей обкатки (по 2 ч каждая) двигатель обкатывался на автомобиле на протяжении 1500 км пробега. После обкатки расход масла составлял не более 30 г на 100 км, мощность двигателя соответствовала номинальной.

Отмечены следующие дефекты: 1) давление масла на горячем двигателе ($1,5 \text{ кг/см}^2$) несколько ниже нормы. После установки нового масляного насоса давление в системе повысилось до $1,8—2,0 \text{ кг/см}^2$ при скорости движения 50 км/ч; 2) незначительный стук распределительного вала в подшипниках при запуске холодного двигателя. После прогрева двигателя и повышения оборотов до средних стук исчезает. Стук не опасен, и причиной его следует считать увеличенные зазоры между третьей и четвертой шейками и втулками.

После обкатки пробег двигателя составляет свыше 50 000 км, и можно предполагать, что общий пробег с начала эксплуатации достигает 260—280 тыс. км без ремонта.

На основании опыта эксплуатации, а также учитывая многочисленные сообщения в печати [1, 2, 3, 5], можно сделать следующие выводы.

1. Отечественные автомобильные двигатели имеют значительные резервы долговечности. Если пробег двигателей типа ГАЗ-20 может быть доведен до 260—280 тыс. км без ремонта и замены основных деталей, то вполне реально ожидать от более совершенных двигателей типа ГАЗ-21, ГАЗ-24, ЗИЛ-130 пробега 350—400 тыс. км до капитального ремонта.

2. Основными предпосылками для полной реализации ресурса двигателя являются: высокий уровень технического обслуживания, мастерство водителей и обязательное выполнение ряда профилактических мероприятий, к которым относится, например, замена коренных и шатунных вкладышей через 40—50 тыс. км пробега. Необходимость этой операции вызывается не износом двигателей, а стремлением повысить долговечность вала, так как рабочие поверхности старых вкладышей в период обкатки и приработки насыщаются абразивными частицами и металлической пылью. Установка новых вкладышей нормальных размеров позволяет не только значительно (на 40—50%) снизить общий износ и сохранить чистоту поверхности шеек, но и уменьшить неравномерность износа.

3. В условиях нормальной эксплуатации овальность и конусность шеек коленчатого вала незначительны и не превышают 0,02—0,03 мм при общем износе шеек 0,15—0,20 мм после пробега 180—190 тыс. км. Чистота поверхности шеек за это время почти не изменяется, если нормальные вкладыши заменить тоже нормальными после пробега 40—50 тыс. км.

4. Увеличение зазоров в подшипниках коленчатого вала до 0,3 мм не вызывает появления стуков или других отклонений от нормальной работы при правильном подборе смазочных масел. Указанные в различных источниках максимально допустимые зазоры (0,12 мм) для этого сопряжения сильно занижены и приводят к сокращению ресурса двигателей.

5. Высокая чистота поверхности и незначительные овальность и конусность шеек позволяют восстановить начальный зазор в подшипниках даже при большом общем износе шеек (0,15—0,20 мм) путем установки вкладышей, уменьшенных по диаметру на 0,10—0,15 мм. Такие вкладыши могут быть изготовлены путем расточки вкладышей первого ремонтного размера, в том числе бывших в употреблении, но не дефектных.

Целесообразность выпуска указанных вкладышей промышленностью следует обосновать более обширными исследованиями.

6. Детали цилиндрической поршневой группы двигателей типа ГАЗ-20, ГАЗ-21 могут работать без замены на протяжении 180—200 тыс. км пробега. Следует считать неправильными встречающиеся в различных источниках указания о необходимости замены поршневых колец и даже поршней после регламентированного пробега (40—50 или 80—90 тыс. км). Опыт позволяет считать целесообразной первую разборку поршневой группы через 80—100 тыс. км пробега автомобиля. Цель разборки — очистка поршневых колец и поршней от нагара, кокса и отложений. Вторую разборку поршневой группы следует производить, когда расход масла значительно увеличится (обычно через 160—180 тыс. км). Во время этой разборки проверяют состояние поршневых колец и при необходимости их заменяют — ставят стальные витые кольца, пользуясь рекомендациями работы [4]. Поршни не следует менять до капитального ремонта.

7. Большое влияние на долговечность двигателя оказывает правильный выбор смазочных масел. При снижении давления масла износ деталей двигателя прогрессирует. В свою очередь величина давления масла является функцией износа подшипников двигателя, деталей масляного насоса и других факторов. Как известно из гидродинамической теории смазки, минимальная толщина слоя смазки в подшипнике, работающем при жидкостном трении, находится в прямой зависимости от вязкости масла и в обратной — от зазора в сопряжении. Во всех расчетах зазор в сопряжении считают постоянной величиной. В действительности зазор изменяется в значительных пределах (в 5—6 раз). Поэтому масла, рекомендованные для данного двигателя, имеют оптимальную вязкость только на определенном этапе эксплуатации. Минимальная толщина слоя смазки, необходимая для жидкостного трения, может быть сохранена только путем компенсации возросшего зазора соответствующим увеличением вязкости масла (при прочих равных усло-

виях). Из этого следует, что с износом двигателя надо менять сорта смазочных масел, постепенно повышая их вязкость.

В технической литературе отсутствуют рекомендации правильного научно обоснованного подбора смазочных масел определенной вязкости для двигателей с различными степенями износа. Эксплуатационники иногда применяют масла повышенной вязкости для изношенных двигателей, но подбор масел или смеси масел делается «на глазок». Между тем правильным подбором вязкости масел можно значительно (на 60—80%) повысить срок службы основных деталей двигателя.

Необходимы дальнейшие исследования по определению оптимальных вязкостей масел для двигателей с различными степенями износа.

8. Существенное влияние на износ двигателя оказывают износ и снижение производительности масляного насоса. Этот недостаток может быть устранен путем периодической замены масляного насоса. Конструктивно этот вопрос можно решить, установив на двигателе насос повышенной производительности с регулируемым сливным клапаном. В этом случае необходимо предусмотреть возможность регулировки давления в системе смазки на работающем двигателе без разборки каких-либо узлов.

Л и т е р а т у р а

1. Бондарь П. Итоги эксплуатации автомобилей ЗИЛ-130. «Автомобильный транспорт», 1967, № 8.
2. Зарубин А. Ресурс двигателя и его использование. «Автомобильный транспорт», 1967, № 4.
3. Пономарев В. Итоги эксплуатации двигателей ЗИЛ-130. «Автомобильный транспорт», 1966, № 7.
4. Чанчаев А., Коган Ю., Наумов С., Зорин А. Стальные витые поршневые кольца. «Автомобильный транспорт», 1965, № 4.
5. Чередниченко П., Песенко А. О сроках службы поршневых колец. «Автомобильный транспорт», 1964, № 5.

В. К. Азаренко, Н. И. Щерба

СОВРЕМЕННЫЕ ТЕНДЕНЦИИ В ПОДБОРЕ МАСЕЛ ПО ВЯЗКОСТИ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

При решении вопросов смазки подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания основной задачей является правильный выбор сорта масла, важнейшим свойством которого является вязкость. Повышенная вязкость масла отрицательно влияет на работу двигателя: возрастает износ при запуске; затрудняется или становится невозможным запуск, особенно в холодное время; увеличиваются потери на трение и расход топлива; ухудшается прокачиваемость масел и затрудняется обслуживание двигателя; ухудшается очистка масла в фильтрах, увеличивается нагарообразование и количество коксовых отложений, а также температура подшипников, что ведет к повышенному износу.

Следует отметить, что маловязкие масла дешевле в производстве.

Однако вязкость не должна иметь малую величину, так как уменьшается толщина масляной пленки между деталями. При значительном снижении вязкости увеличивается коэффициент трения и, следовательно, температура подшипника.

Многочисленными опытами на различного типа подшипниках установлено, что при постоянных нагрузке и скорости коэффициент трения в них зависит только от вязкости масла. При полужидкостном трении он с увеличением вязкости уменьшается, а при жидкостном — увеличивается. Минимальную величину коэффициент трения имеет на границе перехода от полужидкостного трения к жидкостному.

Проектировать подшипники и выбирать вязкость масла следует так, чтобы коэффициент трения имел минимальную величину, а масляный слой полностью разделял трущиеся поверхности.

Особенность работы подшипников коленчатого вала заключается в динамическом характере нагрузки, вследствие чего вал совершает сложное движение внутри подшипника. При этом толщина масляной пленки и коэффициент трения не являются постоянными величинами и в каждый определенный момент времени зависят от величины и направления нагрузки. В этих условиях кратковремен-

ное нарушение жидкостного трения на отдельных участках подшипника при снижении вязкости масла не вызывает увеличения средней величины коэффициента трения и температуры подшипника. Наоборот, они снижаются вследствие уменьшения коэффициента трения на участке, где вал и подшипник полностью разделены масляным слоем, а также вследствие усиления прокачки масла и улучшения теплоотвода. Возрастание вязкости в таких условиях ведет к некоторому увеличению толщины масляной пленки. Одновременно возрастает средняя величина коэффициента трения и тепловыделение, а прокачка масла и теплоотвод снижаются. В результате этого становится

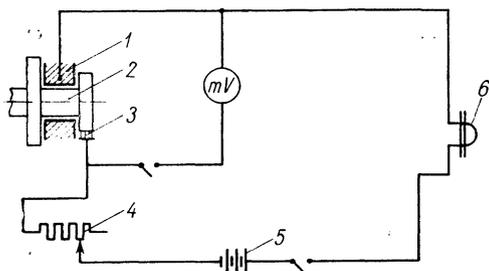


Рис. 1. Электрическая схема замера характера трения в подшипниках

больше температура подшипника, что в свою очередь ведет к уменьшению вязкости в масляном слое, к снижению антикоррозионной стойкости и усталостной прочности материала подшипников и к увеличению их износа. Поэтому оптимальная работа подшипников коленчатого вала будет при минимуме средней величины

коэффициента трения. При этом отдельные участки вала и подшипника могут кратковременно сближаться и трение переходит в полужидкостное. Влияние вязкости на характер трения в подшипниках проверялось экспериментально на двигателе Д-50 Минского моторного завода методом замера электрического сопротивления масляной пленки. Известно [2], что масляная пленка теряет свои объемные свойства при толщине менее 0,1 мк. Приблизительно при этой толщине [1] происходит резкое падение ее электрического сопротивления. Это дает основание считать такое падение электрического сопротивления масляной пленки критерием перехода к полужидкостному трению.

Замер электрического сопротивления производился по схеме, представленной на рис. 1. Часть напряжения от источника тока 5 гасилась переменным сопротивлением 4. Ток поступал через ртутный токосъемник 3 на коленчатый вал 2 двигателя, а затем через масляную пленку на подшипник 1 и гальванометр 6 осциллографа Н105. Рабочая частота колебаний гальванометра была 300 гц. При такой частоте измерительная схема была не чувствительна к случайным кратковременным пробоям масляной пленки. Напряжение, подаваемое на пленку, не превышало 14 мв, благодаря чему был исключен ее электрический пробой.

Опыты показали, что электрическое сопротивление масляной

пленки на постоянном режиме работы двигателя не является стабильным. Это видно из рис. 2 (а, б), где представлены отдельные участки осциллограмм, записанные при работе двигателя на номинальном режиме. Опыты проводились с изменением вязкости, давления и температуры подачи масла.

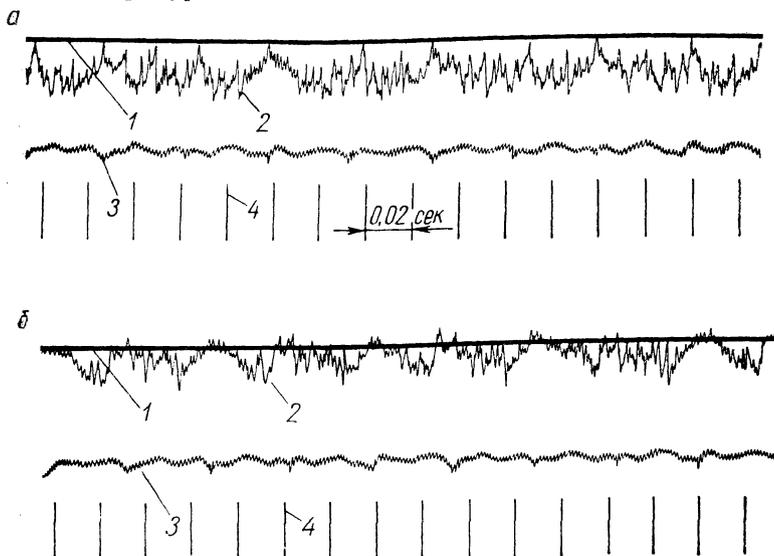


Рис. 2. Состояние смазочного слоя при номинальном режиме работы двигателя Д-50:

1 — отметка, соответствующая контакту вала с подшипником; 2 — состояние смазочного слоя при работе двигателя; 3 — отметка верхней мертвой точки в первом цилиндре; 4 — отметка времени

Во всех случаях отмечалось резкое падение электрического сопротивления масляной пленки (рис. 2, б). Это говорит об отсутствии в подшипниках чисто жидкостного трения и наличии на отдельных участках полужидкостного, которое необходимо принимать во внимание при назначении оптимального режима работы смазочного слоя подшипников. В этих условиях для снижения вязкости применяемого масла необходимо, во-первых, уменьшить коэффициент трения на участках подшипника с полужидкостным трением, во-вторых, предотвратить возможность образования полужидкостного трения. В первом случае важен правильный выбор материала подшипников и коленчатого вала, повышение качества смазки (маслянистость), применение высокоэффективных присадок.

Для предотвращения образования полужидкостного трения основную роль играет увеличение жесткости деталей двигателя, уменьшение допусков на их макрогеометрические отклонения

(овальность, конусность, бочкообразность), улучшение очистки масла и повышение качества технического обслуживания двигателей.

Вязкость в большой степени зависит от температуры. Поэтому совершенствование системы охлаждения масла и поддержание температуры его на уровне ($70 \div 75^\circ\text{C}$) также влияет на оптимальную величину вязкости и возможность ее снижения.

Анализ факторов, от которых зависит оптимальная величина вязкости, показывает, что проведение более совершенных конструктивных, технологических и эксплуатационных мероприятий, связанных со снижением коэффициента трения и уменьшением возможности образования полужидкостного трения, позволит снизить вязкость применяемого масла и этим увеличить долговечность двигателей и уменьшить затраты при их эксплуатации. Поэтому с развитием двигателестроения более широко используются маловязкие масла.

В современных двигателях внутреннего сгорания осуществляется центробежная очистка масла, как правило, устанавливаются радиаторы для его охлаждения, используются новые антифрикционные материалы и присадки к маслам, уменьшаются допуски на макрогеометрические отклонения деталей, кроме того, улучшается качество технического обслуживания. Все эти мероприятия позволили снизить вязкость применяемого масла.

В довоенные годы для дизельных двигателей применялось масло с вязкостью 15 *сст* при 100°C в летних условиях и 11,5 *сст* зимой. В настоящее время применяются масла с вязкостью соответственно $11 \pm 0,5$ и $8 \pm 0,5$ *сст* при 100°C . Долговечность двигателей за это время увеличилась в несколько раз.

Л и т е р а т у р а

1. Елин Л. В., Захаржевская В. Н. Электрическое сопротивление пленок смазочного масла «машинное-2» и трансформаторного. Научн. тр. Одесск. ин-та инженеров морского флота, вып. VIII, 1949.
2. Крагельский И. В. Трение и износ. М., 1959.

Н. И. Щерба

О ПОДБОРЕ МАСЛА ПО ВЯЗКОСТИ ДЛЯ ПОДШИПНИКОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Масло должно иметь такую величину вязкости, чтобы была обеспечена надежная работа подшипников коленчатого вала с малыми потерями на трение.

Изменение коэффициента трения f в подшипнике скольжения зависит [1] от величины $\frac{\mu \omega}{p}$ (где μ — динамическая вязкость мас-

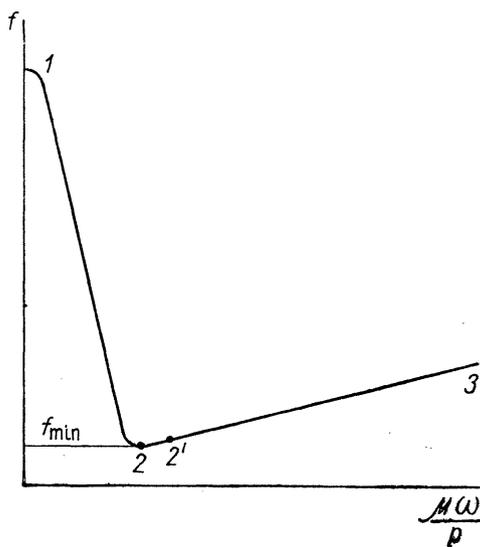


Рис. 1. Диаграмма трения в подшипнике

ла; ω — угловая скорость вала; p — удельная нагрузка на подшипник), называемой характеристикой режима работы, и иллюстрируется диаграммой (рис. 1). Область 1—2 диаграммы с резким изменением коэффициента трения соответствует полужидкостному трению, а область 2—3 с плавным изменением — жидкостному.

Оптимальной вязкостью масла для подшипников является такая величина, при которой они работают на правой ветви кривой вблизи минимума коэффициента трения (точка 2').

Измерение коэффициента трения в подшипниках двигателя представляет большие трудности. В то же время при определении оптимальной вязкости важно знать не абсолютную величину коэффициента трения, а характер его изменения, по которому определяется вязкость в точке 2 диаграммы, соответствующая минимуму коэффициента трения. Характер изменения коэффициента трения можно определить исследованием температурного режима подшипников коленчатого вала, для которых уравнение теплового баланса имеет вид

$$APuf = 2C\rho V(t_c - t_e), \quad (1)$$

где A — механический эквивалент теплоты; P — нагрузка на подшипник; u — окружная скорость вала; C — теплоемкость масла; ρ — плотность масла; V — количество масла, прокачиваемого через подшипник; t_c — средняя температура подшипника; t_e — температура подачи масла.

Левая часть уравнения (1) выражает количество выделившегося в подшипнике тепла, а правая — отведенного.

Произведение $C\rho$ в диапазоне рабочих температур подшипников двигателя является величиной мало изменяющейся. Поэтому

$$C\rho = \text{const.}$$

Основной зоной прокачки масла через подшипник является ненагруженная зона [2]. Учитывая это, количество масла, прокачиваемого через подшипник коленчатого вала, с достаточной точностью можно определить из уравнения:

$$V = \Pi \frac{p_e}{\mu}, \quad (2)$$

где Π — конструктивная характеристика прокачки масла; p_e — давление подачи масла; μ — средняя вязкость в масляном слое. Для подшипника с постоянными конструктивными параметрами (зазор, длина, диаметр) $\Pi = \text{const.}$

При постоянных нагрузке P и скорости u , а также давлении p_e и температуре подачи масла t_e из уравнений теплового баланса можно получить зависимость коэффициентов трения в подшипнике от вязкости масла:

$$\frac{f'}{f^n} = \frac{(t'_c - t_e)\mu^n}{(t_c^n - t_e)\mu'}. \quad (3)$$

В уравнении (3) величины с одним штрихом соответствуют вязкости масляного слоя μ' при температуре t'_c , а величины с индексом n — вязкости μ^n при температуре t_c^n .

Зная среднюю температуру подшипников двигателя и пользуясь формулой (3), можно построить кривую изменения коэффициента трения f' по отношению к f^n в зависимости от вязкости масла. В области жидкостного трения коэффициент трения (см. рис. 1) изменяется равномерно, а в области полужидкостного — резко. Переход от плавного участка кривой к резко изменяющемуся соответствует границе перехода от полужидкостного трения к жидкостному. Вязкость масла, соответствующую этой границе и обеспечивающую минимальную величину коэффициента трения, обозначим через μ_{\min} . Тогда оптимальная вязкость в масляном случае μ_{opt} определится с учетом коэффициента надежности $K=1,05-1,2$:

$$\mu_{\text{opt}} = K \mu_{\min}. \quad (4)$$

При известных величинах оптимальной вязкости и температуры подшипника сорт масла подбирается по вязкостно-температурным кривым. При исследовании температурного режима подшипников в зависимости от вязкости масла с целью получения данных для подстановки в формулу (3) давление и температуру подачи масла необходимо поддерживать постоянными. Их изменение влечет к появлению дополнительных факторов, влияющих на коэффициент трения, которые формулой (3) не учитываются.

Опытная проверка данного метода производилась на дизельном двигателе Д-50 Минского моторного завода. Измерение температуры коренных подшипников показало, что наиболее высокую температуру имеет третий подшипник на номинальном режиме работы двигателя (мощность 56,5 л. с. при 1720 об/мин). Этот же подшипник является наиболее изнашиваемым. Опытные величины средней температуры этого подшипника на номинальном режиме работы двигателя в зависимости от вязкости масла при давлении его подачи $p_e = 0,8 \text{ кг/см}^2$ и температуре подачи $t_e = 105^\circ\text{C}$ приведены в табл. 1.

Таблица 1

n	1	2	3	4	5
-----	---	---	---	---	---

Средняя вязкость в масляном слое, $\text{кг}\cdot\text{сек}/\text{м}^2$

0,68 · 10⁻³ 0,56 · 10⁻³ 0,46 · 10⁻³ 0,33 · 10⁻³ 0,26 · 10⁻³

Средняя температура подшипника, °C

119 117 116,5 117,5 119

$\frac{f'}{f^n}$

1 0,96 0,825 0,545 0,382

Температура измерялась с помощью шести хромель-копелевых термопар, установленных по окружности подшипника, и регистрировалась многоточечным электронным автоматическим потенциометром ЭПП-09. Температура подачи масла также измерялась термопарами, установленными в масляных каналах, и поддерживалась постоянной с помощью охлаждения поддона. Температура измерялась с точностью до $0,5^{\circ}\text{C}$. Давление подачи масла измерялось манометром с точностью до $0,05 \text{ кг/см}^2$ и поддерживалось постоянным с помощью редукционного клапана.

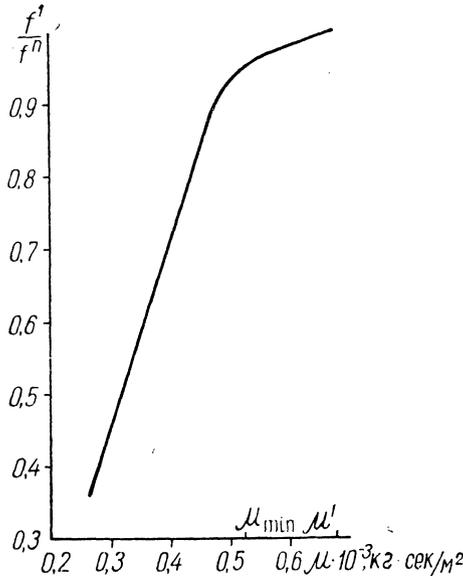


Рис. 2. Изменение коэффициента трения в третьем коренном подшипнике двигателя Д-50

Применялись масла различной вязкости. При каждом изменении вязкости производилась приработка подшипников, об окончании которой судили по стабилизации температур.

Изменение коэффициента трения в зависимости от вязкости в масляном слое (рассчитанное по формуле (3) с использованием данных табл. 1) показано на рис. 2. Как видно, переход от плавного участка кривой к резко изменяющемуся происходит при вязкости $0,51 \div 0,52 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2$. Поэтому вязкость, соответствующая минимальной величине коэффициента трения, $\mu_{\min} = 0,52 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек/м}^2$.

Так как условия испытания двигателя Д-50 были тяжелыми (малое давление и большая температура масла, а также работа на

режиме максимальной мощности), коэффициент надежности можно принять $K=1,05$. Тогда

$$\mu_{\text{opt}} = 1,05 \cdot 0,52 \cdot 10^{-3} = 0,545 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2.$$

На основании данных температурного режима работы подшипника, величины μ_{opt} , а также вязкостно-температурных кривых выпускаемых масел подбирается необходимый сорт масла по вязкости.

Из табл. 1. видно, что при $\mu_{\text{opt}} = 0,545 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$ средняя температура подшипника $t_c = 117^\circ \text{C}$. Из выпускаемых дизельных масел при этой температуре вязкость, наиболее близкую к оптимальной, имеет масло ДС-11 (при 117°C $\mu = 0,56—0,60 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$). Это же масло рекомендуется для двигателя Д-50 на основании длительного опыта эксплуатации.

При снижении температуры масла до $t_e = 95^\circ \text{C}$ и прочих равных условиях средняя температура третьего подшипника $t_c = 107^\circ \text{C}$. Для этой температуры вязкость, наиболее близкую к оптимальной, имеет масло ДС-8 (при 107°C $\mu = 0,54—0,58 \cdot 10^{-3} \text{ кг} \cdot \text{сек}/\text{м}^2$).

Поэтому при снижении температуры подачи масла необходимо применять менее вязкие масла.

Л и т е р а т у р а

1. *Коровчинский М. В.* Теоретические основы работы подшипников скольжения. М., 1959. 2. *Снеговский Ф. П.* Тепловой расчет подшипника скольжения жидкостного трения. В сб.: «Исследование подшипников скольжения и смазочного оборудования». М., 1958.

М. М. Болбас

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ НЕКОТОРЫХ ПРИСАДОК К МАСЛУ НА ПРИРАБОТКУ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ОБРАЗЦОВ НА МАШИНЕ ТРЕНИЯ

Заключительным этапом изготовления или капитального ремонта двигателя является приработка. В процессе приработки происходит подготовка трущихся поверхностей деталей двигателя к восприятию эксплуатационных нагрузок, что достигается формированием микрогеометрии поверхностных слоев, созданием их новых, «эксплуатационных» физико-механических свойств. Установлено, что время полной приработки двигателей без добавок в обкаточное масло специальных присадок осуществляется за 35—40 ч [1, 3, 9].

Понятно, что на машиностроительных или авторемонтных заводах не представляется возможным обкатывать двигатель такое длительное время. Заводы производят только кратковременную стендовую обкатку двигателей, после которой не полностью приработанные двигатели поступают в эксплуатацию, с инструкцией, требующей на протяжении первых 1000 км пробега значительно ограничивать скорость движения и нагрузки автомобиля. Это требование инструкции, во-первых, приводит к неэкономичному использованию автомобиля в начальный период эксплуатации, во-вторых, часто невыполнимо в эксплуатационных условиях, что влечет за собой снижение надежности и долговечности двигателя.

Исследования показали, что в процессе приработки происходит интенсивный износ трущихся деталей. Очевидно, чем больше величина начального износа, тем больший зазор получается в сопряжении, а это также уменьшает срок службы двигателя.

Из сказанного следует, что решение вопроса о сокращении времени приработки с одновременным снижением начального, приработочного износа имеет громадное народнохозяйственное значение. Решению этой задачи в последнее время посвящен ряд исследований.

Большинство авторов предлагают вводить в масло специальные присадки с целью сокращения времени приработки и уменьшения начального износа [2, 6, 8].

Наибольшего внимания заслуживает применение в качестве присадки к обкаточному маслу осерненного масла [9]. Это масло

содержит 4,23% активной серы и добавляется к картерному маслу в количестве 25% для получения в обкаточном масле 1—1,1% растворенной и коллоидной серы. Осерненное масло позволяет сократить время приработки двигателя в 20 раз, уменьшает в 2,5 раза начальный износ первого хромированного поршневого кольца, на 27% снижает расход смазочного масла, на 20—30% увеличивает межремонтный срок службы двигателей [9].

Исследования И. П. Сова [4, 6, 7, 8] показали также целесообразность применения для обкатки двигателей модели МеМЗ 966 добавки дисульфида Мо в количестве 0,5%. Автор сравнивал влияние на ускорение и улучшение приработки двигателей осерненного масла, коллоидно-графитового препарата МС, присадки ЗИЛ-2, разработанной и применяемой на заводе им. Лихачева, и коллоидной дисперсии MoS_2 в минеральном масле. Эффективность приработки определялась по моменту трения при холодной обкатке и изменению эффективной мощности двигателя при горячей обкатке, а также профиллографированием трущихся поверхностей деталей до и после приработки и по содержанию железа в масле.

Наряду с этим в литературе имеются данные о неэффективности присадки двусернистого Мо для приработки трущихся поверхностей [4, 9].

И. Б. Гурвич [2, 5] рекомендует для ускорения и улучшения качества стендовой обкатки двигателей присадку ДФ-11 в количестве 2,5—3% к маслу «индустриальное 20». Эта присадка представляет собой 50%-ный раствор в масле диалкилдитиофосфата цинка и широко применяется как многофункциональная, обладающая антиокислительными, противокоррозийными и антиизносными свойствами.

В своих исследованиях И. Б. Гурвич оценивал интенсивность и качество приработки по количеству железа, снимаемому с поверхностей трения, профиллографированием поверхностей до обкатки и после нее, а также визуально при разборке двигателя [2]. Автор отмечает, что на масле с присадкой ДФ-11 полная прирабатываемость поверхностей осуществляется за 30—50 мин, при этом одновременно снижается начальный износ по сравнению с приработкой на осерненном масле.

Результаты этих исследований представляют определенный интерес, однако, на наш взгляд, оценку приработочных свойств присадок следует производить по комплексу показателей, характеризующих протекание процесса приработки, в частности одновременно по мощности трения, температуре поверхностных слоев, износу, степени прилегания поверхностей трения, шероховатости и т. д.

В большинстве опубликованных работ не изучалось комплексное влияние присадок на приработку, что не позволяло правильно ценить эффективность действия присадок. Поэтому целью настоя-

щего исследования явилась сравнительная оценка влияния некоторых присадок на процесс приработки металлических образцов.

Эксперименты проводились на машине трения МИ-1 по схеме «колодка — вращающийся ролик». При выборе материала для изготовления образцов учитывалось, что в двигателях внутреннего сгорания 45—75% механических потерь приходится на трение поршней и поршневых колец о чугунные стенки цилиндров [9]. В связи с этим для испытаний были взяты образцы из серого чугуна.

Для изготовления образцов были отлиты заготовки из чугуна следующего химического состава: 3,33% С, 0,67 Мп, 1,88 Si, 0,26 Cr, 0,25 Ni, 0,105 P, 0,068% S.

Ролики изготавливались с наружным диаметром 50 мм и шириной 20 мм, а колодки вырезались в виде сегментов и имели ширину 10 мм. По наружной цилиндрической поверхности ролики подвергались закалке токами высокой частоты до твердости 363—444НВ на глубину 1,5—2 мм и обрабатывались шлифованием до класса чистоты 9а; колодки подвергались объемной закалке до твердости 98—106 RB, их рабочая поверхность имела 7-й класс чистоты.

За базовое масло было принято масло АС-8; исследуемые присадки добавлялись к нему в определенной концентрации по весу. Смесь при подготовке подогревалась до 60—70°C и тщательно перемешивалась. Масло с добавленной присадкой подавалось в зону трения по 6 капель в минуту. Продолжительность каждого опыта составляла 4 ч.

Скорость скольжения трущихся образцов с учетом скорости вращения вала машины трения (200 об/мин) и диаметра ролика (50 мм) устанавливалась равной 0,524 м/сек.

Учитывая то, что в процессе приработки в парах трения двигателя создаются жесткие нагрузочные условия, являющиеся следствием микро- и макропогрешностей трущихся поверхностей, нагрузка на колодку устанавливалась равной 120 кг, что при средней площади рабочей поверхности колодки 1,6 см² обеспечивало удельное давление 75 кг/см².

Критериями для оценки прирабатываемости служили: величина и стабильность момента трения и температуры трущихся поверхностей, линейный и весовой износ образцов, начальная и конечная шероховатость, степень прилегаемости образцов, микротвердость поверхностных слоев.

Величина износа определялась двумя способами: весовым и микрометражным. Весовой износ определялся путем взвешивания образцов на аналитических весах типа АДВ-200 до и после опыта.

Чтобы устранить влияние впитывания масла чугунными образцами на их вес, перед опытом образцы подвергались пропитке в базовом масле с подогревом до 110—120°C в течение 1 ч с после-

дующим медленным охлаждением до температуры окружающего воздуха. Эта операция повторялась трижды. Перед каждым взвешиванием образцы тщательно промывались в чистом авиационном бензине и высушивались.

Линейный износ роликов определялся с помощью пружинно-оптической измерительной головки типа О2П с ценой деления 0,0002 мм и предельной погрешностью показаний $\pm 0,0001$ мм. Головка устанавливалась в стойке тяжелого типа, ролик помещался на призме, закрепленной на столе стойки. С помощью микровинта наконечник измерительной головки перемещался по рабочей поверхности ролика строго параллельно его образующей.

В процессе перемещения наконечника через каждые 0,5 мм подачи микровинта фиксировались значения показаний головки, т. е. снималась своего рода профиллограмма. Такие замеры производились по четырем диаметрально противоположным образующим, и подсчитывалось их среднее значение. Благодаря тому, что в наших опытах колодки были уже роликов, на рабочей поверхности последних в итоге износа образовывалась выработка, глубину которой и фиксировал наконечник прибора при перемещении по образующей ролика.

Величина момента трения фиксировалась после пуска машины и доведения нагрузки до 120 кг, а затем через 10, 20 и каждые последующие 30 мин.

Температура поверхностного слоя измерялась с помощью гальванометра и термопары, предварительно протарированных по ртутному термометру. Горячий спай термопары, вставленный в чугунную колодку, от ее рабочей поверхности находился на расстоянии 0,3 мм. Показания гальванометра записывались одновременно с моментом трения и по тарировочной таблице переводились в градусы ($^{\circ}\text{C}$).

Шероховатость рабочей поверхности роликов определялась до и после испытания с помощью прибора типа ИПШ (по ГОСТ 2789—59). Замер шероховатости производился по четырем диаметрально противоположным образующим рабочей поверхности, затем подсчитывалось среднее значение.

Степень прилегания рабочей поверхности колодок к роликам перед опытом определялась на краску и доводилась шабрением до 20%. Для определения фактической площади прилегания использовали миллиметровую координатную сетку, нанесенную на поверхность тонкого плексигласа.

Микротвердость поверхностных слоев определялась на приборе ПМТ-3 при нагрузке 100 г. Замер микротвердости производился в 4—6 точках по окружности, затем высчитывалось среднее арифметическое значение.

По описанной методике исследовался процесс приработки чугунных образцов на масле АС-8 без присадок и с присадками: рас-

творенной и коллоидной серы в количестве 1%, «Моликот А» (фирмы ФРГ) в количестве 3% и 8,3% (что дает концентрацию MoS_2 0,18 и 0,5%), ДФ-11 в количестве 1, 3 и 6%, а также 3% присадки ЛЗ-28, разработанной на Ленинградском нефтемаслозаводе им. Шаумяна и рекомендуемой в качестве приработочной.

Установлено, что при смазке прирабатываемых образцов маслом АС-8 с добавкой 1% серы момент трения ($M_{\text{тр}}$) и температура поверхностных слоев образцов приблизительно через 2 ч работы,

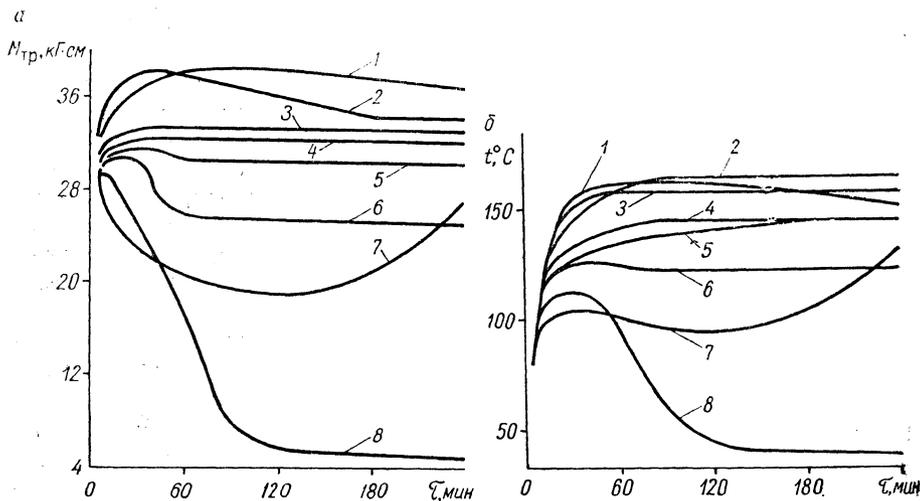


Рис. 1. Изменение момента трения ($M_{\text{тр}}$) и температуры поверхностных слоев колодок (t) в зависимости от времени (τ) приработки чугунных образцов на масле АС-8 с присадками:

1 — на АС-8 + 6% ДФ-11; 2 — на АС-8 + 3% ДФ-11; 3 — на АС-8 + 1% ДФ-11; 4 — на масле АС-8; 5 — на АС-8 + 3% «Моликот А»; 6 — на АС-8 + 8,3% «Моликот А»; 7 — на АС-8 + 3% ЛЗ-28; 8 — на АС-8 + 1,0% растворенной и коллоидной серы

снижались до своих минимальных значений (4,3 $\text{кГ}\cdot\text{см}$ и 40°C) и оставались стабильными до конца опыта. Площадь прилегания рабочих поверхностей образцов при этом достигала 85—90% (см. рис.1).

Приработка на масле АС-8 с присадкой 8,3% «Моликот А» за это же время дает незначительное снижение момента трения (с 31 до 25 $\text{кГ}\cdot\text{см}$), а при добавке 3% «Моликот» момент трения достигал своей максимальной величины (на 0,7 $\text{кГ}\cdot\text{см}$ меньше, чем при работе на масле АС-8 без присадок) и не изменялся до конца испытания. Площадь прилегания после приработки на масле с присадкой 8,3% «Моликот» достигает 45—50%.

В опытах с добавкой 1,3 и 6% ДФ-11 момент трения и температура поверхностных слоев были даже выше, чем при работе на

масле без присадок, и существенно не изменялись. Это, очевидно, следует объяснить антиокислительными, в данном случае вредными свойствами присадки, в силу которых она препятствовала образованию окисных пленок на металлических поверхностях.

При добавке 3% присадки ЛЗ-28 к маслу АС-8 момент трения в первые же минуты опыта начинал резко падать, достигая своего минимального значения (19—20 кг·см), но затем приблизительно после 2 ч работы наблюдалась картина повышения величины $M_{тр}$, притом не плавного, а с периодическими пиками и спадами.

Рабочая поверхность колодок имела при этом неоднородные по цвету участки. Такое поведение присадки ЛЗ-28, очевидно, можно объяснить образованием на поверхностях трения непрочных химических соединений, которые в наиболее напряженных точках разрушаются, приводя во второй половине опыта к повышению момента трения. Этим же следует объяснить и то, что в опытах с указанной присадкой не выявлено снижение износа по сравнению с опытами на чистом масле (рис. 2).

Снижает начальный износ по сравнению с маслом без присадки добавка 1% коллоидной серы и 8,3% «Моликот». Это объясняется в первом случае сульфидированием поверхностных слоев, образованием на трущихся поверхностях сульфидной пленки, которая благодаря своей гексагональной решетке обеспечивает резкое снижение коэффициента трения, пластическое течение поверхностного слоя, что способствует интенсивному сглаживанию неровностей и увеличению фактической площади контакта. Кроме того, пленка разделяет металлические поверхности, предохраняя их от непосредственного соприкосновения.

Во втором случае, т. е. при работе с «Моликот А», это можно объяснить способностью MoS_2 к адгезии на металлических поверхностях, что приводит к некоторому увеличению фактической площади контакта. Следует подчеркнуть, однако, что MoS_2 меньше влияет на приработочные свойства смазки, чем присадка 1% растворенной и коллоидной серы.

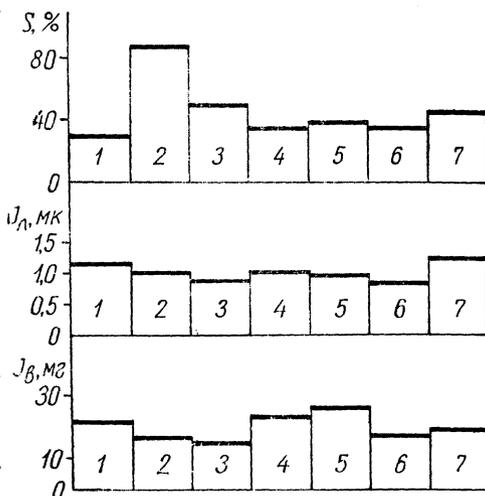


Рис. 2. Начальные линейный I_d и весовой I_w износы чугунных образцов и степень прилегания их рабочих поверхностей после 4 ч опыта на масле АС-8 с присадками:

1—на масле АС-8; 2—на АС-8 + 1,0% S; 3—на АС-8 + 8,3% «Моликот А»; 4—на АС-8 + 1% ДФ-11; 5—на АС-8 + 3% ДФ-11; 6—на АС-8 + 6% ДФ-11; 7—на АС-8 + 3% ЛЗ-28

Из исследованных концентраций ДФ-11 только добавка 6% присадки несколько снижает износ образцов.

Приработка на масле с присадкой 1% растворенной и коллоидной серы дает чистоту поверхности в пределах 10в—11а класса, в то время как другие исследованные присадки обеспечивают лишь 9б—9в класс чистоты.

Из исследованных присадок только 1% растворенной и коллоидной серы дает уменьшение микротвердости поверхностного слоя благодаря образованию сульфидной пленки с пониженной по сравнению с основным металлом твердостью. В опытах с остальными присадками получено повышение микротвердости, особенно значительное при работе с присадками ДФ-11. Это объясняется созданием больших остаточных напряжений в поверхностных слоях трущихся образцов, поскольку на них практически отсутствует образование защитных пленок и поверхности трения подвергаются значительным воздействиям сил трения. В результате этого наблюдается интенсивное дробление кристаллов, искажение их формы, что обычно приводит к повышению микротвердости поверхностных слоев.

Выводы

1. Присадки 3 и 8,3% «Моликот» (что соответствует концентрации 0,18 и 0,5% MoS_2 в масле), 1,3 и 6% ДФ-11, а также 3% ЛЗ-28 не обеспечивают необходимого снижения момента трения и температуры поверхностных слоев, обеспечивают площадь прилегания рабочих поверхностей лишь 35—50%, почти не улучшают чистоту рабочих поверхностей по сравнению с работой на масле без присадок.

2. Присадка к маслу АС-8 1% растворенной и коллоидной серы за 1,5—2 ч опыта обеспечивает снижение момента трения и температуры поверхностных слоев до их минимальных стабильных значений, уменьшение начального износа, дает степень прилегания трущихся образцов 85—90%, 10в—11а класс чистоты поверхностей, является эффективной приработочной присадкой.

Литература

1. Величкин И. Н., Набиев И. Н., Нисневич А. И. Изучение динамики изнашивания деталей тракторных двигателей в эксплуатационных условиях. Сб. тр. НАТИ, вып. 94, 1959. 2. Гурвич И. Б. и др. Улучшение приработки автомобильных двигателей за счет присадок к обкаточному маслу. «Автомобильная промышленность», 1966, № 2. 3. Казарцев В. И., Гусейнов И. М. Установление времени приработки деталей цилиндра-поршневой группы. Зап. ЛСХИ, т. XII, 1956. 4. Облеухова О., Прогасов В. Об эффективности присадки «Моликот». «Автомобильный транспорт», 1962, № 2. 5. Гурвич И. Б. и др. Обкатка автомобильных двигателей на масле с присадкой ДФ-11. Технический листок № 129 (2013). Волго-Вятское ЦБТИ. 6. Сова И. П. Исследование приработываемости двигателей мик-

ролитражного автомобиля «Запорожец» на масле с присадкой дисульфида молибдена. «Автомобильная промышленность», 1965, № 7. 7. *Сова И. П.* Влияние различных присадок на процесс приработки деталей двигателей автомобиля «Запорожец». В сб.: «Автомобильный транспорт». Вып. I. Киев, 1965. 8. *Сова И. П.* Исследование влияния присадок на процесс приработки двигателя «Запорожец». Автореф. дисс. Киев, 1966. 9. *Шаронов Г. П.* Применение присадок к маслам для ускорения приработки двигателей. М.—Л., 1965.

Г. П. Шаронов, М. М. Болбас

ИССЛЕДОВАНИЕ БЕСТОРМОЗНОГО НАГРУЖЕНИЯ РАБОТАЮЩИХ ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЯ ЗИЛ-130 ВЫКЛЮЧЕНИЕМ ЧАСТИ ИХ

Бестормозной метод нагружения двигателей внутреннего сгорания в настоящее время применяется для определения технического состояния эксплуатируемых двигателей, а также при обкатке после смены колец тракторных двигателей при их техническом обслуживании [1]. Этот метод позволяет осуществлять приработку и испытание двигателей без тормозных установок, громоздких по своей конструкции, сложных и дорогостоящих. Метод прост и обеспечивает достаточную точность.

В последнее время в связи с появлением мощных двигателей, полную загрузку которых не могут обеспечить имеющиеся тормозные установки, получил распространение парциальный метод нагружения, основанный на использовании маломощной тормозной установки и бестормозного нагружения.

Исследования бестормозного метода нагружения применительно к автомобильным карбюраторным двигателям немногочисленны [2], хотя практическая ценность метода в данном случае несомненна, особенно применительно к новым мощным двигателям.

Целью настоящей работы явилось исследование возможностей бестормозного нагружения двигателя ЗИЛ-130 выключением части цилиндров.

При выключении части цилиндров двигателя мощность механических потерь в них является как бы внешней нагрузкой для работающих цилиндров, и, следовательно, зная величину механических потерь одного цилиндра двигателя, мы сможем определить степень загрузки работающих цилиндров при различном количестве выключенных.

Механические потери двигателя ЗИЛ-130 определялись методом индцирования и методом холостого хода.

Исследования проводились на полностью приработанном технически исправном двигателе ЗИЛ-130, установленном на стенде, оборудованном согласно ГОСТу 491—55. Для установления заданного режима работы и регистрации крутящего момента двигателя использовали гидравлический тормоз конструкции моторной

лаборатории МАИ, число оборотов коленвала двигателя замеряли с помощью тахометра и стробоскопа типа СТ-4. Расход топлива при испытаниях определяли весовым способом. Температура охлаждающей воды и масла в картере двигателя замерялась с помощью термопар, установленных на входе и выходе воды и в картере двигателя; для замера температуры и барометрического давления окружающего воздуха использовались ртутный термометр и ртутный лабораторный барометр.

Выключение цилиндров производилось изготовленным в ходе исследований приспособлением, позволяющим отключать цилиндры в любом количестве и в любых комбинациях.

Индицирование двигателя осуществлялось с помощью пьезоэлектрического индикатора. Датчик, специально изготовленный, ввертывался в камеру сгорания восьмого цилиндра, для чего в головке блока было просверлено специальное отверстие. Усиление сигналов датчика производилось с помощью усилителя конструкции ЦНИТА. Запись индикаторных диаграмм осуществлялась осциллографом типа Н102 на кинонегатив А-2.

Перед началом испытаний тормоз и все приборы стенда были протарированы. Датчик пьезоэлектрического индикатора подвергался статической тарировке на специальном гидропрессе по образцовому манометру и динамической тарировке на двигателе.

Для проверки исправности двигателя и установления оптимальных регулировок систем питания и зажигания было произведено снятие скоростной характеристики. После проведения необходимых регулировок скоростная характеристика двигателя по мощностным и экономическим показателям соответствовала стандартной.

Методика определения мощности механических потерь методом холостого хода заключалась в следующем. После установления нормального теплового состояния двигателя (температура выходящей воды 75—80°C, температура масла 80°C) выключалась половина цилиндров и устанавливалась с помощью дроссельной заслонки заданное число оборотов коленвала двигателя. Затем при том же положении дроссельной заслонки этот же скоростной режим устанавливался с помощью тормоза при восьми работающих цилиндрах.

Уравнения баланса мощности для этих двух режимов имеют вид

$$4N_{i_1} - (4N_{m_1 p} + 4N_{m_1 v}) = 0,$$

$$8N_{i_1} - 8N_{m_1 p} = N_e.$$

Вычитая из второго уравнения первое, получим

$$4N_{i_1} - 4N_{m_1 p} + 4N_{m_1 v} = N_e,$$

но

$$4N_{i_1} = 4N_{m_1 p} + 4N_{m_1 v},$$

откуда

$$4N_{M_1 P} + 4N_{M_1 B} - 4N_{M_1 P} + 4N_{M_1 B} = N_e,$$

$$8N_{M_1 B} = N_e,$$

где N_{i_1} — индикаторная мощность одного работающего цилиндра; $N_{M_1 P}$ и $N_{M_1 B}$ — мощность механических потерь соответственно одного работающего и выключенного цилиндров; N_e — эффективная мощность, развиваемая двигателем на втором режиме.

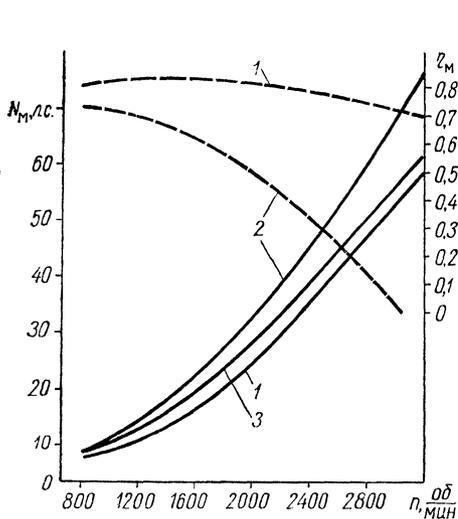


Рис. 1. Изменение мощности механических потерь N_M (сплошная линия) и механического к.п.д. двигателя η_M ЗИЛ-130 (штриховая линия) в зависимости от числа оборотов коленвала:

1 — при работе без шайбы; 2 — при работе с ограничительной шайбой с двумя отверстиями диаметром по 12,05 мм; 3 — индицирование двигателя при работе без шайбы

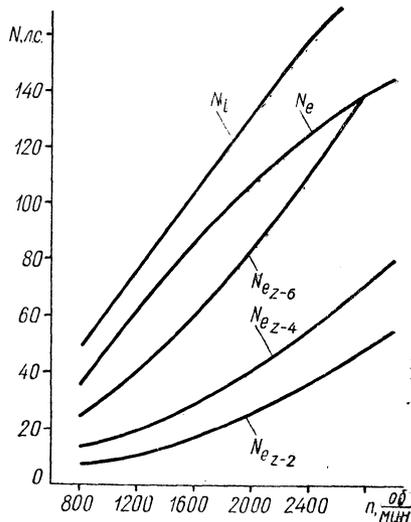


Рис. 2. Изменение бестормозной нагрузки работающих цилиндров механическими потерями выключенных в зависимости от скорости вращения коленвала и числа выключенных цилиндров

Индицирование двигателя производилось на режиме скоростной характеристики и при работе двигателя на двух, четырех, шести цилиндрах. После обработки индикаторных диаграмм получали значения среднего индикаторного давления p_i для каждого режима.

По известной формуле $N_i = \frac{p_i V_n n}{900}$ подсчитывали значения N_i и затем по формуле $N_M = N_i - N_e$ определяли мощность механических потерь (рис. 1). Как видно из рис. 1, мощность механических

потерь двигателя ЗИЛ-130 изменяется в зависимости от числа оборотов в довольно широких пределах.

Степень нагрузки работающих цилиндров в зависимости от количества выключенных и числа оборотов определялась по формуле [3]:

$$N_{ez-z_B} = \eta_M N_M \left(1 + \frac{z_B}{z_p} \right),$$

где N_{ez-z_B} — эффективная мощность работающих цилиндров в пересчете на восемь цилиндров при z_B выключенных; N_M — мощность механических потерь двигателя; η_M — коэффициент полезного действия работающих цилиндров; z_B — количество выключенных цилиндров двигателя; z_p — количество работающих цилиндров двигателя.

Результаты подсчета N_{ez-z_B} приведены в табл. 1.

Таблица 1

Число оборотов коленвала n , об/мин	Коэффициент полезного действия η_M	Мощность, л. с.			
		N_M	N_{ez-2}	N_{ez-4}	N_{ez-6}
800	0,81	9	9,7	14,5	29
1200	0,83	12,3	13,6	20,5	41
1600	0,836	16,5	18,4	27,6	55,2
2000	0,8	26,5	27,6	42,4	84,7
2400	0,77	37,6	38,5	58	116
2800	0,744	47,6	47	71	142
3200	0,700	59,5	55,4	83	—

Эффективная мощность двух работающих цилиндров в пересчете на восемь цилиндров при скорости вращения коленвала двигателя около 2800 об/мин (рис. 2) равна эффективной мощности двигателя при работе его в режиме скоростной характеристики, т. е. два работающих цилиндра при указанном числе оборотов коленчатого вала получают за счет механических потерь выключенных цилиндров полную внешнюю нагрузку. Таким образом, бестормозной способ нагружения работающих цилиндров выключением их части применительно к двигателю ЗИЛ-130 позволяет изменять бестормозную загрузку от 20% при 800 об/мин и шести работающих цилиндрах до 100% при 2800 об/мин и двух работающих цилиндрах.

Для получения исходных данных для составления методики бестормозных испытаний двигателя ЗИЛ-130 были проведены опыты по подбору ограничительной шайбы. Подбор шайбы производился по методике, предложенной В. И. Казарцевым и Г. П. Шароновым

[3]. Подобранный ограничительная шайба имела два отверстия диаметром по 12,05 мм каждое. При работе с шайбой скорость двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке равнялась 3000 об/мин.

На рис. 3 и 4 приведена скоростная характеристика двигателя и максимальное число оборотов коленвала в зависимости от числа работающих цилиндров при работе с шайбой. Эти зависимости получены для последующего проектирования технических условий на бестормозные испытания отремонтированных двигателей ЗИЛ-130.

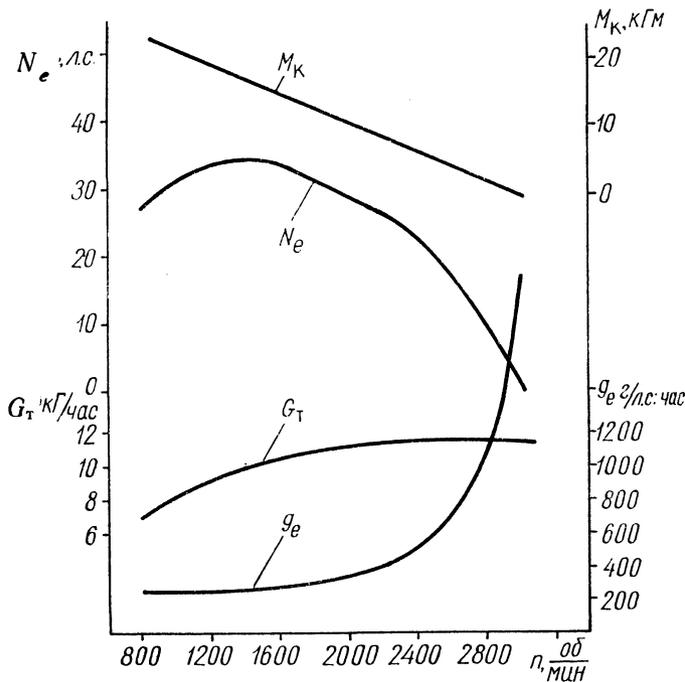


Рис. 3. Скоростная характеристика двигателя ЗИЛ-130 при работе с подобранной ограничительной шайбой

Исследование влияния отключения цилиндров на вибрации двигателя производилось с помощью вибрографа ВР-1. Записывались поперечные колебания двигателя. Запись производилась на ленту, покрытую восковым слоем, с шестикратным увеличением.

Опыты показали, что наибольший размах поперечных колебаний двигателя имеет место при числе оборотов коленвала, соответствующем максимальному крутящему моменту, и изменяется в зависимости от числа выключенных цилиндров и их относительного расположения.

Однако величина вибраций при выключении разного количества цилиндров практически не превышала максимальных колебаний двигателя при его работе в режиме скоростной характеристики.

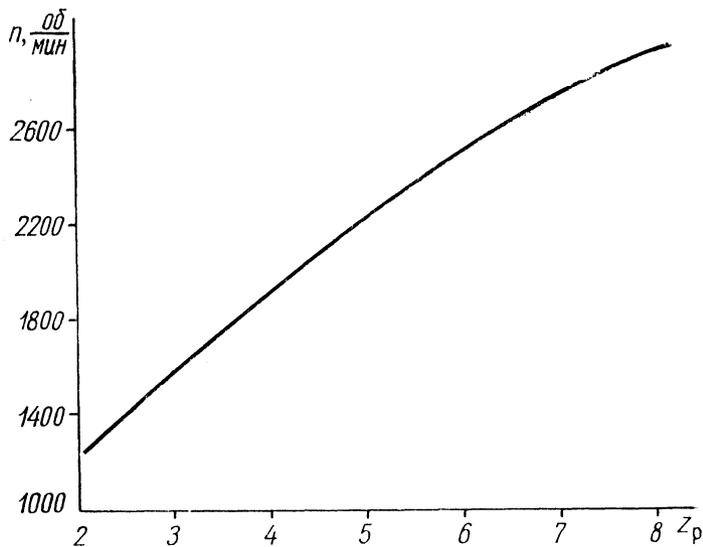


Рис. 4. Максимальное число оборотов коленвала двигателя ЗИЛ-130 при разном числе работающих цилиндров при работе с ограничительной шайбой

Выводы

1. Подобрана ограничительная шайба для испытания двигателей после обкатки и определены исходные данные для составления методики бестормозных испытаний двигателей ЗИЛ-130.

2. Величина поперечных вибраций двигателя при его работе с разным количеством выключенных цилиндров практически не превышает максимальных колебаний двигателя при его работе в режиме скоростной характеристики.

Литература

1. *Ждановский Н. С.* Бестормозные испытания тракторных двигателей. М.—Л., 1966.
2. *Никандров В. С.* Исследование и разработка методики испытаний автотракторных двигателей в подвижных ремонтных частях. Дисс. Л., 1958.
3. *Казарцев В., Шаронов Г.* Бестормозные испытания карбюраторных двигателей после ремонта. «Автомобильный транспорт», 1953, № 6.
4. *Шаронов Г. П. и др.* Новые способы приработки двигателя после ремонта. «Техника и вооружение», 1962, № 3.

В. И. Титков

ВОССТАНОВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДЕТАЛЕЙ МЕТОДОМ ХИМИЧЕСКОГО НИКЕЛИРОВАНИЯ

За последние годы в практику авторемонтного производства внедрено много прогрессивных методов ремонта деталей. Одним из новых методов восстановления рабочих поверхностей автомобильных деталей является химическое никелирование, которое основано на способности солей фосфорноватистой кислоты (гипофосфитов) восстанавливать соли никеля.

Как показали исследования, проведенные в СССР и за рубежом, этот процесс обладает рядом положительных качеств, выгодно отличающих его от других методов металлопокрытий. Так, в отличие от хромирования химическое никелирование позволяет наносить весьма равномерные по толщине износостойкие покрытия на детали любой конфигурации из различных металлов без каких-либо экранирующих приспособлений.

Поскольку процесс химического никелирования осуществляется без электролиза, не требуется специального электротехнического оборудования, обязательного для процесса хромирования. Следует отметить, что коэффициент загрузки ванн для химического никелирования в несколько раз больше, чем для других гальванических процессов, что приводит к сокращению производственной площади.

Технология и оборудование для проведения процесса химического никелирования относительно просты, что позволяет освоить этот процесс в короткий срок без значительных капиталовложений.

Термически обработанные никельфосфорные покрытия обладают большой твердостью, хорошей прирабатываемостью, высокой износостойкостью и малым коэффициентом трения.

При восстановлении рабочих поверхностей автомобильных деталей, изготовленных из конструкционных сталей и работающих на трение в условиях смазки маслом, рекомендуется толщина покрытия 0,01—0,10 мм, а для деталей из алюминиевых сплавов, работающих на трение со сталью, — 0,01—0,05 мм.

Научные исследования и опыт работы авторемонтных заводов показывают, что износ автомобильных деталей распределяется

следующим образом: от 0,01 до 0,07 мм на сторону — 42,2%; от 0,07 до 0,14 — 23,2%; от 0,14 до 0,21 — 11,1%; от 0,21 до 0,28 — 7,5%; от 0,28 до 0,35 — 5,0%; от 0,35 до 0,42 — 3,7%; от 0,42 до 0,49 — 2,2%; свыше 0,49 мм — 5,1%.

Из приведенных данных видно, что значительная часть автомобильных деталей может быть восстановлена методом химического никелирования. К таким деталям в первую очередь относятся плунжерные пары дизельной топливной аппаратуры, золотники и цилиндры различных гидросистем и другие детали, имеющие малые износы и сложную конфигурацию рабочих поверхностей.

Для химического никелирования применяются как кислые, так и щелочные растворы.

Первоначальные опыты по изучению процесса химического никелирования показали, что в кислых растворах максимальная скорость покрытия несколько выше, чем в щелочных [2, 3]. Кроме того, существует мнение, что твердость покрытий, полученных из кислых растворов, немного выше, чем из щелочных. Поэтому щелочные растворы более медленно внедрялись в производственную практику, чем кислые. Определенное влияние, очевидно, оказало и то, что в щелочных растворах применяются дорогостоящие органические добавки (лимоннокислый натрий, янтарнокислый натрий и др.). Однако щелочные растворы имеют преимущества по сравнению с кислыми растворами. Так, они поддаются корректированию и позволяют поддерживать максимальную скорость никелирования на постоянном уровне длительное время. Кроме того, покрытие деталей, изготовленных из цветных металлов, возможно только в щелочных растворах.

Что же касается вопроса о различной величине твердости покрытий, полученных из кислых и щелочных растворов, то исследование, проведенные Б. Е. Кордунером [4], показали, что твердость покрытий в обоих случаях одинакова. Все это говорит о том, что необходимо и в дальнейшем проводить исследование щелочных растворов с целью изыскания наиболее рациональных и эффективных составов.

В настоящее время в производственной практике применяются аммиачные щелочные растворы, состоящие в основном из следующих компонентов в различных комбинациях: хлористый или сернокислый никель, гипофосфит натрия, лимоннокислый натрий, хлористый аммоний, 25%-ный аммиак.

В процессе химического никелирования необходимо поддерживать постоянными температуру ($T=82-86^{\circ}\text{C}$) и кислотность раствора ($\text{pH}=8-9$). При одновременном корректировании этих растворов солью никеля, гипофосфитом и 25%-ной гидроокисью аммония в количествах, равных израсходованным при покрытии деталей, в течение длительного времени работы ванны наблюдается почти

постоянная скорость покрытия (15—16 *мк/ч*), вполне сравнимая со скоростью покрытий в кислых растворах.

Наиболее распространенные составы щелочных растворов для химического никелирования приведены в табл. 1 (кислотность раствора достигается введением 25%-ной гидроокиси аммония в количестве 40—50 *мл/л*).

Таблица 1

Компоненты раствора и условия осаждения	Концентрация раствора, г/л				
	1	2	3	4	5
Хлористый никель	46	21	30	—	—
Сернистый никель	—	—	—	45	45—50
Гипофосфит натрия	20	24	10	10	10—12
Хлористый аммоний	50	30	100	50	50—60
Лимоннокислый натрий	46	45	—	60	25—30
Уксуснокислый аммоний	—	—	—	—	25—35
Кислотность раствора	8—9	8—9	8—9	8—9	8—10
Температура, °С	80—88	85—89	90	78—85	78—85
Скорость осаждения, <i>мк/час</i>	12	16	12	8—12	10
Внешний вид покрытия	блестящее	блестящее	блестящее	блестящее	блестящее

Основными недостатками щелочных растворов, приведенных в табл. 1, являются следующие: 1) неустойчивость растворов, связанная с улетучиванием аммиака при повышении температуры; 2) низкая скорость осаждения покрытия; 3) высокое содержание лимоннокислого натрия, что повышает стоимость раствора.

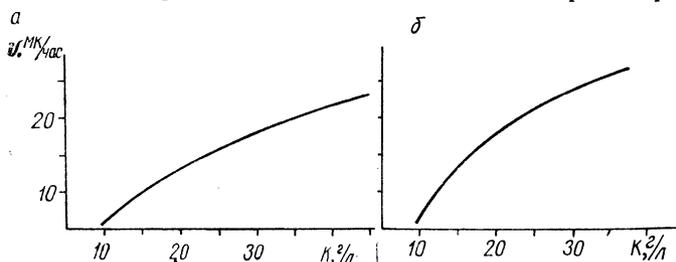


Рис. 1. Влияние концентрации сернистого никеля (а) и гипофосфита натрия (б) на скорость осаждения покрытия

Необходимо было разработать состав щелочного раствора, лишенного в некоторой степени вышеуказанных недостатков, и исследовать влияние концентрации компонентов и температуры на скорость процесса химического никелирования.

В опытах использовался раствор, состоящий из следующих компонентов при различной их концентрации: никель сернистый,

гипофосфит натрия, сернокислый аммоний, лимоннокислый натрий, моноэтаноламин. Кислотность раствора $\text{pH}=8-9$.

Для удешевления процесса химического никелирования был выбран сернокислый никель, который значительно дешевле хлористого никеля, и сернокислый аммоний, обладающий, как и лимоннокислый натрий, буферными свойствами.

С целью повышения устойчивости щелочного раствора при повышении температуры гидроокись аммония была заменена моноэтаноламином, который является малолетучим, дешевым и безвредным веществом.

В результате проведенных экспериментов с раствором, содержащим 18—20 г/л гипофосфита натрия, 30 г/л сернокислого аммония и 30 г/л лимоннокислого натрия, было установлено, что оптимальной концентрацией сернокислого никеля является 40—45 г/л. Уменьшение концентрации сернокислого никеля в растворе, как это видно из рис. 1, а, снижает скорость осаждения покрытия.

Высокая концентрация сернокислого никеля приводит к ухудшению качества покрытия. Изменение концентрации гипофосфита натрия оказывает значительное влияние на процесс химического никелирования. С увеличением концентрации гипофосфита натрия скорость осаждения покрытия растет. Однако следует иметь в виду, что высокая концентрация гипофосфита натрия может привести к разложению раствора.

Изменение скорости осаждения покрытия в зависимости от концентрации гипофосфита натрия показано на рис. 1, б.

Оптимальным значением концентрации гипофосфита натрия в указанном растворе является 18—20 г/л.

Значительное влияние на скорость осаждения покрытия и его внешний вид оказывает концентрация лимоннокислого натрия. С увеличением концентрации лимоннокислого натрия скорость процесса снижается, а внешний вид покрытия улучшается.

Максимальная скорость процесса достигается при его концентрации 10 г/л, но покрытия получаются темными. При концентрации лимоннокислого натрия и сернокислого аммония 30 г/л покрытия получаются блестящими.

С понижением температуры раствора скорость осаждения покрытия резко снижается, и при температуре ниже 40°C восстановление никеля почти прекращается. При повышении температуры рабочего раствора с 40 до 90°C скорость восстановления никеля возрастает в 10—12 раз.

Следует отметить, что при температурах свыше 92—95°C по-

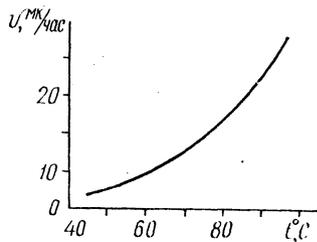


Рис. 2. Влияние температуры раствора на скорость осаждения покрытия

вышается склонность раствора к «саморазряду»: по всему объему раствора и на стенках ванны выделяется никель в виде черного порошка и чешуек. Раствор обедняется солями никеля и приходит в негодность.

Зависимость скорости осаждения покрытия от температуры показана на рис. 2.

Выводы

1. Разработанный состав раствора, состоящий из 40—45 г/л сернокислого никеля, 18—20 г/л гипофосфита натрия, 30 г/л лимоннокислого натрия, 30 г/л сернокислого аммония и 30—50 г/л моноэтаноламина, является работоспособным и обеспечивает необходимое качество и скорость осаждения покрытия. При температуре рабочего раствора 92°C и кислотности $\text{pH}=8-9$ скорость осаждения покрытия составляет 20—22 мк/ч.

2. Отказаться полностью от применения в растворе лимоннокислого натрия с целью удешевления раствора не удалось. Однако введение в раствор 30 г/л сернокислого аммония позволило снизить концентрацию лимоннокислого натрия с 60 до 30 г/л.

3. Замена водного раствора гидроксида аммония моноэтаноламином позволила вести процесс химического никелирования при более высоких температурах, что повышает скорость осаждения покрытия.

Литература

1. *Верещак Ф. П.* Восстановление автомобильных деталей гальваническим наращиванием. М., 1963.
2. *Вишенков С. А., Каспарова Е. В.* Повышение надежности и долговечности деталей машин химическим никелированием. М., 1963.
3. *Горбунова К. М., Никифорова А. А.* Физико-химические основы процесса химического никелирования. М., 1960.
4. *Кордунер Б. Е.* Опыт промышленного применения щелочного процесса химического никелирования. Л., 1965.

В. И. Титков

ПОДГОТОВКА ПОВЕРХНОСТЕЙ АВТОТРАКТОРНЫХ ДЕТАЛЕЙ ПЕРЕД ХИМИЧЕСКИМ НИКЕЛИРОВАНИЕМ

Химическое никелирование является одним из новых процессов, применяемых для антикоррозионных и износостойких покрытий поверхностей деталей машин. Технологический процесс химического никелирования относительно прост и может быть освоен на любом предприятии.

Одной из важнейших операций этого процесса является предварительная подготовка поверхностей деталей, подлежащих химическому никелированию, так как от нее зависит внешний вид и сцепляемость покрытий с основным металлом. Если на поверхности деталей, подлежащих химическому никелированию, имеются даже незначительные жировая и окисная пленки, то в процессе осаждения покрытия вспучиваются и легко отслаиваются.

Предварительная подготовка рабочих поверхностей автотракторных деталей, изготовленных из черных металлов, подлежащих восстановлению методом химического никелирования, в настоящее время производится по следующей технологической схеме [2, 4]:

- 1) механическая обработка рабочих поверхностей шлифованием и полированием с целью удаления следов износа и обеспечения правильной геометрической формы;
- 2) предварительное обезжиривание поверхностей детали с последующей их протиркой ветошью или обдувкой струей подогретого воздуха;
- 3) изоляция мест, не подлежащих химическому никелированию хлорвиниловыми эмалями или лаками, просушка в сушильном шкафу при температуре 80—100°C в течение 20—30 мин;
- 4) крепление детали на подвеске, изготовленной из материала, на котором не осаждаются покрытия (текстолит и др.);
- 5) окончательное обезжиривание поверхностей деталей;
- 6) промывка деталей в холодной проточной воде;
- 7) травление (декапирование) поверхностей детали для удаления пленки окислов и выявления структуры металла с целью более прочного сцепления покрытия с основным металлом;
- 8) промывка в холодной воде.

Для получения покрытия с хорошим внешним видом и обеспечения его прочного сцепления с покрываемой поверхностью детали последняя должна быть хорошо обезжирена и протравлена.

Обезжиривание поверхностей, подлежащих покрытию, может производиться следующими методами:

1) химическое обезжиривание в органических растворителях; 2) химическое обезжиривание в щелочных растворах; 3) электролитическое обезжиривание; 4) протирка венской известью.

Первый метод применяется для предварительного обезжиривания поверхностей деталей, покрытых жировыми загрязнениями минерального или органического происхождения. При этом методе на поверхности деталей все же остается очень тонкая масляная пленка, ухудшающая качество металлопокрытий.

В качестве органических растворителей применяются бензин, дихлорэтан, трихлорэтилен и др. Наиболее эффективны из них дихлорэтан и трихлорэтилен. Недостатком этих растворителей является их токсичность и относительно высокая стоимость.

При восстановлении рабочих поверхностей автотракторных деталей методом химического никелирования предварительное обезжиривание их после удаления следов износа и исправления геометрической формы производится в бензине в течение 2—3 мин. После обезжиривания в органических растворителях необходимо окончательно обработать детали щелочными растворами или венской известью.

Второй метод применяется для окончательного обезжиривания деталей, имеющих сложную конфигурацию, глубокие впадины и узкие отверстия. Обезжиривание осуществляется в горячих щелочных растворах, содержащих в различных комбинациях тринатрийфосфат, жидкое стекло, мыло, кальцинированную соду, эмульгаторы ОП-7 или ОП-10 и другие компоненты. Продолжительность обезжиривания 20—60 мин в зависимости от вида загрязнений, конфигурации деталей, состава рабочего раствора и режима обезжиривания.

Третий метод используется для окончательного обезжиривания деталей, имеющих простую форму, без глубоких впадин и узких отверстий, так как электролитическая ванна плохо работает «в глубину». Для электролитического обезжиривания применяют в основном такие же растворы щелочей, как и для химического обезжиривания, но с пониженными концентрациями солей и эмульгаторов, вызывающих вспенивание растворов в ванне. Вспенивание раствора в случае искрения контактов в ванне может привести к взрыву вследствие задержки выделяющихся у электродов газов (водород и кислород). Процесс обезжиривания длится 3—15 мин.

Четвертый метод применяется для окончательного обезжиривания поверхностей деталей протиркой их щеткой с венской известью в течение 2—3 мин. Для этого венскую известь, состоящую из измельченных окислов кальция и магния, разводят в воде до состояния кашицы. Вместо венской извести можно использовать отходы карбида кальция. Деталь, протертая венской известью, про-

мывается в струе холодной воды и, если поверхность смачивается не полностью, то протирку известью повторяют. Недостатками этого метода являются высокая трудоемкость и трудность механизации процесса.

После окончательного обезжиривания детали тщательно промываются в холодной проточной воде и подвергаются травлению (декапированию). Травление поверхностей деталей производится в 5—7%-ном растворе серной или соляной кислоты в течение 0,5—2 мин.

Следует иметь в виду, что травление оказывает большое влияние на качество металлопокрытий. Объясняется это тем, что сцепление покрытий с основным металлом детали происходит вследствие образования физических связей, которые тем прочнее, чем тоньше окисная пленка. Наилучшее сцепление будет при полном отсутствии окисной пленки. Конец травления определяется визуально по состоянию обрабатываемой поверхности детали. После правильно проведенной операции поверхность детали должна быть бархатисто-матовой.

Таблица 1

Компоненты раствора	Номер раствора		
	1	2	3
Фосфорная кислота (уд. вес 1,64 г/л)	65	98	—
Серная кислота (уд. вес 1,84 г/л)	—	—	75
Тринатрийфосфат, г/л	35	50	—
Эмульгатор ОП-7 или ОП-10, г/л	25	30	25
Тiomочевина, г/л	5	5	0,2

Примечания: 1. Рабочая температура раствора $t = 72—75^{\circ}\text{C}$. 2. Время обработки в растворе: в статической 5—10 мин, в струйной камере 3—5 мин.

Обычно операции обезжиривания и травления производятся раздельно. Однако в настоящее время уже сделаны первые шаги по разработке и внедрению на производстве комплексных растворов для одновременного обезжиривания и травления поверхностей деталей химическим методом.

Разработанные и внедренные на Горьковском автозаводе [6] комплексные растворы для одновременного обезжиривания и травления поверхностей изделий из черных металлов обладают некоторыми существенными недостатками (табл. 1).

Основными недостатками первого и второго растворов являются использование дефицитной фосфорной кислоты и относительно высокая стоимость рабочего раствора.

Недостатком третьего раствора является то, что обработка изделия в нем фактически сводится к травлению поверхности, так как эмульгаторы (полиэтиленгликоль ОП-7 и ОП-10) не обладают эффективными обезжиривающими свойствами. Проведенные исследования показали, что обработка автотракторных деталей, имеющих сложную конфигурацию (плунжера ТНВД двигателей ЯМЗ-204 и ЯМЗ-236), в третьем растворе не дает полного обезжиривания за указанное время и часто приводит к значительному разъеданию металла обрабатываемой поверхности. Это в свою очередь оказывает значительное влияние на качество покрытия, особенно при химическом никелировании прецизионных деталей.

В связи с изложенным были поставлены задачи: 1) разработать состав комплексного раствора для совместного обезжиривания и травления автотракторных деталей, подлежащих восстановлению методом химического никелирования; 2) исследовать влияние температуры раствора на время обезжиривания и травления поверхностей деталей; 3) выяснить целесообразность использования гидродинамического ультразвукового генератора для интенсификации процесса обезжиривания и травления поверхностей деталей.

При разработке состава комплексного раствора были использованы данные исследований, проведенные Н. И. Кузнецовой и Б. Я. Горовой [3] по применению технического моноэтаноламина для обезжиривания поверхностей изделий перед окраской. Моноэтаноламин обладает рядом преимуществ по сравнению с другими веществами, применяемыми для обезжиривания поверхностей изделий: он нетоксичен, не воспламеняется, обладает высокой обезжиривающей способностью, малой испаряемостью и низкой стоимостью.

В качестве эмульгатора был использован полиэтиленгликоль (ОП-7), который дает более устойчивую эмульсию, чем ОП-10 [1].

Для травления поверхностей изделий в комплексном растворе использовалась серная кислота, которая является менее дефицитной и более дешевой по сравнению с другими кислотами.

Обработка деталей производилась в ванне с рециркуляцией рабочего раствора, оборудованной автоматическими регуляторами температуры. Для интенсификации процесса обезжиривания и травления вместо обычных насадок, используемых в струйных камерах, были использованы гидродинамические излучатели ультразвука пластинчатого типа [5].

Приведем краткую техническую характеристику гидродинамической ванны с ультразвуковым преобразователем типа УГИ-Д:

рабочий объем	40 л;
давление жидкости	10—12 кг/см ² ;
производительность насоса	1,5 м ³ /ч;
подогрев	электрический

Принцип работы гидродинамической ванны (рис. 1) описан в работе [5].

Рабочий раствор заливается в реактор из расчета, чтобы зеркало раствора было на 80—100 мм выше насадок. Залитый раствор нагревается до заданной температуры электрическими нагревательными элементами, помещенными в водяную рубашку реакто-

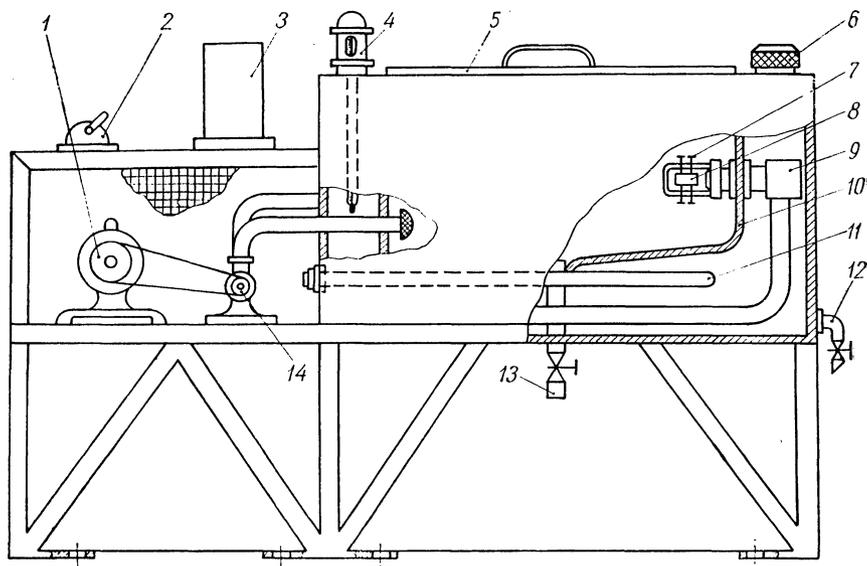


Рис. 1. Гидродинамическая ванна:

1 — электромотор; 2 — включатель электромотора; 3 — регулятор включения; 4 — контактный термометр; 5 — крышка реактора; 6 — пробка; 7 — винты крепления пластин (узлы колебаний); 8 — пластинка ультразвукового преобразователя; 9 — ультразвуковой преобразователь; 10 — реактор; 11 — нагревательный элемент; 12 — кран для слива воды; 13 — кран для слива рабочего раствора; 14 — насос

ра, во избежание местного перегрева и разложения эмульгатора ОП-7. Заданная температура раствора поддерживается автоматически с помощью контактного термометра с магнитной муфтой, выполняющего роль датчика. Исполнительным механизмом является регулятор включения. При нагреве раствора паром исполнительным механизмом является магнитный кран.

Таблица 2

Компоненты	Растворы						
	МС-1	МС-2	МС-3	МС-4	МС-5	МС-6	МС-7
Серная кислота, г/л	30	30	30	30	30	30	30
Моноэтаноламин, г/л	5,00	7,50	10,0	13,0	15,0	17,5	20,0
Эмульгатор ОП-7, г/л	5	5	5	5	5	5	5

Для поддержания более точного постоянства температуры контактный термометр устанавливается в непосредственной близости к нагревателю, что способствует снижению инерции нагрева и уменьшению амплитуды колебаний температуры.

Изделия, подлежащие обезжириванию и травлению, предварительно смазывались маслом марки АСп-10 (М10Б) и завешивались в ванну.

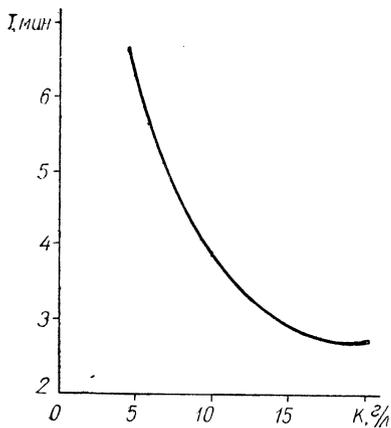


Рис. 2. Влияние концентрации моноэтаноламина на время обезжиривания и травления поверхности изделия

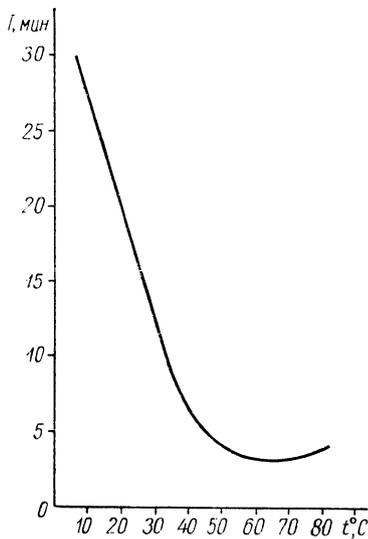


Рис. 3. Зависимости времени обезжиривания и травления поверхности изделия от температуры раствора

В комплексных растворах обрабатывались следующие изделия: плунжеры насос-форсунок двигателя ЯМЗ-204, плунжеры насоса высокого давления двигателя ЯМЗ-236, толкатели двигателя ГАЗ-51, пластинки из углеродистой стали размерами $100 \times 10 \times 0,5$ мм и $60 \times 20 \times 5$ мм.

Качество обезжиривания и травления поверхностей обрабатываемых изделий определялось визуально. Обезжиренные и протравленные поверхности изделий, вынутые из рабочего раствора, должны быть равномерно смочены и иметь мягкий бархатистый оттенок.

Оптимальное значение концентрации моноэтаноламина определялось путем измерения времени обезжиривания поверхности одного и того же изделия в различных комплексных растворах (табл. 2).

Обработка поверхностей изделий производилась в растворах, нагретых до 50°C.

По данным исследования был построен график (рис. 2), показывающий влияние концентрации моноэтаноламина на время обезжиривания. Как видно из рис. 2, оптимальное значение концентрации моноэтаноламина равно 10—15 г/л. Дальнейшее увеличение концентрации моноэтаноламина в указанных комплексных растворах нецелесообразно с экономической точки зрения, так как приводит к увеличению стоимости раствора, при этом время обезжиривания не уменьшается.

В дальнейшем все исследования проводились с раствором МС-5, при этом концентрация серной кислоты составляла 30 г/л, моноэтаноламина — 15, эмульгатора — 5 г/л.

Для определения влияния температуры раствора на скорость обработки поверхности изделия были проведены исследования в растворе МС-5 при температуре 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75°C. По полученным данным построен график (рис. 3). Было замечено, что при температуре 62—65°C наступает помутнение раствора, связанное, очевидно, с его разложением. Качество обезжиривания ухудшается. Из рис. 3 видно, что оптимальное значение температуры раствора лежит в пределах 50—60°C.

Чтобы установить эффективность использования ультразвуковых гидродинамических преобразователей, была проведена обработка деталей в растворе МС-5 при температуре 55°C в статической ванне, в струйной камере с насадками обычного типа, в гидродинамической ванне с преобразователем ультразвука типа УГИ-Д. Обезжиривание и травление поверхности детали наступало при обработке в первом случае через 10—12 мин, во втором — через 5—7, в третьем — через 2—3 мин.

Выводы

1. Целесообразно производить перед металлопокрытием совместное обезжиривание и травление поверхностей автотракторных деталей химическим методом в комплексном растворе.

2. Применение разработанного комплексного раствора, включающего моноэтаноламин, серную кислоту и эмульгатор ОП-7, для совместного обезжиривания и травления перед химическим никелированием дает положительные результаты. Этот раствор может быть рекомендован для практического использования.

3. Оптимальной температурой разработанного комплексного раствора при струйном обезжиривании и травлении поверхностей изделий следует считать температуру 50—60°C.

4. Применение гидродинамических ультразвуковых преобразователей способствует интенсификации процессов обезжиривания и травления поверхностей изделий.

Л и т е р а т у р а

1. *Галактион П. А.* Очистка металла от коррозий и ржавчины струйным травлением. М., 1956. 2. *Зусманович Г. Г.* Исследование метода восстановления плунжерных пар тракторных двигателей химическим никелированием. М., 1961. 3. *Кузнецова Н. И., Горовая Б. Я.* К вопросу об обезжиривании чугунной и стальной поверхности перед окраской. «Лакокрасочные материалы и их применение», 1966, № 2. 4. *Лаворко П. К., Левицкий Г. С.* Гальваническое покрытие деталей машин и приборов. М., 1949. 5. *Фридман З. М., Новицкий Б. Г.* Ультразвуковая технологическая аппаратура для процессов, происходящих в жидкой среде. М., 1961. 6. *Шишмарова Л. Б.* Прогрессивные методы подготовки изделий из черных металлов под окраску и опыт их внедрения на Горьковском автозаводе. «Лакокрасочные материалы и их применение», 1960, № 1.

Ю. Б. Беленький, Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко
БЕЗОПАСНОСТЬ ДВИЖЕНИЯ АВТОМОБИЛЯ
ПРИ ТОРМОЖЕНИИ

Безопасность движения автотранспорта обусловливается рядом факторов, связанных как с самим автомобилем, так и с внешними условиями его движения. Проблема безопасности, связанная с конструкцией автомобиля, включает активную и пассивную безопасность [2, 11].

Под пассивной безопасностью понимаются те качества автомобиля, которые в случае аварии обеспечивают минимальные телесные повреждения людей. Повышению пассивной безопасности в настоящее время уделяется большое внимание. Ремни безопасности, специальное крепление рулевого колеса и рулевой колонки, применение упругих бамперов, упрочнение кузовов и кабины в значительной мере повышают пассивную безопасность.

Под активной безопасностью понимаются эксплуатационные качества автомобиля, обеспечивающие безаварийное движение во всех дорожных ситуациях.

Активная безопасность автомобиля характеризуется следующими основными эксплуатационными качествами: 1) тормозными качествами, т. е. способностью останавливаться на минимальном тормозном пути; 2) надежностью работы органов управления, главным образом рулевого управления и тормозных органов, механизмов и оборудования, влияющих на безопасность движения; 3) устойчивостью движения, т. е. способностью двигаться по прямой и на повороте без бокового скольжения, опрокидывания и существенного отклонения от выбранного водителем направления движения, причем устойчивость следует рассматривать при различных характерных режимах движения автомобиля — при торможении, разгоне и свободном движении как на горизонтальном, так и на наклонном участке дороги; 4) легкостью управления и плавностью хода автомобиля, обуславливающими снижение утомляемости водителя. Легкость управления определяется в основном количеством действий, совершаемых водителем при вождении автомобиля, усилиями, необходимыми для перемещения органов

управления, параметрами обзорности с места водителя, удобством расположения органов управления и контрольных приборов.

В данной работе рассматриваются лишь некоторые вопросы активной безопасности движения автомобиля при торможении, главным образом способы уменьшения тормозного пути, повышения надежности работы тормозов и устойчивости движения автомобиля на прямолинейном участке.

Тормозной путь. Под тормозным путем понимается расстояние, проходимое автомобилем с момента начала перемещения тормозной педали до момента остановки автомобиля. Длина фактического тормозного пути s определяется по формуле [3]:

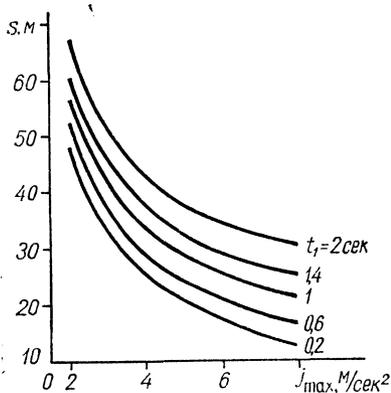


Рис. 1. Диаграмма зависимости тормозного пути s от максимального замедления j_{\max} (при $v_0 = 13,9$ м/сек)

$$s = v_0 t_0 + v_0 \frac{t_1}{2} + \frac{v_0^2}{2j_{\max}} - \frac{j_{\max}}{24} t_1^2, \quad (1)$$

где v_0 — скорость автомобиля в начале торможения, м/сек; t_0 — время от начала перемещения тормозной педали до момента соприкосновения накладок с барабаном, сек; t_1 — время от момента соприкосновения накладок с барабаном до момента достижения автомобилем максимального замедления j_{\max} , т. е. время нарастания замедления автомобиля, сек.

Если приблизительно принять, что $t_0 = 0,2 t_1$, то зависимость s от j_{\max} для различных значений t_1 может быть рассчитана по формуле (1) и представлена на диаграмме (рис. 1).

Из рис. 1 видно, что тормозной путь существенным образом зависит от времени t_1 и от максимального замедления j_{\max} . Чем больше j_{\max} и чем меньше t_1 , тем меньше тормозной путь автомобиля. Известны различные способы уменьшения времени t_1 (повышения быстродействия тормозных систем).

Первым способом повышения быстродействия является уменьшение динамических сопротивлений трубопроводов и аппаратов привода путем выбора их оптимальных проходных сечений. Для выбора оптимальных диаметров воздухопроводов тормозных систем разработана диаграмма, соответствующая требованиям наилучшей проходимости и минимальной стоимости [3, 4].

Классические методы анализа гидравлических систем рассматривают в основном установившиеся режимы течения без учета

инерционных сил столба жидкости. Такое упрощение задачи для сравнительно длинных гидропроводов быстродействующих тормозных систем, как показали наши теоретические и экспериментальные исследования, в большинстве случаев приводит к большим ошибкам и является неприемлемым.

При динамическом расчете простейшей гидравлической цепи (рис. 2) баланс сил, приведенных к поршню 1 этой цепи, записываем в таком виде:

$$m \cdot \frac{d^2 y}{dt^2} + \Delta p F_1 + P_{\text{вых}} \cdot \frac{f_1}{f_2} = P_{\text{вх}}, \quad (2)$$

где m — приведенная масса жидкости; y — перемещение поршня 1; Δp — гидравлические потери давления в трубопроводе; f_1 — площадь поршня 1; $P_{\text{вых}}$ — сила на выходе цепи; f_2 — площадь поршня 2; $P_{\text{вх}}$ — сила на входе цепи.

Уменьшение диаметра гидропровода, как известно, ведет к увеличению гидравлических потерь Δp и, следовательно, к увеличению времени срабатывания, с другой стороны, значительное увели-

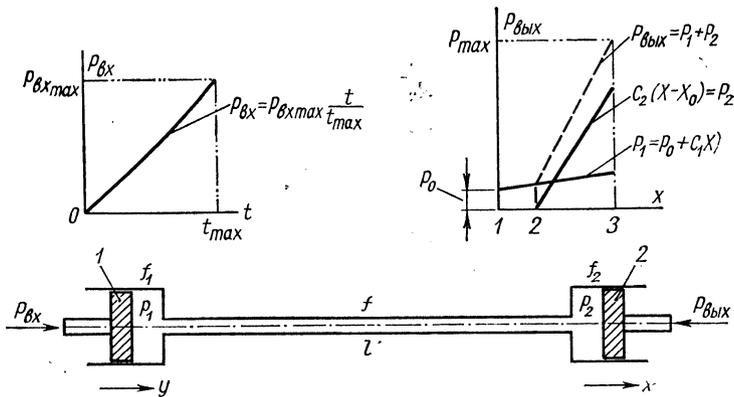


Рис. 2. Схема гидравлической цепи

чение проходного сечения трубопровода увеличивает массу m перемещаемого столба жидкости, что отрицательно сказывается на быстродействии системы и на ее стоимости. Отсюда очевидна необходимость оптимизации конструктивных параметров гидравлических контуров тормозных систем. Проводимая нами работа в этом направлении с использованием ЭВМ позволяет выяснить рациональные параметры некоторых пневмогидравлических тормозных систем.

Второй способ уменьшения времени срабатывания тормозных приводов заключается в рациональном выборе схемы привода таким образом, чтобы рабочий контур, пропускающий всю массу

рабочей среды, был по возможности наиболее коротким, а управление перепускным клапаном (например, воздухораспределителем или ускорительным клапаном) рабочего контура производилось достаточно быстродействующей магистралью управления. Этот способ достаточно эффективен и используется в автомобильном транспорте.

Третий способ сводится к применению различного рода корректирующих и ускоряющих устройств, например изодромной обратной связи в тормозном кране, пропорционально-дифференциального воздухораспределителя [6, 7], релейного управления электрических контуров и т. д.

Максимальное замедление автомобиля j_{\max} ограничивается коэффициентом сцепления φ шин с дорогой ($j_{\max} \leq \varphi g$, g — ускорение свободного падения) и только при предельном торможении всех колес автомобиля, когда тормозные силы $\sum T_i$ равны $\sum T_i = \sum R_i \varphi = G \varphi$, имеем $j_{\max} = \varphi g$.

Последний случай возможен лишь при так называемом оптимальном распределении тормозных сил, когда отношение тормозных сил T_i к мгновенным значениям динамических осевых реакций R_i для всех осей одинаково, т. е.

$$\frac{T_1}{R_1} = \frac{T_2}{R_2} = \dots = \frac{T_n}{R_n}. \quad (3)$$

Распределение тормозных сил, близкое к оптимальному, может обеспечиваться путем применения автоматических регуляторов тормозных сил. При отсутствии таких регуляторов условие (3) не соблюдается и фактическое максимальное замедление $j_{\varphi \max}$ автомобиля при предельном торможении лишь одной какой-либо оси (силы сцепления шин с дорогой другой оси используются не полностью) меньше возможного по силам сцепления замедления, т. е. $j_{\varphi \max} < \varphi g$. В случае предельного торможения без юза колес передней оси $\left(\frac{T_1}{R_1} > \frac{T_2}{R_2}; T_1 = R_1 \varphi \right)$ и недоиспользования сил сцепления задней оси

$$j_{\varphi \max} = \frac{bg}{\frac{a+b}{\varphi} \cdot \frac{k_1}{k_1+k_2} - h} \quad (4)$$

и при предельном торможении лишь задней оси $\left(T_2 = R_2 \varphi; \frac{T_1}{R_1} < \frac{T_2}{R_2} \right)$

$$j_{\varphi \max} = \frac{ag}{\frac{a+b}{\varphi} \cdot \frac{k_2}{k_1+k_2} + h}, \quad (5)$$

где a, b, h — координаты центра тяжести автомобиля; k_1, k_2 — коэффициенты пропорциональности соответственно переднего и зад-

него тормоза, равные $k_1 = \frac{MT_1}{p_1}$, $k_2 = \frac{MT_2}{p_2}$; M_{T_1} ; M_{T_2} ; p_1 , p_2 — тормозные моменты и соответствующие им давления воздуха или жидкости в рабочем органе тормоза.

Чем больше отклонение фактического распределения тормозных сил T_1 и T_2 от оптимального, тем меньше возможное значение замедления $j_{\varphi_{\max}}$ при предельном безюзовом торможении колес какой-либо оси автомобиля и, следовательно, тем больше тормозной путь. Юзовое торможение (с заблокированным колесом), как известно, считается недопустимым, так как в таком случае теряется управляемость и устойчивость автомобиля, резко повышается износ шин, снижается φ и, следовательно, увеличивается тормозной путь.

Применение автоматических регуляторов тормозных сил, автоматических противоблокировочных устройств в значительной мере, как показали исследования, содействует повышению безопасности движения автотранспорта. Следует отметить, что, согласно расчетным данным, сокращение тормозного пути автомобиля МАЗ-503 за счет применения оптимального распределения тормозных сил составляет до 50% для порожнего и до 30% для груженого.

Испытания автопоезда с регулятором тормозных сил и без регулятора показали [12], что для груженого тягача и порожнего прицепа тормозной путь составлял ($v_0 = 32$ км/ч) без регулятора 17,1 м и с регулятором 11 м, а при $v_0 = 64$ км/ч без регулятора 72,9 м, с регулятором 34,5 м. Как видно, за счет применения регулятора тормозной путь автопоезда сокращался в первом случае в 1,5, а во втором в 2 раза.

Надежность тормозной системы можно рассматривать для трех случаев: 1) исправная тормозная система; 2) частичное отключение от работы системы, например повреждение одного какого-либо контура тормозного привода; 3) выход из строя всего основного рабочего тормозного привода.

В первом случае надежной считают такую тормозную систему, у которой отклонение тормозных характеристик не выходит за допустимые пределы при заданных значениях входного сигнала (перемещения или усилия на тормозной педали) [5]. Стабильность тормозных сил T_i для заданных дорожных условий достигается, как известно, стабильностью работы колесных тормозных механизмов, обеспечением незначительных допустимых отклонений рабочих характеристик тормозного привода от номинальных, соответствующих величине сигнала на входе (тормозной педали) [8]. В этом случае весьма важным для надежности торможения является как уменьшение абсолютных значений, так и сокращение разности статических и динамических погрешностей (синхронизация работы) различных контуров тормозной системы [7].

Вероятность появления второго и третьего случая стараются по

возможности уменьшить, однако эти случаи на практике нередко повторяются. Для обеспечения затормаживания автомобиля в таких случаях (хотя и с меньшей эффективностью) предусматривают отдельные контуры тормозного привода, применение различного рода дублирующих аварийных приводов, применение различных предохранительных и отключающих клапанов и т. д.

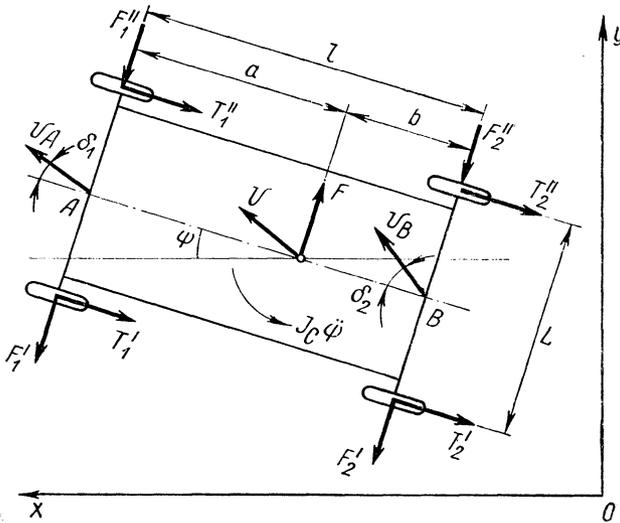


Рис. 3. Схема действия внешних сил и моментов на автомобиль при торможении

Замедление j автомобиля или автопоезда в каждый момент торможения можно подсчитать по формуле

$$j = \frac{g}{G} \sum T = \frac{g}{G} (T_1 + T_2 + \dots + T_n) = \frac{g}{G} \left(\frac{2k_1 p_1}{r_1} + \frac{2k_2 p_2}{r_2} + \dots + \frac{2k_n p_n}{r_n} \right), \quad (6)$$

где G — общий вес автомобиля или автопоезда.

Предельное (возможное по силам сцепления) значение замедления j_φ определяется из формулы (6):

$$j_\varphi = \frac{g}{G} \sum T_\varphi = \frac{g}{G} (R_1 \varphi_1 + R_2 \varphi_2 + \dots + R_n \varphi_n). \quad (7)$$

Если какой-либо контур выйдет из строя, то общее замедление соответственно уменьшится и соответствующий член в выражениях (6) и (7) приравняется нулю.

В качестве аварийной тормозной системы на отечественных автомобилях обычно используется стояночный тормоз.

Устойчивость движения. На автомобиль (рис. 3) в горизонтальной плоскости действуют следующие внешние силы и моменты: тормозные силы на правых и левых колесах T'_1, T''_1, T'_2, T''_2 ; сила инерции, проекции которой на оси записываются в виде $m \cdot \frac{d^2x}{dt^2}$, $m \cdot \frac{d^2y}{dt^2}$, и инерционный момент $I_C \cdot \frac{d^2\psi}{dt^2}$, приложенный в центре тяжести автомобиля C ; боковая сила F ; боковые реакции на колесах F'_1, F''_1, F'_2, F''_2 . Боковые реакции являются функциями углов увода шин, а последние зависят от кинематики движения автомобиля и приложенных к колесам нагрузок.

Движение автомобиля при нейтральном закрепленном положении управляемых колес может быть описано следующей системой уравнений (система координат $x y z$ неподвижно связана с полотном дороги):

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} - T'_1 - T''_1 - T'_2 - T''_2 = 0, \quad (8)$$

$$m \cdot \frac{d^2y}{dt^2} + F - F'_1 - F''_1 - F'_2 - F''_2 = 0, \quad (9)$$

$$I_C \cdot \frac{d^2\psi}{dt^2} + (F'_1 + F''_1) a - (F'_2 + F''_2) b \pm \Delta M_T = 0, \quad (10)$$

где I_C — момент инерции массы автомобиля m относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести C ; ψ — угол отклонения продольной оси автомобиля от линии прямолинейного движения в начале торможения (от линии прямолинейного движения, выбранной водителем); ΔM_T — поворачивающий момент, вызванный разностью тормозных сил ΔT на правых и левых колесах, причем $\Delta M_T = \frac{\Delta T L}{2}$.

Поворачивающий момент можно представить в виде

$$\Delta M_T = \frac{\lambda L}{2} \left(\frac{T'_{1\max}}{t'_{1\max}} + \frac{T''_{1\max}}{t''_{1\max}} + \frac{T'_{2\max}}{t'_{2\max}} + \frac{T''_{2\max}}{t''_{2\max}} \right) t, \quad (11)$$

где λ — коэффициент неравномерности действия тормозов, равный

$$\lambda = \frac{\Delta T}{\Sigma T_i};$$

$T_{i\max}$, $t_{i\max}$ — соответственно максимальная тормозная сила и время достижения этой силы на i -ом колесе.

Следует заметить, что система уравнений (8) — (10), а также дальнейшие выражения для скоростей и ускорений автомобиля приемлемы для малых значений угла ψ , что действительно в боль-

шинстве случаев движения автомобиля без юза, т. е. когда соблюдается для всех колес условие

$$\sqrt{T_i^2 + F_i^2} < \varphi R_i.$$

Боковые реакции на колесах [1, 9]

$$F_i = k_{Ti} \delta_i, \quad (12)$$

где δ_i — угол увода i -го колеса; k_{Ti} — коэффициент сопротивления боковому уводу i -го колеса при воздействии тормозной силы, равный [9]:

$$k_{Ti} = k_{0i} \sqrt{1 - \left(\frac{T_i}{\varphi R_i}\right)^2} = k_{0i} \sqrt{1 - \left(\frac{T_{i \max} \cdot \frac{t}{t_{\max}}}{\varphi R_i}\right)^2}. \quad (13)$$

Здесь k_{0i} — коэффициент сопротивления боковому уводу i -го колеса при отсутствии воздействия тормозной силы.

Можно считать, что углы увода правых и левых колес равны между собой ($\delta'_1 = \delta''_1 = \delta_1$; $\delta'_2 = \delta''_2 = \delta_2$) и выражаются так [9]:

$$\delta_1 = \frac{1}{\frac{dx}{dt}} \left(a \cdot \frac{d\psi}{dt} + \frac{dy}{dt} \right) - \psi, \quad (14)$$

$$\delta_2 = \frac{1}{\frac{dx}{dt}} \left(-b \cdot \frac{d\psi}{dt} + \frac{dy}{dt} \right) - \psi. \quad (15)$$

После подстановки приведенных выражений в систему уравнений (8) — (10) и выполнения соответствующих преобразований получаем:

$$m \cdot \frac{d^2x}{dt^2} - At = 0, \quad (16)$$

$$m \cdot \frac{d^2y}{dt^2} \cdot \frac{dx}{dt} + F \cdot \frac{dx}{dt} - B_1 \cdot \frac{dy}{dt} + B_1 \psi \cdot \frac{dx}{dt} - B_2 \cdot \frac{d\psi}{dt} = 0, \quad (17)$$

$$\begin{aligned} I_C \cdot \frac{d^2\psi}{dt^2} \cdot \frac{dx}{dt} \pm \frac{A \lambda L}{2} \cdot \frac{dx}{dt} \cdot t + B_3 \cdot \frac{d\psi}{dt} - \\ - B_2 \psi \cdot \frac{dx}{dt} - B_2 \cdot \frac{dy}{dt} = 0, \end{aligned} \quad (18)$$

где коэффициенты A , B_1 , B_2 , B_3 равны

$$A = \frac{T'_{1\max}}{t'_{1\max}} + \frac{T''_{1\max}}{t''_{1\max}} + \frac{T'_{2\max}}{t'_{2\max}} + \frac{T''_{2\max}}{t''_{2\max}},$$

$$B_1 = k'_{T_1} + k''_{T_1} + k'_{T_2} + k''_{T_2},$$

$$B_2 = (k'_{T_1} + k''_{T_1}) a - (k'_{T_2} + k''_{T_2}) b,$$

$$B_3 = (k'_{T_1} + k''_{T_1}) a^2 + (k'_{T_2} + k''_{T_2}) b^2.$$

Анализ уравнений (16) — (18) показывает, что при действии указанной системы внешних сил и моментов на автомобиль при торможении он будет отклоняться от прямолинейного движения вследствие бокового увода шин. Степень отклонения траектории движения автомобиля от прямолинейного направления зависит от величины действующей боковой силы F , коэффициента неравномерности действия тормозов λ и жесткости шин.

Решение системы уравнений (16) — (18) позволяет определить зависимость $S = f_1(t)$, $v = f_2(t)$, $\psi = f_3(t)$ при различных значениях λ и F .

В частном случае, когда $F = 0$, $\lambda \neq 0$, уравнения (16) — (18) упрощаются и при решении можно получить выражение для радиуса кривизны траектории движения автомобиля:

$$R = \frac{k_{T_1} k_{T_2}}{k_{T_1} + k_{T_2}} \cdot \frac{4l^2}{A \lambda L t}, \quad (19)$$

где k_{T_1} , k_{T_2} — соответственно жесткость передних и задних шин; l , L — соответственно база и колея автомобиля.

Из выражения (19) следует, что величина радиуса кривизны траектории зависит от жесткости шин, коэффициента неравномерности действия тормозов, колеи и базы автомобиля и времени торможения. Следовательно, в каждом конкретном случае величина радиуса кривизны будет величиной переменной и может достигнуть своей минимальной величины при достижении автомобилем максимального замедления.

Величина разности левых и правых тормозных сил ΔT , как известно, обуславливается многими причинами, главным образом, наличием разных статических и динамических погрешностей в тормозных контурах управления правыми и левыми тормозами, нестабильностью рабочих характеристик тормозов, неодинаковостью сил сцепления (правых и левых) шин с дорогой при предельном торможении и т. д. Решение системы уравнений (16) — (18) на ЭВМ позволяет в целях повышения безопасности установить допустимые значения ΔT для разных режимов торможения исходя из заданных величин так называемого «коридора безопасности».

Л и т е р а т у р а

1. Антонов Д. А. Экспериментальные зависимости по боковому уводу шин. «Автомобильная промышленность», 1963, № 5.
2. Афанасьев Л. Л. Безопасность движения — важная проблема современной автомобилизации. В сб.: «Аннотации докладов XXVI научно-исследовательской конференции МАДИ». М., 1968.
3. Беленький Ю. Б., Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. Новое в конструкции и расчете тормозов автомобиля. М., 1965.
4. Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. Повышение скорости срабатывания пневматических тормозных приводов. «Автомобильная промышленность», 1964, № 5.
5. Максаметян Г. В. Надежность тормозных механизмов автомобилей. Ереван, 1965.
6. Метлюк Н. Ф., Беленький Ю. Б., Гилелес Л. Х., Пиковский Л. М., Дронин М. И., Ковалевский В. И. Воздухораспределительный клапан. Авт. свидетельство № 177289. 1965.
7. Метлюк Н. Ф., Дронин М. И. К выбору рабочих характеристик тормозных приводов автопоездов. «Изв. вузов. Машиностроение», 1965, № 8.
8. Метлюк Н. Ф. Исследование и расчет тормозных механизмов. «Автомобильная промышленность», 1968, № 5.
9. Роккар И. Неустойчивость в механике. М., 1959.
10. Чудаков Е. А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении. М., 1952.
11. Wilfert K. Sicherheits- Probleme bei der Entwicklung von Personen wagen. „Automobiltechn. Z.“, 1967, 69. № 2.
12. Morse R. Brake proportioning valves improve braking response. „SAE Journal“, 1967, 75, № 9.

В. М. Щебров, А. Т. Ковальков, В. П. Автушко
ИСПЫТАНИЯ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ
КАРДАНЫХ ПЕРЕДАЧ

Одним из наиболее нагруженных сопряжений грузовых автомобилей является скользящее шлицевое соединение карданной передачи. Шлицевое соединение карданной передачи в условиях эксплуатации нагружено крутящим моментом, действующим в трансмиссии, а также изгибающими моментами, возникающими вследствие особенностей кинематики карданов и неуравновешенности вала. Изгибающие моменты и силы вызывают радиальные микроперемещения сопряженных поверхностей шлицев. Осевые перемещения возникают при движениях поддрессоренного ведущего моста. Все перемещения в шлицевом соединении сопровождаются работой трения, часть которой расходуется на нагрев, а часть — на износ поверхностей.

Целью испытаний шлицевого соединения карданной передачи было как непосредственное наблюдение и изучение износа при осевых перемещениях, так и определение коэффициентов трения в шлицевом соединении, интенсивности нагрева при различных величинах крутящего момента, зависимости коэффициентов трения от средней относительной скорости перемещения деталей, работоспособности соединения при различных температурах, определение максимальных осевых сил, возникающих за счет трения в шлицевом соединении.

Объектом испытания служили карданные валы автомобилей МАЗ. Исследование шлицевого соединения карданных валов выполнялось на универсальном стенде для испытания карданных передач, подробное описание которого приведено в работе [2].

Испытания проводились по следующей методике. На испытуемые карданные валы наклеивались датчики для измерения крутящего момента и осевых усилий. Тарировка датчика для измерения крутящего момента производилась на специальном тарировочном стенде, датчики для измерения осевых усилий тарировались на гидравлическом прессе.

Для определения температуры и интенсивности нагрева деталей были применены термисторы типа ТОС-М. В шлицевой вилке высверливалось углубление глубиной 9 мм. На дне углубления за-

креплялся предварительно протарированный термистор, выводы от которого подавались на измерительную схему.

Подготовленные валы устанавливались на стенд, датчики подключались к измерительной аппаратуре. Сигналы от датчиков через усилитель ТА-5 подавались на осциллограф Н-102, исследуемый процесс записывался на пленку.

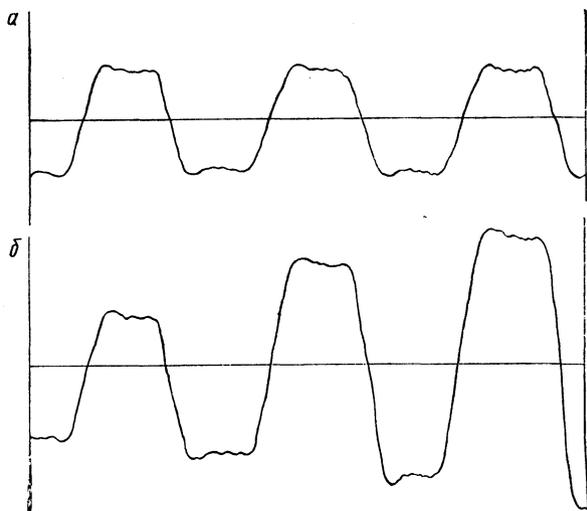


Рис. 1. Образец осциллограммы осевых усилий в скользящем шлицевом соединении карданного вала при нормальной работе (а) и в момент начала заклинивания (б)

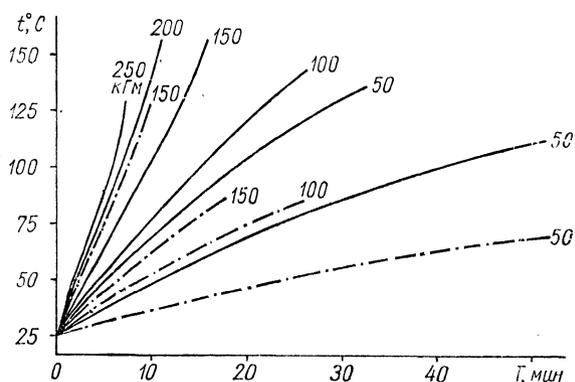


Рис. 2. Изменение температуры в шлицевом соединении от времени его работы при различных крутящих моментах и углах наклона карданного вала (сплошная линия — $5^{\circ}35'$, штриховая — 12° ; штрих-пунктирная — 16°)

Измерение осевых усилий производилось при различных значениях крутящих моментов. При этих замерах не допускалось нагрева шлицевого соединения свыше 30°C . С этой целью запись производилась при кратковременном включении стенда, после этого

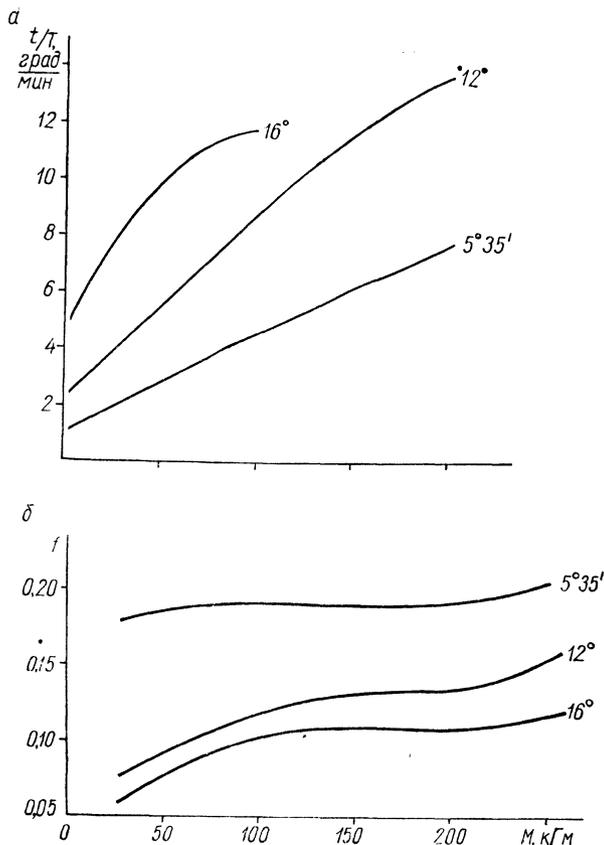


Рис. 3. Зависимость интенсивности нагрева (а) и коэффициента трения (б) в шлицевом соединении от величины крутящего момента при различных углах наклона карданного вала

стенд останавливался, нагрузка повышалась на одну ступень (25 кГм), снова кратковременно включался стенд, записывался процесс на пленку и т. д. В случае нагрева шлицевой вилки свыше 30°C стенд останавливался до охлаждения деталей. На рис. 1, а приведен образец осциллограммы.

Следующим этапом работы было исследование процесса нагре-

вания шлицевого соединения при различных значениях крутящего момента. При этих замерах стенд работал до тех пор, пока температура шлицевой вилки не повысилась до 150—160 °С. Одновременно записывались на пленку осевые усилия в шлицевом соединении при различных температурах. При температуре, выше указанной,

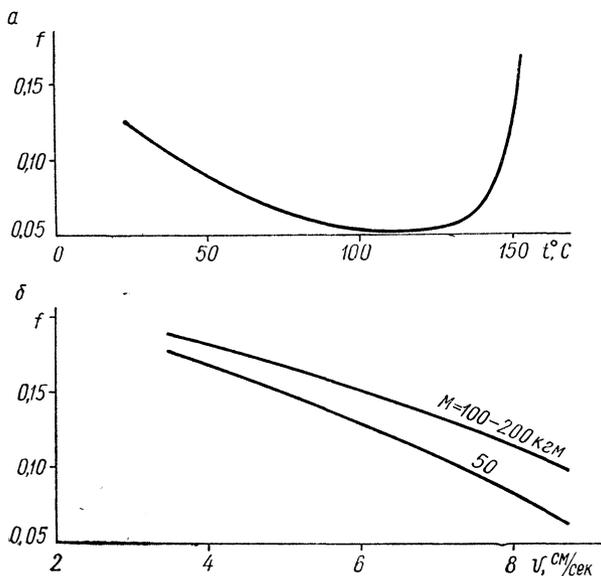


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения от температуры (а) и от средней скорости скольжения (б) в шлицевом соединении

начинается заклинивание, что служит сигналом для остановки стенда. Этот момент легко установить, наблюдая за экраном осциллографа: перед заклиниванием постоянная до этого амплитуда осевых усилий начинает быстро увеличиваться (рис. 1, б). После охлаждения шлицевого соединения смазка в нем менялась. Для смазки шлицевого соединения в процессе испытаний применялась жировая смазка 1-13 по ГОСТ 1631—61.

Графики зависимости температуры нагрева от времени работы шлицевого соединения приведены на рис. 2. Описанные исследования проводились при различных углах наклона карданного вала на стенде.

На основании данных, полученных в результате обработки осциллограмм, построен ряд графиков, показывающих зависимость интенсивности нагрева шлицевого соединения от величины крутящего момента при различных углах наклона карданного вала за первые 10 мин работы шлицевого соединения (рис. 3, а), зависи-

мость величины коэффициента трения в шлицевом соединении от передаваемого крутящего момента при различных углах наклона карданного вала (рис. 3, б), зависимость величины коэффициента трения от температуры нагрева шлицевого соединения (рис. 4, а), зависимость величины коэффициента трения от средней скорости скольжения в шлицевом соединении (рис. 4, б). Для построения последнего графика необходимо знать величины перемещений s шлицевых деталей относительно друг друга при различных углах наклона карданного вала. Эти величины были получены непосредственным измерением на стенде и приведены в табл. 1.

Таблица 1

Угол наклона карданного вала, γ	5°35'	12°	16°
Ход s , мм	5,1	11,5	13,5

Средняя скорость скольжения v определяется по формуле

$$v = \frac{sn}{30},$$

где n — число двойных ходов в минуту (определяется по осциллограмме).

Выводы

1. В процессе исследования шлицевого соединения карданного вала отработана методика и определены основные параметры (коэффициенты трения, интенсивность нагрева), с помощью которых могут производиться сравнительные стендовые испытания подвижных шлицевых соединений различных карданных передач.

Предлагаемая методика позволяет значительно сократить время испытания шлицевого соединения, так как вместо длительных износных испытаний на стенде достаточно определить параметры, от которых зависит износ.

2. При износе в стендовых условиях происходит периодический перенос металла с поверхности более мягкой детали (вилки) на поверхность более твердой (шлицевого вала). Перенос и налипание металла происходит только при высоком нагреве (150 °С) трущихся поверхностей. После охлаждения налипший металл истирается и процесс повторяется.

3. Шлицевая вилка изнашивается быстрее и более равномерно. Наибольший износ шлицевых пазов вилки составляет 0,11 мм, наименьший 0,06 мм за 64 ч работы при значении крутящего момента

300 кгм. Наибольший износ шлицевого вала 0,08 мм, наименьший 0,01 мм. Наибольшая разница в толщине отдельных шлицев вала достигала 0,08 мм; наибольшая разница в ширине шлицевого паза вилки 0,04 мм.

4. Износ, наблюдаемый при стендовых испытаниях шлицевого соединения, отличается от износа при эксплуатации, так как здесь основную роль играет нагрев и схватывание первого и второго рода, а в эксплуатационных условиях происходит преимущественно абразивный и окислительный износ при микроперемещениях.

5. Износные явления при трении скольжения не имеют аналогии с такими же явлениями при трении качения, поэтому повышение

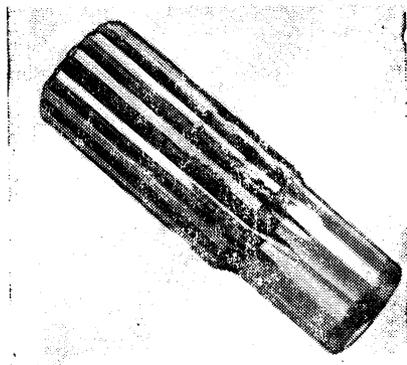


Рис. 5. Вал с оплавленными шлицами

нагрузочного режима не дает возможности сократить время испытаний, так как характер износа резко меняется. Исследование перемещений в шлицевом соединении карданного вала на автомобилях в эксплуатационных условиях [1] показывает, что осевые перемещения имеют место в основном при малой величине или при отсутствии крутящего момента в трансмиссии. При значительных крутящих моментах перемещений не наблюдается, так как силы трения в шлицевом соединении превышают

осевые усилия в карданной передаче. Если же при стендовых испытаниях создать условия работы, аналогичные эксплуатационным, то по времени стендовые испытания не будут отличаться от натуральных на автомобиле.

6. Коэффициент трения в шлицевом соединении при испытаниях на стенде колеблется от 0,05 до 0,20 в зависимости от условий работы. Величина осевого усилия при передаче момента 400 кгм достигает 2700—3000 кг (без заклинивания шлицевого соединения).

7. При налипании металла коэффициент трения превышает 0,3; при этом происходит быстрый разогрев соединения и заклинивание с оплавлением шлицев на валу (рис. 5).

8. Коэффициент трения при нормальной температуре равен в среднем 0,12—0,14. При нагреве до 100—120 °С он снижается до 0,05, а затем резко возрастает.

9. С возрастанием скорости относительного скольжения в шлицевом соединении коэффициент трения снижается.

10. При стендовых испытаниях шлицевого соединения в короткий срок могут быть получены параметры, определяющие износ:

температура нагрева, коэффициент трения, интенсивность нагрева. Эти параметры могут быть применены как при расчете карданной передачи, так и при сравнительной оценке шлицевых соединений различных конструкций, при подборе твердости поверхностей, класса шероховатости, посадки шлицевых деталей, при подборе смазки.

Л и т е р а т у р а

1. *Автушко В. П., Ковальков А. Т.* Экспериментальное исследование перемещений в шлицевых соединениях трансмиссии автомобиля. В сб.: «Машиностроение и металлообработка», № 2. Минск, 1968. 2. *Щербов В. М., Фридрих А. В.* Универсальный стенд для испытания карданных передач. «Промышленность Белоруссии», 1966, № 8.

Ю. Б. Беленький, Н. Ф. Метлюк,
В. П. Автушко, Л. Л. Борисов

АВТОМАТИЧЕСКОЕ РЕГУЛИРОВАНИЕ ЗАЗОРОВ В ФРИКЦИОННЫХ ПАРАХ ТОРМОЗОВ

Эксплуатационная надежность автомобилей всех типов в значительной мере зависит от безаварийной работы тормозной системы. Обеспечение оптимального зазора между элементами трущихся пар тормозов необходимо для достижения минимального тормозного пути и сохранения прямолинейного движения при торможении. Необходимо также, чтобы зазоры между элементами фрикционных пар отдельных колес были взаимно равны. Увеличение зазоров влечет за собой увеличение времени полного срабатывания тормозов (вследствие повышения расхода рабочей среды на одно торможение), снижение эффективности торможения и, следовательно, увеличение тормозного пути. Различие в величине зазоров отдельных колес приводит к неодновременному схватыванию и различной эффективности тормозов, что может вызывать нарушение устойчивости движения автомобиля при торможении. Последнее объясняется тем, что в динамике работы тормозного привода давления равны только в местах разветвления привода, что является следствием общих свойств гидравлических и пневматических систем.

Падение эффективности тормозного механизма с пневмоприводом при увеличении зазоров в фрикционных парах происходит, как известно, вследствие уменьшения так называемой «эффективной рабочей площади» большинства применяемых тормозных пневмокамер по мере перемещения их штока и диафрагмы, а также вследствие некоторого уменьшения крутящего момента на валу разжимного кулака $M_{в.к}$ (при данном значении силы на штоке камеры $P_{шт}$) по мере отклонения рычага разжимного кулака от положения, перпендикулярного к оси штока тормозной камеры. Это отклонение рычага от перпендикулярного положения тем больше (при равных прочих условиях), чем больше величина зазоров в фрикционных парах тормоза.

Для обеспечения оптимальных величин зазоров необходимо регулировать зазоры по мере износа накладок. Это особенно важно для гидравлических систем, у которых запас жидкости ограничен. Поэтому регулировать такие гидравлические системы, как правило, приходится чаще.

Ручное регулирование зазоров в тормозах является трудоемкой операцией, и обслуживание тормозов влечет за собой значительное увеличение расходов на эксплуатацию автомобиля. Поэтому почти одновременно с появлением гидравлических тормозных приводов возникла необходимость автоматизации операций регулирования зазоров между фрикционными парами.

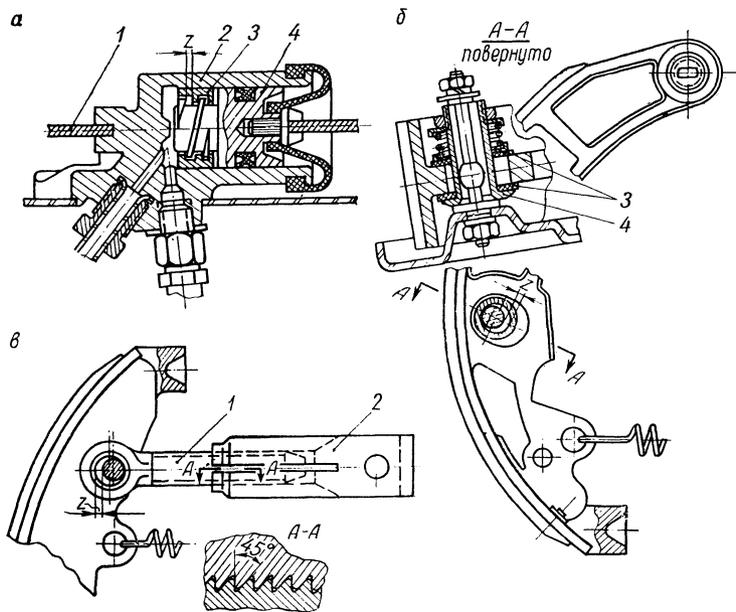


Рис. 1. Схемы автоматических механических регуляторов зазоров в колодочных тормозах с гидроприводом:

а — фрикционное кольцо на поршне цилиндра; *б* — фрикционные устройства в колодках; *в* — гребенчатое устройство со ступенчатым регулированием

В тормозах с гидравлическим приводом регулировочное устройство устанавливается внутри колодочного или дискового тормозного механизма и воздействует непосредственно на колодки (диски) или на поршни, раздвигающие колодки (диски). Возможны также варианты регулировочных устройств, устанавливаемых в магистрали гидропривода и действующих на поршни рабочего цилиндра тормоза посредством тормозной жидкости.

Следует отметить, что в обычных тормозах с пневмоприводом, имеющих тормозную камеру и разжимной кулак, регулировочное устройство (автоматическое или ручное) должно устанавливаться на участке между разжимным кулаком и диафрагмой тормозной камеры.

Автоматические регуляторы зазоров в тормозах с гидроприводом можно условно разделить на механические, гидравлические и смешанные. Примером механических регуляторов могут служить регуляторы, показанные на рис. 1 и 2.

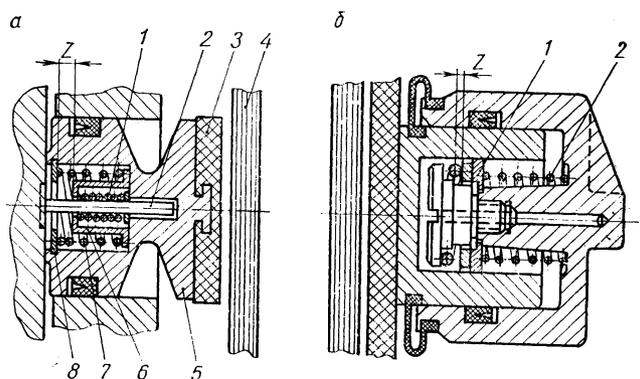


Рис. 2. Схемы механических автоматических регуляторов зазоров в дисковых тормозах с гидроприводом «Duplon» (а) и «Budd» (б)

На рис. 1, а представлена схема бесступенчатого регулятора с фрикционным пружинным кольцом в рабочем цилиндре. При торможении под действием давления жидкости в колесном цилиндре 2 поршень 4 за счет люфта z в специальной резьбе, соединяющей пружинное кольцо 3 и поршень, передвигается и прижимает колодку 1 к барабану. По мере износа фрикционной накладки поршень 4 под действием высокого давления в гидросистеме передвигает пружинное кольцо 3 относительно цилиндра 2 на величину износа накладки, преодолевая при этом силу трения кольца 3 в цилиндре. При оттормаживании поршень под действием пружины, стягивающей колодки, возвращается назад на величину зазора z в резьбах пружинного кольца и поршня. Стяжная пружина не может передвинуть кольцо, так как ее усилие меньше силы трения кольца в цилиндре. Следовательно, происходит ограничение обратного хода поршня и колодки.

Фрикционное устройство в колодках изображено на рис. 1, б. При торможении колодка 1 вместе с фрикционными шайбами 3 и втулкой 4 перемещается к барабану за счет зазора z между втулкой 4 и пальцем 2. При увеличении зазора между барабаном и фрикционной накладкой в результате износа перемещение колодки при максимальном торможении увеличивается и становится больше радиального зазора z . В этом случае втулка 4 упирается в палец 2 и происходит перемещение колодки относительно втулки 4, благодаря чему происходит корректировка зазора.

Регулятор с гребенчатым (или цанговым) устройством (рис. 1, в) работает следующим образом. При износе накладки шток 1 перемещается относительно цанги 2. В этом регуляторе в отличие от рассмотренных происходит ступенчатое регулирование зазоров.

На рис. 2, а представлена схема автоматического регулятора зазоров в дисковых тормозах фирмы «Duplon». При максимальном

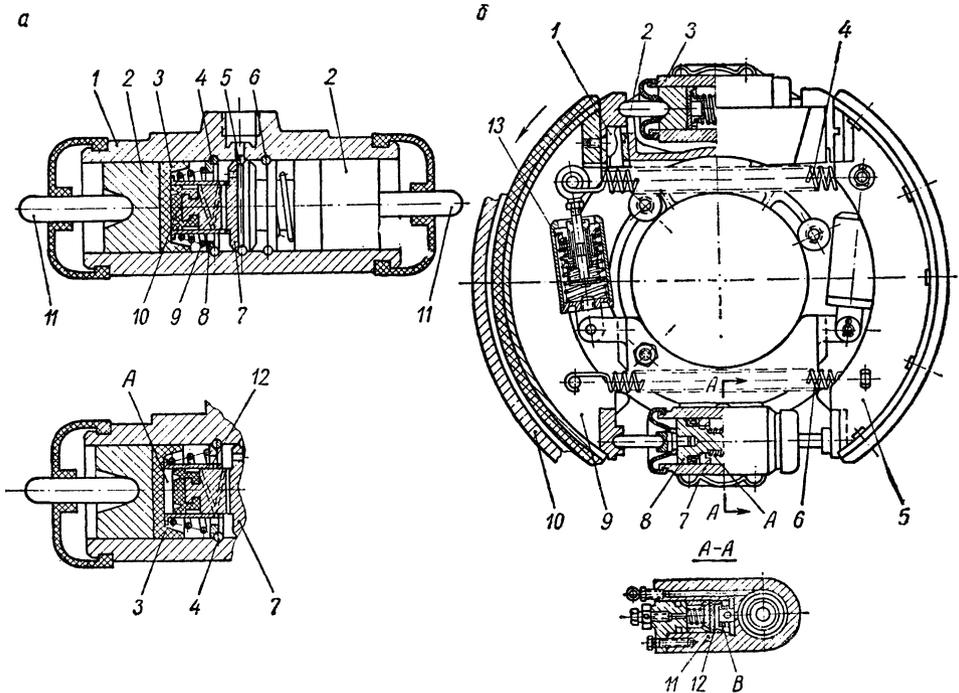


Рис. 3. Схемы автоматических регуляторов зазоров в тормозах с гидроприводом:

а — гидравлический регулятор; б — смешанный

торможении поршень 5 перемещается в крайнее правое положение на величину зазора z между накладкой 3 и тормозным диском 4, при этом сжимается возвратная пружина 7, и зазор между корпусом гильзы 6 и шайбой 8 выбирается. Установка зазора происходит следующим образом. При износе накладки 3 полное перемещение поршня 5 при максимальном торможении станвится больше величины z , вследствие чего шайба 8, воздействуя на гильзу 6, перемещает удерживающую пружину 1, которая одета с натягом на неподвижный стержень 2. Таким образом происходит приближение фрикционной накладки к тормозному диску.

В автоматическом регуляторе фирмы «Budd» (рис. 2, б) коррек-

тировка зазора при максимальном торможении происходит за счет перемещения поршня 2 относительно пружинной шайбы 1.

Примером гидравлического и смешанного регулятора могут служить регуляторы, показанные на рис. 3. Внутри цилиндра 1 (рис. 3, а) имеются перегородки 7, снабженные отверстиями для протекания жидкости к поршням с манжетами 10. Поршни могут перемещаться в гильзах, опирающихся на манжеты 3. Гильзы 12 прижимаются к манжетам 10 пружинами 9. Другим концом пружины 9 опираются на кольца 8, удерживаемые стопорными кольцами 4 и 6. Перегородки 7 правой и левой частей цилиндра имеют возможность передвигаться между стопорными кольцами 4 и 6.

При торможении жидкость действует на всю поверхность манжеты 3, так как в пространство А жидкость проникает через специальные канавки в манжете 10, отгибая язычки манжеты. Поэтому при торможении в пространстве А давление приблизительно равно давлению в тормозном трубопроводе. Перегородки 7 при торможении передвигаются от кольца до стопорных колец 4 и 6. Гильза 12 все время прижимается к манжете 3 пружиной 9. Сила, разжимающая колодки, равняется силе обычных колесных тормозных цилиндров.

Возвращение поршней 2 при оттормаживании происходит в два этапа. На первом этапе поршни 2, манжеты 3, гильзы 12 и перегородки 7 с поршнями и манжетами 10 передвигаются до тех пор, пока перегородки 7 не подойдут к стопорным кольцам 4 и 6. По окончании первого этапа возможно протекание рабочего процесса в двух направлениях. Первый, когда между накладками и барабаном уже установлен зазор, и второй, когда зазора нет и колодки поджимаются барабаном. В первом случае в пространстве А устанавливается давление, созданное упругой силой пружин, стягивающих колодки, при этом необходимо удельное давление между фланцем гильзы 12 и манжетой 3 выбирать большим, чем давление в полости А, чтобы жидкость не перетекала из пространства А в общую полость цилиндра.

Первый случай соответствует торможению с небольшими усилиями, так как при применении описываемой конструкции расстояние между стопорными кольцами 4, 5 и 6 выбирается небольшим.

Во втором случае сумма деформаций тормозного механизма, приведенных к оси тормозного цилиндра, больше, чем возможное перемещение перегородки 7 между стопорными кольцами 4 и 5. В этом случае барабан, форма которого после окончания торможения восстанавливается, оказывает весьма значительное давление на тормозные колодки, толкатели 11, поршни 2, манжеты 3 и стремится переместить все перечисленные детали и гильзу 12 в сторону уменьшения объема А. Благодаря этому в полости А повышается давление, которое становится большим, чем давление между фланцем гильзы 8 и манжетой 3. Давление в полости А заставляет часть

жидкости перетечь в общую полость цилиндра. Это влечет за собой возникновение зазора между барабаном и накладками.

Для колодочных тормозных механизмов с воздействием одной колодки на другую разработана специальная система регулирования (рис. 3, б). Регулирование в этой системе происходит при низком давлении. При повышении давления в тормозной магистрали тормозная жидкость поступает в верхний рабочий цилиндр 3 и в нижний регулировочный цилиндр 7. Пружина 4 рассчитана на значительно большую упругую силу, чем пружина 6, поэтому поршни нижнего цилиндра начинают расходиться и прижимать нижние концы колодок, в то время как поршни верхнего цилиндра и соответственно верхние концы колодок еще не раздвигаются.

На первом этапе работы устройства жидкость, поступающая в нижний цилиндр, передвигает поршень 11 до упора и в случае износа накладок пропускает через манжету 12 необходимое количество жидкости в пространство В и оттуда в пространство А, что и вызывает расхождение поршней 8 нижнего регулировочного цилиндра. Только после того как нижние концы колодок лягут своими накладками на барабан, давление в верхнем и нижнем цилиндрах может стать больше давления, равного частному от деления силы пружины на площадь поршня верхнего цилиндра. После этого раздвигаются поршни верхнего цилиндра и система работает, как описано выше.

Необходимо отметить, что реакция от колодки 9, передаваемая через поршни нижнего цилиндра на колодку 5, заставит поршни 8 несколько сойтись за счет обратного хода вспомогательного поршня 11 до упора в крышку. После этого жидкость внутри цилиндра 7 оказывается запертой, и каждому перемещению одного поршня будет соответствовать равное перемещение противоположащего поршня того же цилиндра. Колодка 9 под воздействием толкателя верхнего цилиндра и сил трения несколько переместится по направлению стрелки и заставит сдвинуться колодку 5, точка опоры которой лежит на площадке 2, жестко связанной с суппортом.

При помощи описанного гидравлического регулятора производится регулировка зазоров в нижней части колодок. Зазоры в верхней части тормоза регулируются двумя цанговыми регуляторами 13.

На рис. 4 показан автоматический регулятор зазоров в тормозе с пневмоприводом. Для этого типа регулятора характерно применение храпового устройства или муфты свободного хода, расположенных между тягой диафрагмы и разжимным кулаком. При торможении рычаг 1 под действием штока тормозной камеры поворачивается по часовой стрелке и усилие через собачку 3 передается обойме 7 и валу разжимного кулака 2, которые при максимальном торможении поворачиваются на угол δ относительно храпового колеса 4. По мере износа накладок обоймы 7 поворачивается на угол,

больший δ ; вместе с ней перемещается храповое колесо 4 и фиксируется в новом положении собачкой 5, закрепленной на неподвижной опоре 6. При оттормаживании обойма 7 поворачивается назад против часовой стрелки на угол δ , обеспечивающий необходимый зазор между колодками и барабаном.

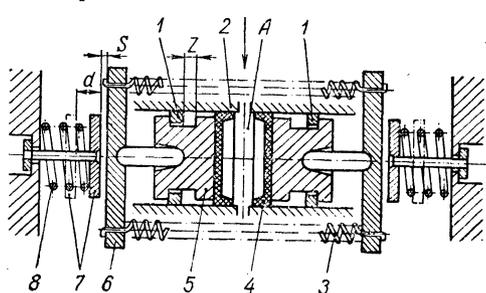
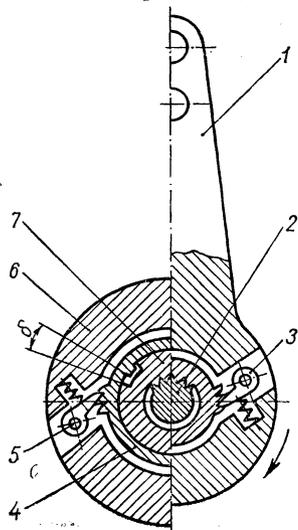


Рис. 5. Теоретическая модель автоматического регулятора зазоров:

1 — кольцо; 2 — цилиндр; 3 — стягивающие пружины; 4 — манжета; 5 — поршень; 6 — колодки; 7 — барабан; 8 — упругость барабана и накладок

Рис. 4. Автоматический регулятор зазоров в тормозе с пневмоприводом

Из теоретической модели автоматического регулирования зазоров (рис. 5) видно, что приведенный зазор в регуляторе z , приведенный регулируемый зазор между фрикционными парами тормоза s и сумма приведенных деформаций барабана и других силовых элементов тормоза d находятся в зависимости

$$s = z - d. \quad (1)$$

Величина d состоит из силовой деформации d_Q , т. е. деформации силовых элементов (барабана, колодок и др.) тормоза, происходящей от силового воздействия поршней на колодки и барабан, и из тепловой деформации d_t . С учетом этих деформаций выражение (1) примет вид

$$s = z - (d_Q + d_t). \quad (2)$$

Величина z устанавливается в рассмотренных и во всех известных автоматических регуляторах исходя из максимального значения d'_Q , получаемого при торможении с максимальной эффективностью, с учетом максимальной температурной деформации d'_t . Эти величины деформаций d'_Q и d'_t являются переменными в широких пределах. Величина d'_Q зависит от многих факторов, в

частности, от величины максимального давления рабочей среды (воздуха или жидкости) в тормозной системе, от случайных возможных изменений коэффициента трения μ фрикционной пары тормоза, от толщины и материала накладки и т. д. Максимальное давление воздуха в пневмосистеме изменяется в пределах регулирования, задаваемых автоматическим регулятором давления, а в отдельных случаях может оказываться и меньше нижнего предела регулирования. У легковых автомобилей с гидравлическим тормозным приводом без усиления максимальное давление зависит от физической силы водителя.

Температурная деформация d'_t при максимальном торможении также величина переменная и зависит от режима торможения, температуры окружающей среды, режима движения автомобиля, температуры деталей тормоза в результате частичного торможения, предшествовавшего данному максимальному торможению, при котором происходит регулировка зазора, и т. д. При эксплуатации автомобиля величина зазора s изменяется в зависимости от режимов следующих друг за другом торможений, обуславливающих износ накладок. По мере износа накладок при частичных служебных торможениях (максимальные торможения в практике встречаются сравнительно редко) зазор s увеличивается.

Таким образом, можно отметить следующие основные недостатки описанных и других известных автоматических регуляторов, корректирующих зазоры при максимальном торможении: 1) вследствие неизбежных по указанным причинам деформаций d'_Q и d'_t в широких пределах при максимальном торможении невозможно достигнуть при таких регуляторах приемлемой стабильности зазоров s в тормозах; 2) высокая степень влияния величин d'_Q и d'_t на зазор s , так как величина зазора s , будучи очень малой (0,1—0,5 мм), возникает вследствие разности сравнительно больших величин z , d'_Q и d'_t , значения которых во многих случаях достигают 10 мм и более; 3) при применении регуляторов, устанавливающих зазоры в зависимости от максимального тормозного усилия, неизбежно увеличение зазоров s вследствие износа накладок при служебных частичных торможениях.

Сравнительный анализ различных схем автоматических регуляторов зазоров позволил установить, что для обеспечения надежного и стабильного регулирования зазоров и устранения указанных недостатков регуляторов необходимо применение таких новых регуляторов, которые регулировали бы зазор при малом постоянном давлении в рабочих органах тормозов. Такой регулятор должен удовлетворять следующим основным требованиям: 1) регулировку зазора следует производить при возможно более низком давлении P_p , которое, однако, должно быть выше давления, создаваемого пружинами, стягивающими колодки. При соблюдении данного тре-

бования корректировка зазора происходит при каждом, даже малом, служебном торможении, благодаря чему достигается стабильность заданной величины зазора s при любых износах фрикционных накладок; 2) давление p_p , при котором прекращается действие регулятора, должно быть постоянным, так как изменение величины давления p_p в процессе эксплуатации влечет за собой соответствующее изменение величины регулируемого зазора s ; 3) тепловые изменения в тормозной жидкости и в деталях тормоза не должны вызывать самопроизвольного частичного притормаживания; 4) рабочие характеристики регулятора в процессе эксплуатации должны быть стабильны; 5) регулятор должен отличаться не только простой конструкции, но и низкой стоимостью эксплуатации.

Примером регулятора, корректирующего зазор при низком давлении, может служить гидравлический регулятор, показанный на рис. 3.

Выводы

1. Рассмотренные автоматические регуляторы, корректирующие зазоры только при максимальном торможении, в большинстве случаев являются неприемлемыми. Они могут использоваться только в тех случаях, когда обеспечивается постоянство силовых d'_q и температурных d'_t деформаций при максимальном торможении и когда сравнительно часто имеют место такие торможения, при которых происходит срабатывание регулятора.

2. Для обеспечения стабильного заданного значения зазора s в тормозах вне зависимости от режимов торможения и возможных колебаний максимальных давлений в тормозном приводе при максимальных торможениях необходимо применение автоматических регуляторов, производящих корректирование требуемого зазора s при низком давлении p_p в рабочих органах тормозов. Причем давление, при котором происходит автоматическая настройка регулятора на требуемый зазор s , должно быть, с одной стороны, возможно малым, чтобы малые служебные торможения не вызывали нежелательных отклонений зазора s от заданного значения, а с другой стороны, должно быть выше давления, создаваемого пружинами, стягивающими колодки, чтобы исключалось влияние этих пружин на работу регулятора.

В. П. Автушко, А. Т. Ковальков

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ В ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ ТРАНСМИССИИ АВТОМОБИЛЯ

Работа трения в шлицевом соединении, определяющая износ контактирующих поверхностей этого соединения, зависит от удельного давления в контакте и перемещений сопряженных шлицевых деталей. В данной статье описана методика и некоторые результаты замеров перемещений в скользящем шлицевом соединении карданного вала и в соединении полуось — полуосевая шестерня автомобилей ГАЗ-53А и МАЗ-500.

В основном работы по исследованию шлицевого соединения карданной передачи посвящены определению коэффициента трения в шлицевом соединении [1, 2, 3]. А. Г. Выгонный [1] измерял относительные перемещения в скользящем шлицевом соединении карданной передачи при трогании (для определения коэффициента трения) и движении автомобиля. При замерах перемещений в движении автомобиля не записывался крутящий момент. Однако одновременная запись перемещений и крутящего момента очень важна для последующего установления характера и причин относительных перемещений в шлицевом соединении. Аналогичных исследований по полуосям не проводилось.

Схема замера осевых перемещений в шлицевом соединении карданного вала приведена на рис. 1. На шлицевой втулке 5 карданного вала неподвижно укреплен стержень 1, на конце которого находится изолированный от него скользящий контакт 2. Реостат 3, по которому скользит контакт 2, неподвижно укреплен на шлицевом валу 4. Проводники от скользящего контакта 2 и реостата 3 идут на проходной токосъемник, укрепленный на трубе карданного вала. Каждому положению

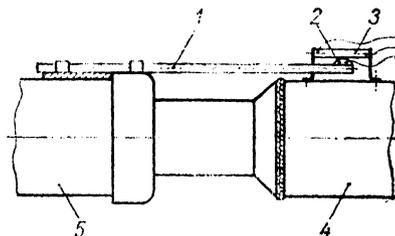


Рис. 1. Схема замера перемещений в шлицевом соединении карданного вала:

1 — стержень; 2 — скользящий контакт;
3 — реостат; 4 — шлицевый вал; 5 — шлицевая втулка

скользящего контакта на реостате соответствует определенное положение луча шлейфа на экране осциллографа.

По описанной схеме замерялись перемещения в шлицевом соединении карданного вала автомобиля ГАЗ-53А и МАЗ-500. Перемещения полуосей в автомобилях ГАЗ-53А и МАЗ-500 замерялись по-разному в связи с различием в конструкции задних мостов и самих полуосей автомобилей, но датчик применялся один и тот же.

Конструкция датчика перемещений и расположение его в полуоси автомобиля ГАЗ-53А показаны на рис. 2. Корпус датчика 14 с одной стороны закрыт крышкой 13, в отверстии которой ходит

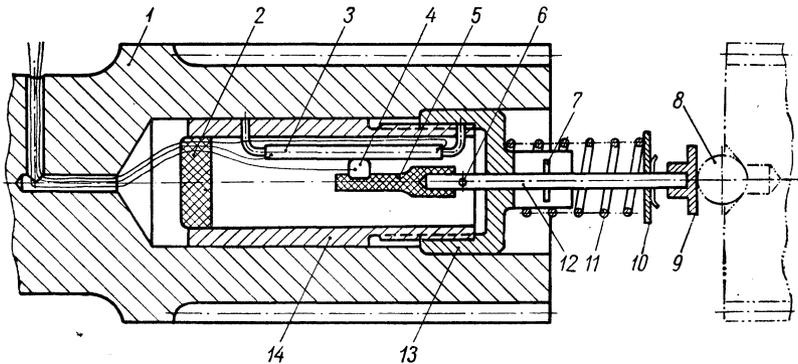


Рис. 2. Датчик для измерения перемещений полуоси:

1 — полуось; 2 — пробка; 3 — реостат; 4 — скользящий контакт; 5 — держатель скользящего контакта; 6 — ограничительный штифт; 7 — направляющий штифт; 8 — опорный шарик; 9 — упорная шайба; 10 — упорная шайба; 11 — пружина; 12 — стержень; 13 — крышка; 14 — корпус датчика

стержень 12. На конце стержня 12, находящемся внутри корпуса датчика, на текстолитовом держателе 5 расположен упругий скользящий контакт 4, постоянно соприкасающийся с реостатом 3. Реостат 3 неподвижно укреплен внутри корпуса датчика 14. Пружина 11 через упорную шайбу 10 заставляет стержень 12 выдвигаться из корпуса датчика. Перемещение стержня вправо ограничивается штифтом 6. От проворачивания стержень 12 удерживается штифтом 7, который скользит в пазу выступа крышки 13. На конце стержня 12 напрессован упор 9, опорой для которого при работе датчика является шарик 8, укрепленный эпоксидной смолой в центром отверстия противоположной полуоси.

Датчик размещается в сверлении полуоси 1. Датчик, чтобы смазка не попадала внутрь его корпуса, со стороны крышки закрывается резиновым колпачком, а с другой стороны — пробкой 2. Проводники от реостата и скользящего контакта через пробку 2 и сверления в полуоси идут к торцевому токосъемнику, установленному на противоположной стороне полуоси. Длина стержня 12 датчика дол-

жна выбираться так, чтобы после установки и закрепления полусей скользящий контакт 4 находился примерно на середине реостата 3. Перемещение скользящего контакта при замерах равно суммарному перемещению двух полусей относительно полуосевых шестерен, которые можно считать неподвижными, так как они постоянно прижимаются торцами к стенкам корпуса дифференциала.

При замерах перемещений полуоси автомобиля МАЗ-500 датчик крепился неподвижно на крышке ступицы ведущего колеса автомобиля, а стержень со скользящим контактом датчика упирался в торец полуоси, так что любое перемещение полуоси сопровождалось изменением положения скользящего контакта.

При тарировке датчиков карданного вала и полуоси измерительная аппаратура регулировалась так, что перемещению скользящего контакта датчика в 1 мм соответствовало перемещение луча на экране осциллографа в 3 мм, т. е. масштаб записи перемещений равнялся 3 : 1 (для перемещений полуоси автомобиля МАЗ-500 масштаб равнялся 6 : 1). Такой масштаб вполне достаточен для того, чтобы зафиксировать на пленке перемещения в шлицевом соединении свыше 0,15 мм (это толщина намотки реостата).

Одновременно на пленку записывались три процесса: перемещения в шлицевом соединении карданного вала, перемещения полуоси и крутящий момент (датчики крутящего момента у автомобиля ГАЗ-53А наклеивались на полуоси, у автомобиля МАЗ-500 — на кожухе полуоси). Сигналы от датчиков крутящего момента через усилитель ТА-5 подавались на осциллограф К-12-21. Датчики перемещений непосредственно соединялись с осциллографом. Питание осциллографа и усилителя осуществлялось от четырех аккумуляторных батарей 6СТ-128, которые были установлены в кузове автомобиля. Осциллограф и усилитель располагались на специальной подставке в кабине водителя.

При движении автомобиля карданный вал нагружается не только вращающим моментом, но и осевыми силами, возникновение которых связано с изменением длины вала при прогибе рессор. Из полученных осциллограмм (рис. 3) видно, что длина карданного вала (за счет перемещения в скользящем шлицевом соединении) свободно изменяется лишь только при величинах крутящего момента, близких к нулю, т. е. тогда, когда карданный вал почти не нагружен крутящим моментом. При нагружении карданного вала значительным моментом силы трения в шлицевом соединении превышают осевые усилия, возникающие в карданном валу при движении автомобиля. Вследствие этого осевых перемещений в шлицевом соединении не наблюдается, и можно полагать, что все колебания заднего моста полностью передаются через карданный вал коробке передач и двигателю.

Отсутствие перемещений в шлицевом соединении карданного вала при передаче крутящего момента отрицательно сказывается на

работоспособности всего автомобиля, поэтому в последнее время на автомобилях появляются карданные валы с шариковыми и роликовыми шлицевыми соединениями, в которых силы трения умень-

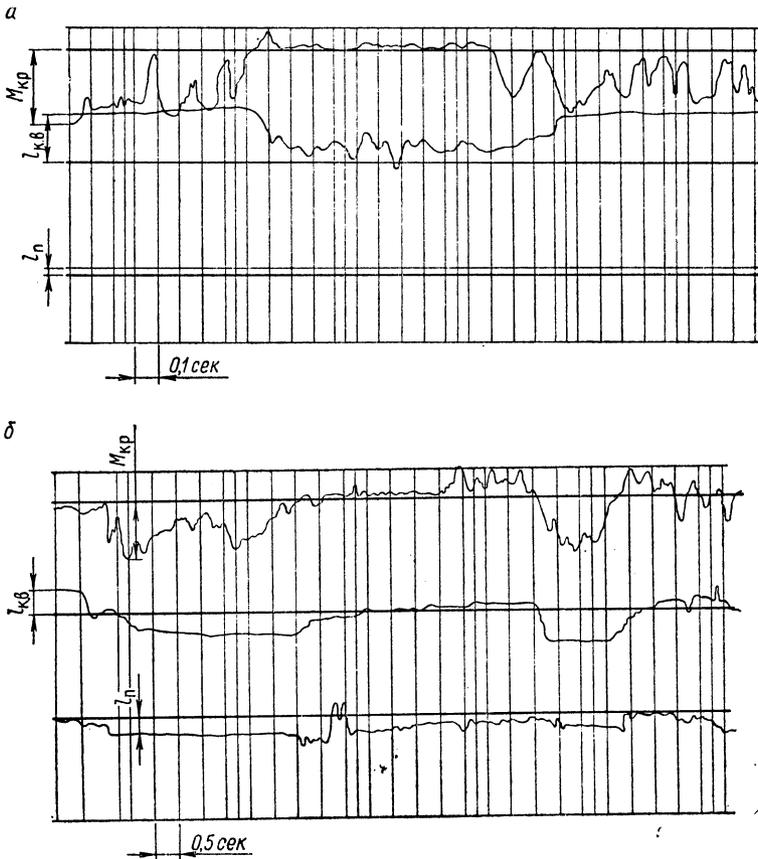


Рис. 3. Осциллограмма перемещений шлицев карданного вала и полуоси автомобилей ГАЗ-53А (а) (скорость записи 60 мм/сек) и МАЗ-500 (б) (скорость записи 12,5 мм/сек)

шаются во много раз вследствие замены трения скольжения трением качения.

Средние значения величин перемещений в шлицевом соединении карданного вала груженого автомобиля МАЗ-500 следующие: при выключенном сцеплении 1,3—3,3 мм, в момент включения передачи 1,0—2,3 мм, при включенной передаче в период разгона 0,6—1,6 мм. Средние скорости скольжения соответственно составляют: 1,0—3,0 мм/сек, 1,5—5,0 мм/сек, 0,1—0,7 мм/сек. Эти величины получены

при движении по асфальтированному шоссе. При движении по неровной дороге и булыжнику величины перемещений и скоростей скольжения в 2—3 раза больше. Перемещения и скорости скольжения в шлицевом соединении карданного вала автомобиля ГАЗ-53А примерно такие же, как и у МАЗ-500.

Перемещения полуосей автомобиля ГАЗ-53А обнаруживаются только при движении по выбоинам, когда деформируется картер заднего моста и резко меняется момент на полуоси. Суммарные перемещения двух полуосей в этом случае достигают 0,7—0,8 мм. В остальных случаях заметных перемещений полуосей не наблюдается.

Полуось автомобиля МАЗ-500 не связана жестко со ступицей колеса, поэтому она имеет возможность перемещаться в осевом направлении. По следам износа на шлицах полуоси видно, что она перемещается относительно полуосевой шестерни, а ведущая шестерня колесной передачи остается жестко связанной с полуосью. Это объясняется тем, что силы трения в шлицевом соединении с ведущей шестерней больше, чем в соединении шестерни с сателлитами колесной передачи. Полуось перемещается в осевом направлении до 2 мм, причем перемещения, как и для карданного вала, имеют место в основном при незначительном крутящем моменте на полуоси.

Выводы

1. При установившемся движении автомобиля и при передаче значительных крутящих моментов относительных перемещений, обусловленных неровностями дороги, в шлицевых соединениях карданной передачи и полуоси с полуосевой шестерней не наблюдается.

2. Отсутствие перемещений при установившемся движении автомобиля объясняется большими силами трения, возникающими в соединении при передаче крутящего момента.

3. Значительные величины перемещений наблюдаются при выключенном сцеплении.

4. Износ шлицевых соединений карданного вала и полуоси вызван не столько осевыми перемещениями, сколько перемещениями боковых поверхностей шлицев относительно друг друга от деформаций при переменном крутящем моменте.

Литература

1. Выгонный А. Г. Уменьшение сил трения в шлицевом соединении карданной передачи. «Автомобильная промышленность», 1966, № 1. 2. Егоров Л. А., Розов Д. К. Об испытаниях автомобильных-карданных передач. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1955, № 2. 3. Куликовская Н. М., Яковлев А. И. К расчету осевых сил карданного вала. «Автомобильная промышленность», 1958, № 8.

В. М. Щебров

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ В КАРДАНЫХ ПОДШИПНИКАХ

Существующие методы расчета карданных роликовых игольчатых подшипников основаны на предположении, что нагрузка равномерно распределяется по длине ролика, а наибольшая нагрузка P_0 на тело качения определяется в соответствии с формулой Штрибека [4]:

$$P_0 = \frac{kQ}{z}, \quad (1)$$

где Q — радиальная нагрузка на подшипник; z — число тел качения; k — коэффициент, который для роликовых подшипников по расчету равен $k = 4$, в работе [1] $k = 4,6$, а в работе [2] $k = 5$.

Увеличивая коэффициент k , стремятся учесть неточность формы деталей подшипника и влияние зазоров.

В силу особенностей передачи усилий в кардане с крестовиной расчет игольчатых карданных подшипников, основанный на указанных предположениях, может дать удовлетворительные результаты только при совокупности следующих условий: 1) радиальный зазор между роликами и шипом крестовины отрицателен или равен нулю; 2) податливость вилок кардана и шипа крестовины в плоскости действия передаваемого усилия равна нулю; 3) упруго-пластические деформации в зоне контакта сопряженных деталей ничтожно малы или равны нулю.

Нарушение любого из этих условий приводит к перекосу оси шипа относительно осей роликов и стакана подшипника.

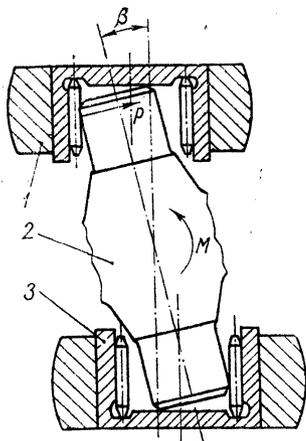


Рис. 1. Изменение взаимного положения шипов крестовины и карданных подшипников под действием передаваемого момента:

1 — вилка кардана; 2 — крестовина; 3 — карданный подшипник; β — угол перекоса осей; P — равнодействующая реакции опоры

В радиальных карданных подшипниках всегда имеется зазор, что приводит к значительному перераспределению нагрузок на тела качения. Как показали наши исследования, изменение зазора в пределах допуска приводит к значительному изменению давления в зоне контакта. Из рис. 1 видно, что значение контактных напряжений является функцией нескольких величин:

$$\sigma = (M, \varepsilon, \delta, c_1, c), \quad (2)$$

где M — передаваемый крутящий момент; ε — радиальный зазор между шипом и роликами; δ — упругие деформации контактирующих тел; c_1, c — жесткости крестовины и вилок.

Как известно, задача о двух цилиндрах конечной длины с пересекающимися осями не имеет общего решения. В частных случаях концентрацию напряжений, вызываемую перекосом осей, можно учитывать коэффициентами, условно увеличивающими радиальную нагрузку. Выбор коэффициентов основан на субъективной оценке условий работы, что приводит к значительному расхождению расчетных и действительных напряжений и долговечностей. Расчет контактных напряжений с учетом радиальных зазоров известен [1], однако в основу этого расчета положен заранее предполагаемый косинусоидальный закон распределения нагрузки по телам качения. Кроме того, считается, что упругие деформации в зоне контакта имеют локальный характер и не влияют на деформацию других участков подшипника. Если такие предпосылки приемлемы для стандартных подшипников, то применение их при расчетах карданных подшипников с большим числом роликов малого диаметра может привести к погрешностям, особенно если учесть современную тенденцию к уменьшению диаметра тел качения и увеличению их числа в карданном подшипнике. В пределе слой игольчатых роликов может рассматриваться в статическом положении как стальная втулка, сопряженная с шипом крестовины с некоторым зазором.

Распределение давления по поверхностям контакта указанных тел рассмотрено в работе И. Я. Штаермана [3], однако ввиду сложности и большой трудоемкости вычислительных работ это решение пока не получило достаточного распространения в инженерной практике. Интегральные уравнения для определения величины контактного давления [3] не могут быть выражены в элементарных функциях, в связи с чем предлагается решение методом конечных разностей, сущность которого состоит в том, что допускается изменение искомой функции не плавно, а скачкообразно. Величина скачков зависит от числа n частей, на которые разбивают интервал изменения искомой функции. В пределе, когда $n \rightarrow \infty$, этим методом можно получить точное решение. Применение вычислительной техники дает возможность принимать значение n достаточно большим и получать решения, практически не отличающиеся от точных.

Решение интегральных уравнений методом конечных разностей для случая сжатия двух цилиндров, радиусы которых почти равны, приводит к следующей системе уравнений для определения контактного давления $p = f(\varphi)$:

$$\sum_{k=1}^n p_k (\Delta_{l-k} + \Delta_{l+k-1} - 2 \cos l\theta \Delta_{k-1}) = (r_2 - r_1) (1 - \cos l\theta), \quad (3)$$

где $k = 1, 2, \dots, n$; $l = 1, 2, \dots, n$;

$$\Delta_i = F(k+1) - F(k) \text{ при } k \geq 0; \Delta_{-k} = \Delta_{k-1} \text{ при } k \geq 1.$$

$$\begin{aligned} \text{Здесь } F(k) = 2\vartheta (r_1 + r_2) \left(\sin k\theta \ln \operatorname{tg} \cdot \frac{|k\theta|}{2} - k\theta \right) + \\ + \nu (r_1 + r_2) \cos k\theta + 2\vartheta rk\theta, \end{aligned} \quad (4)$$

где $\vartheta = \frac{1-\mu^2}{\pi E}$, $\nu = \frac{(1+\mu)(1-\mu)}{2E}$ — упругие постоянные; r_1 — радиус шипа крестовины; r_2 — внутренний радиус втулки, условно заменяющей слой роликов;

$$\theta = \frac{\varphi_0}{n}.$$

Здесь φ_0 — половина угла контакта сопряженных тел.

Полагая, что упругие постоянные для материала шипа крестовины и роликов одинаковы ($\mu = 0,3$; $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ кг/мм}^2$), и учитывая, что $r_2 \approx r_1 = r$, после некоторых преобразований системы (3) получим:

$$\sum_{k=1}^n g_k (2 \cos l\theta \delta_{k-1} - \delta_{l-k} - \delta_{k+l-1}) = 1 - \cos l\theta, \quad (5)$$

где $\delta_i = f(k+1) - f(k)$ при $k \geq 0$; $\delta_{-k} = \delta_{k-1}$ при $k \geq 1$;

$$f(k) = k\theta - 2 \sin k\theta \ln \operatorname{tg} \cdot \frac{|k\theta|}{2} - c \cos k\theta, \quad (6)$$

где $c = \frac{2\pi}{7}$.

Давление в зоне контакта

$$p_k = \frac{\varepsilon}{2\vartheta r} \cdot g_k, \quad k = 1, 2, \dots, n, \quad (7)$$

где $\varepsilon = r_2 - r_1$.

Таким образом, $g = f(\varphi) = f(k\theta)$; $\varphi = k\theta$.

Решив систему (5) относительно g_k , можно легко найти давление в любой точке контакта с учетом радиального зазора ε , радиуса шипа крестовины и упругих свойств материала деталей подшипника.

В табл. 1 приведены величины g_k для различных значений угла контакта φ_0 , полученные решением системы (5) на цифровой вычислительной машине.

Карданные подшипники имеют малый угол качения и для расчета этих подшипников достаточно знать контактные напряжения для одного-двух наиболее нагруженных роликов. В связи с этим в табл. 1 приведены значения g_k , необходимые для расчета p_k на участке двух наиболее нагруженных роликов. Число частей, на которые делят интервал половины угла контакта φ_0 , равно:

$$n = 10 \quad \text{для } 8^\circ < \varphi_0 < 24^\circ \quad \text{и} \quad n = 20 \quad \text{для } 24^\circ < \varphi_0 \leq 60^\circ.$$

Угол контакта φ_0 можно определить из условия

$$\int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi) r \cos \varphi d\varphi = R$$

или

$$\frac{R}{r} = \int_{-\varphi_0}^{\varphi_0} p(\varphi) \cos \varphi d\varphi, \quad (8)$$

где $R = \frac{Q}{l_p}$ — интенсивность нагрузки по длине шипа крестовины, $\kappa\Gamma/\text{мм}$; Q — радиальная нагрузка, $\kappa\Gamma$; l_p — рабочая длина ролика, мм .

Принимая во внимание симметричность распределения давлений относительно наиболее нагруженной точки, а также полагая при

$$(k-1)\theta < \varphi < k\theta \quad (8')$$

$$p(\varphi) = p_k, \quad k = 1, 2, 3, \dots, n,$$

получим

$$2 \sum_{k=1}^n p_k \int_{(k-1)\theta}^{k\theta} \cos \varphi d\varphi = 2 \sum_{k=1}^n p_k [\sin k\theta - \sin(k-1)\theta] = \frac{R}{r}. \quad (9)$$

Подставляя значение p_k из уравнения (7), найдем

$$\frac{R}{E\varepsilon} = \frac{\pi}{0,91} \sum_{k=1}^n g_k [\sin k\theta - \sin(k-1)\theta]. \quad (10)$$

Таблица 1

$k \backslash \psi_0$	8°	10°	12°	14°	16°	18°	20°	22°	24°
1	0,02376	0,03015	0,03676	0,04365	0,05084	0,05838	0,06633	0,07474	0,08253
2	0,02353	0,02985	0,03640	0,04322	0,05033	0,05780	0,06566	0,07399	0,08232
3	0,02306	0,02925	0,03567	0,04234	0,04931	0,05662	0,06432	0,07247	0,08190
4	0,02234	0,02330	0,03454	0,04100	0,04774	0,05481	0,06226	0,07013	0,08125
5	0,02133	0,02705	0,03298	0,03914	0,04557	0,05231	0,05941	0,06691	0,08040
6	0,02001	0,02537	0,03092	0,03669	0,04272	0,04902	0,05566	0,06268	0,07931
7	0,01831	0,02321	0,02828	0,03355	0,03904	0,04480	0,05085	0,05725	0,07799
8	0,01611	0,02041	0,02486	0,02949	0,03430	0,03935	0,04465	0,05025	0,07642
9	0,01317	0,01669	0,02032	0,02408	0,02801	0,03211	0,03643	0,04098	0,07460
10	0,00887	0,01124	0,01367	0,01620	0,01883	0,02158	0,02447	0,02751	0,07250

$k \backslash \psi_0$	28°	32°	36°	40°	44°	48°	52°	56°	60°
1	0,10193	0,12447	0,15130	0,18417	0,22585	0,28112	0,35889	0,47804	0,68690
2	0,10166	0,12414	0,15090	0,18368	0,22526	0,28038	0,35794	0,47677	0,68508
3	0,10114	0,12349	0,15011	0,18271	0,22406	0,27889	0,35603	0,47423	0,68144
4	0,10034	0,12252	0,14891	0,18125	0,22226	0,27663	0,35315	0,47039	0,67595
5	0,09927	0,12120	0,14731	0,17928	0,21984	0,27361	0,34928	0,46525	0,66858
6	0,09792	0,11954	0,14528	0,17680	0,21678	0,26979	0,34440	0,45875	0,65927
7	0,09628	0,11753	0,14282	0,17379	0,21307	0,26316	0,33848	0,45086	0,64796
8	0,09434	0,11514	0,13990	0,17022	0,20867	0,25967	0,33146	0,44151	0,61900
9	0,09207	0,11236	0,13650	0,16606	0,20356	0,25329	0,32329	0,43064	0,60110
10	0,08946	0,10916	0,13259	0,16128	0,19768	0,24595	0,31391	0,41815	0,58070

Решение уравнения (10) дает зависимость $\frac{R}{E\varepsilon} = f(\varphi_0)$, которая графически представлена на рис. 2.

Нагрузка P_p , приходящаяся на наиболее нагруженный ролик, может быть определена из выражения

$$P_p = 2 \int_0^{\alpha} p(\varphi) L_p r d\varphi, \quad (11)$$

где r — радиус шипа крестовины; $\alpha = \frac{360}{2z}$ — центральный угол шипа, соответствующий половине диаметра ролика. Здесь z — число роликов.

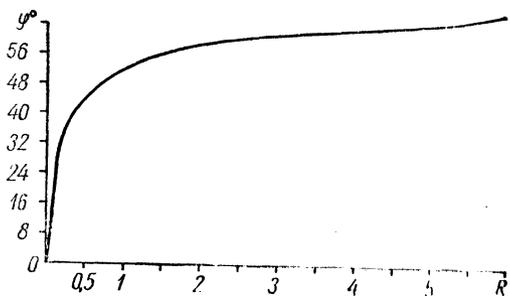


Рис. 2. График для определения угла контакта

Нагрузка на любой ролик определяется из выражения

$$P_p = \int_{\gamma}^{\gamma+2\alpha} p(\varphi) L_p = r d\varphi, \quad (12)$$

где γ — угол между направлением радиальной силы и касательной, проведенной из центра шипа к ролику, для которого рассчитывается нагрузка P_p (рис. 3).

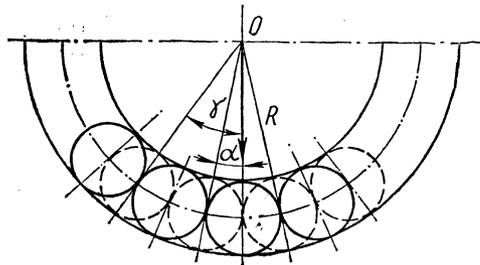


Рис. 3. Схема отсчета углов

В карданном подшипнике, совершающем качательное движение с небольшой амплитудой, усталостные явления всегда наступают на участке наиболее нагруженного ролика. Поэтому для практических расчетов таких подшипников достаточно знать лишь нагрузку (напряжение) наиболее нагруженного участка.

Принимая во внимание условие (8'), получим уравнение для вычисления нагрузки, приходящейся на наиболее нагруженный ролик:

$$P_p = 2 \sum_{k=1}^{\frac{\alpha}{\theta}} p_k \theta r l_p, \quad (13)$$

где $\theta = \frac{\varphi_0}{n}$.

Учитывая, что для определенного угла контакта φ_0 величина $\theta = \text{const}$, а также принимая во внимание (7), получим

$$P_p = -\frac{\theta l_p \varepsilon}{\vartheta} \sum_{k=1}^m g_k, \quad (14)$$

где $m = \frac{\alpha}{\theta}$.

Обычно величину нагрузки на ролик находят для расчета наибольших контактных напряжений, необходимых для определения долговечности подшипника. Величина этих напряжений выражается зависимостью

$$\sigma = \frac{\pi q}{2b}, \quad (15)$$

где q — интенсивность нагрузки (погонная нагрузка), b — полуширина полосы контакта.

В свою очередь

$$b = a \sqrt{q},$$

где a — для данного подшипника величина постоянная.

Таким образом, уравнение (15) может быть представлено в виде

$$\sigma = C \sqrt{q}, \quad (16)$$

где $C = \text{const}$ для конкретного подшипника.

Отсюда видно, что для расчета контактных напряжений проще пользоваться не величиной нагрузки на ролик P_p , а интенсивностью нагрузки

$$q = \frac{P_p}{l_p}.$$

Подставив значение упругой постоянной ϑ и $P_p = q l_p$ в уравнение (14), получим (приняв $\mu = 0,3$; $E = 2,1 \cdot 10^4 \text{ кг/мм}^2$):

$$q_{\max} = 7,25 \cdot 10^4 \theta \varepsilon \sum_{k=1}^m g_k. \quad (17)$$

Принимая во внимание $\alpha = \frac{360}{2z}$, из уравнения (17) выводим, что интенсивность нагрузки, приходящейся на наиболее нагруженный ролик, имеет обратную зависимость от числа тел качения, диаметра шипа крестовины, диаметра роликов, и пропорциональна радиальному зазору.

Формула (17) может быть еще более упрощена, если таблицу для g_k составить для каждого значения $\varphi_0 = n$ ($n=1, 2, 3, \dots$), а величину интервала взять в один градус, т. е. $\theta = \frac{\varphi_0}{n} = 1$.

Тогда

$$q_{\max} = 1,27 \cdot 10^3 \varepsilon \sum_{k=1}^{\alpha} g_k. \tag{18}$$

Следует отметить, что табл. 1 является универсальной, поскольку величины g_k не зависят ни от радиуса шипа крестовины, ни от размеров тел качения, ни от их числа.

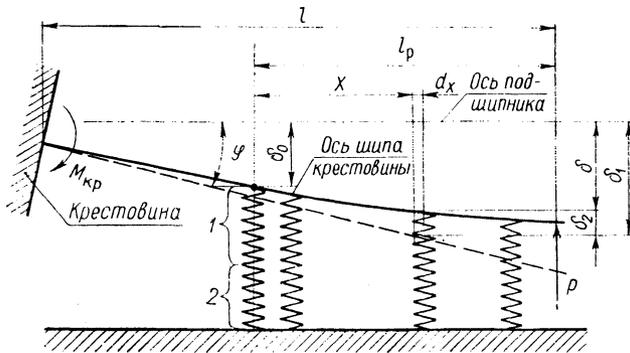


Рис. 4. Расчетная схема.

Одной из особенностей решения контактной задачи теории упругости, предложенного в работе [3], является возможность применения ее для определения давления на цилиндрической поверхности плоских дисков, т. е. цилиндров конечной длины. Это позволяет решить задачу о распределении нагрузки по длине карданного подшипника. Действительно, поскольку для расчета подшипника достаточно знать лишь наибольшую интенсивность нагрузки q_{\max} , то можно условно разделить шип крестовины на плоские диски. Задавая определенный закон распределения нагрузки или деформаций по длине шипа, определяют нагрузку, приходящуюся на наиболее нагруженный диск, а затем находят q_{\max} по формуле (17) или (18), считая, что на участке одного диска q_{\max} сохраняет постоянную величину. Касательные напряжения между пластинчаты-

ми дисками, которые возникают благодаря изменению нагрузки вдоль шипа крестовины, очень малы по сравнению с главными нормальными напряжениями в зоне контакта. Пренебрежение этими напряжениями практически не отражается на точности расчетов.

Считая, что деформирование шипа крестовины и тел качения происходит в пределах упругости, представим на расчетной схеме (рис. 4) каждый деформируемый участок шипа и тел качения в виде пружины, причем пружины 1 изображают упругую контактную деформацию шипа и роликов, а пружины 2 — роликов и стакана подшипника. Примем, что упругое сближение тел пропорционально нагрузке:

$$\delta = AR, \quad (19)$$

где A — упругая постоянная.

Считая сближение δ величиной известной, определим необходимую для этого нагрузку на элемент схемы:

$$R = \frac{\delta}{A}. \quad (20)$$

Помимо упругой контактной деформации δ_1 , имеется упругая изгибная деформация шипа δ_2 , которая приводит к некоторому улучшению распределения нагрузки. Результирующая деформация равна

$$\delta = \delta_1 - \delta_2. \quad (21)$$

Для произвольного сечения x — x будем иметь

$$\delta_1 = \delta_0 + \beta x, \quad (22)$$

$$\delta_2 = \frac{Pl^3}{6EI} \left[2 - \frac{3(l_p - x)}{l} + \frac{(l_p - x)^3}{l^3} \right], \quad (23)$$

где β — угол перекося между осями шипа и стакана подшипника, рад; δ_0 — минимальная упругая деформация, мм; I — момент инерции сечения шипа крестовины, мм⁴; P — реакция опоры, кг.

Формула (23) применена для того, чтобы рассмотреть распределение нагрузки вдоль шипа при его наибольшем прогибе под действием силы P . В действительности на шип действует распределенная нагрузка, равнодействующая которой приложена на расстояние около $\frac{l_p}{3}$ от конца шипа, если имеется контакт по всей длине ролика.

Место приложения силы P на рис. 4 принято для упрощения расчетов. Ниже будет показано, что результаты расчетов от этого изменятся незначительно.

Принимая во внимание (20), (21), (22) и (23), получим

$$R = \frac{1}{A} \left\{ \delta_0 + x\beta - \frac{Pl^3}{6EI} \left[2 - \frac{3(l_p - x)}{l} + \frac{(l_p - x)^3}{l^3} \right] \right\}. \quad (24)$$

Представим распределенную нагрузку в виде

$$R = \frac{dP}{dx}. \quad (25)$$

После интегрирования уравнения (24) в пределах от 0 до l_p получим

$$P = \frac{\delta_0 l_p}{A} + \frac{\beta l_p^2}{2A} - \frac{Pl^3 l_p}{3EIA} + \frac{Pl^2 l_p}{4EIA} - \frac{Pl_p^4}{24EIA}. \quad (26)$$

Решим (26) относительно δ_0 :

$$\delta_0 = \frac{PA}{l_p} - \frac{\beta l_p}{2} + \frac{Pl^3}{3EI} - \frac{Pl^2 l_p}{4EI} + \frac{Pl_p^3}{24EI}. \quad (27)$$

Подставим значение δ_0 в (24):

$$R = \frac{P}{l_p} - \frac{\beta}{A} \left(\frac{l_p}{2} - x \right) + \frac{Pl^2 l_p}{4EIA} - \frac{Pl_p^3}{8EIA} - \frac{P_x (l^2 - l_p^2)}{2EIA} - \frac{Pl_p x^2}{2EIA} + \frac{Px^3}{6EIA}. \quad (28)$$

Область действительных значений x находится в пределах $0 < x < l_p$. Нетрудно показать, что при $x = l_p$ R имеет максимальное значение

$$R_{\max} = \frac{P}{l_p} + \frac{\beta l_p}{2A} - \frac{Pl_p (6l^2 - l_p^2)}{24EIA}. \quad (29)$$

Минимальная нагрузка будет иметь место при $x=0$

$$R_{\min} = \frac{P}{l_p} - \frac{\beta l_p}{2A} + \frac{Pl_p (2l^2 - l_p^2)}{8EIA}. \quad (30)$$

Из уравнений (29) и (30) следует, что распределение нагрузки вдоль шипа зависит не только от рабочей длины роликов l_p , но и от угла перекоса осей β , длины шипа крестовины l , момента инерции шипа I . Из этих же уравнений видно, что соответствующим подбором величин l , β и I можно улучшить распределение нагрузки и повысить долговечность карданных подшипников. Значительное влияние на долговечность карданных подшипников оказывает

радиальный зазор ϵ , от которого зависит распределение нагрузки по телам качения и величина перекоса осей β .

Расчеты по формуле (29) показывают, что деформация шипов крестовин отечественных грузовых автомобилей приводит к уменьшению максимальной нагрузки на детали шарнира на 10—12%. Если в расчете принять действие распределенной нагрузки, а не сосредоточенной силы P , то влияние третьего члена в формуле (29) еще более уменьшится. Поэтому в практических расчетах можно ограничиться первыми двумя членами формулы (29), что несколько уменьшит расчетную долговечность карданных подшипников.

Максимальные контактные напряжения при расчете карданных подшипников можно определять в следующем порядке:

1) определяют величину действующей силы Q и находят угол перекоса осей β с учетом радиального зазора ϵ ; 2) по формуле (29) определяют R_{\max} ; 3) вычисляют величину $\frac{R_{\max}}{E \epsilon}$ и по рис. 2 находят угол контакта φ_0 ; 4) по формулам (17) или (18) определяют интенсивность нагрузки q_{\max} (величины q_k в этих формулах берут из табл. 1); 5) максимальные контактные напряжения получают подстановкой значений q_{\max} из формул (17) или (18) в формулу (16).

Л и т е р а т у р а

1. Бейзельман Р. Д., Цыпкин Б. В. Подшипники качения. М.—Л., 1959.
2. Пинегин С. В. Опоры качения в машинах. М., 1961.
3. Штаерман И. Я. Контактная задача теории упругости. М.—Л., 1949.
4. Stribek R. Kugellager für beliebige Belastungen. VDI, 1901.

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ, ПОМЕЩЕННЫХ В СБОРНИКЕ

УДК 629.113/117+338.4

Цикловые удельные затраты при оптимизации срока службы автомобилей. Игудесман Я. Е. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 5—15. [Респ. межвед. сб.]

Дается определение цикловых удельных затрат как составного элемента расчета оптимальных сроков службы подвижного состава автотранспорта.

Использование изложенного материала создает предпосылки для разработки уточненной методики планирования по экономическим районам рациональных сроков службы машин, количеств капитальных ремонтов.

Илл. 1. Табл. 4. Библ. 5.

УДК 629.113/117+338.4

Вопросы совершенствования материального поощрения коллективов автотранспортных предприятий. Калинин Э. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 16—22. [Респ. межвед. сб.]

Анализируются действующие системы материального поощрения работников автотранспортных предприятий, автором предлагаются методы их совершенствования. Произведен также анализ взаимосвязей различных категорий работников предприятий, которые проявляются в показателях их производственной деятельности, и ставится вопрос об использовании различных показателей для материального поощрения.

Табл. 2. Библ. 3.

УДК 629.113/117+625.2

Пути улучшения организации работы и использования подвижного состава автомобильного транспорта. Артюх В. В. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 23—28. [Респ. межвед. сб.]

Раскрывается влияние концентрации грузового автомобильного парка в системе автотранспорта общего пользования БССР, укрупнения и специализации автохозяйств, а также рациональной организации перевозок на эффективность использования автотранспорта.

Табл. 1. Библ. 1.

УДК 629.113.004.5

Влияние агрегатно-участковой организации производства на технологию технического обслуживания и ремонта автомобилей. Ванчукевич В. Ф. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 29—34. [Респ. межвед. сб.]

Рассмотрено влияние агрегатно-участковой организации производства на технологию технического обслуживания и ремонта автомобилей, а также загрузку ремонтных рабочих. Произведен анализ загрузки ремонтных рабочих на тупиковых постах и поточных линиях и разработаны рекомендации по рациональному сочетанию агрегатно-участковой организации производства и технологии технического обслуживания.

Илл. 2. Табл. 2.

УДК 629.113.004.5

Исследование рациональной специализации работ технического обслуживания и ремонта подвижного состава в автохозяйствах. Азаренко В. К., Ванчукевич В. Ф. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 35—41. [Респ. межвед. сб.]

Рассмотрены факторы, влияющие на объем технического обслуживания и ремонта. Предложена специализация постов текущего ремонта автомобилей с учетом конкретных условий работы автотранспортных предприятий.

Илл. 2. Табл. 3. Библ. 3.

УДК 629.113.004.5

Организация контроля технического состояния подвижного состава в автохозяйствах. Ванчукевич В. Ф. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 42—47. [Респ. межвед. сб.]

Приведены результаты исследования организации контроля технического состояния автомобилей при возвращении их с линии в гараж. Предложены способы организации контроля технического состояния подвижного состава с учетом конкретных условий работы автотранспортных предприятий.

Илл. 1. Табл. 3.

УДК 629.11.011.17

Об использовании ресурса автомобильных двигателей. Щебров В. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 48—56. [Респ. межвед. сб.]

Приведены величины износа основных сопряжений после длительных пробегов автомобиля, даны рекомендации по срокам замены изнашиваемых деталей и профилактическим мероприятиям, позволяющим более полно использовать ресурс двигателей.

Илл. 1. Табл. 6. Библ. 5.

УДК 621.436-72

Современные тенденции в подборе масел по вязкости для подшипников дизельных двигателей. Азаренко В. К., Щерба Н. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 57—60 [Респ. межвед. сб.]

Показано влияние вязкости масла на работу двигателя внутреннего сгорания. Проведено исследование характера трения в подшипниках коленчатого вала. Рассмотрены параметры, позволяющие снизить вязкость масел, применяемых для подшипников двигателей.

Илл. 2. Библ. 2.

УДК 621.436-72

О подборе масла по вязкости для подшипников двигателей внутреннего сгорания. Щербань Н. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей», Минск, «Высшая школа», 1971, с. 61—65. [Респ. межвед. сб.]

Рассмотрено влияние вязкости на коэффициент трения в подшипниках. Оптимальная вязкость должна обеспечивать работу подшипника с малыми потерями на трение. Предложено определение вязкости, соответствующей минимальной величине коэффициента трения, путем исследования температурного режима работы подшипников. Оптимальная вязкость определяется с учетом коэффициента надежности.

Илл. 2. Табл. 1. Библ. 2.

УДК 621.892.009.6

Исследование влияния некоторых присадок к маслу на приработку металлических образцов на машине трения. Болбас М. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 66—73. [Респ. межвед. сб.]

Приведены результаты исследования влияния некоторых присадок к маслу на приработку металлических поверхностей. Оценка влияния производилась по комплексу критериев, что обеспечивает ее объективность. Установлено эффективное влияние присадки 1% растворенной и коллоидной серы на ускорение приработки металлических образцов и на снижение их начального износа.

Илл. 2. Библ. 9.

УДК 621.43.01.018

Исследование бестормозного нагружения работающих цилиндров двигателя ЗИЛ-130 выключением части их. Шаронов Г. П., Болбас М. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Высшая школа», 1971, с. 74—79. [Респ. межвед. сб.]

Приводятся результаты исследования возможностей бестормозного нагружения двигателя ЗИЛ-130 путем выключения части цилиндров. Подобраны исходные параметры для составления методики бестормозных испытаний двигателей. Приведены результаты определения вибраций двигателя при работе его на всех и с частью выключенных цилиндров.

Илл. 4. Табл. 1. Библ. 4.

УДК 629.113.004.67

Восстановление автомобильных деталей методом химического никелирования. Титков В. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей», Минск, «Высшая школа», 1971, с. 80—84. [Респ. межвед. сб.]

Показаны преимущества химического никелирования по сравнению с другими методами металлопокрытий. Проведены исследования, на основании которых предложен состав щелочных растворов для восстановления автомобильных деталей.

УДК 629.113.004.67+621.357.7

Подготовка поверхностей автотракторных деталей перед химическим никелированием. Титков В. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Вышэйшая школа», 1971, с. 85—92. [Респ. межвед. сб.]

Описан технологический процесс подготовки поверхностей деталей перед химическим никелированием. Приведены результаты исследований по применению гидродинамической ванны для интенсификации процесса обезжиривания.

Илл. 3. Табл. 2. Библ. 6.

УДК 629.113/117+62-59

Безопасность движения автомобиля при торможении. Беленький Ю. Б., Метлюк Н. Ф., Автушко В. П. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Вышэйшая школа», 1971, с. 93—102. [Респ. межвед. сб.]

Анализируются способы повышения быстродействия тормозных систем и увеличения максимального замедления автомобиля. Приведены дифференциальные уравнения движения одиночного автомобиля при торможении на криволинейном участке пути с учетом увода шин и разности тормозных сил на левых и правых колесах.

Илл. 3. Библ. 12.

УДК 621.83-585.862

Испытание шлицевых соединений карданных передач. Щебров В. М., Ковальков А. Т., Автушко В. П. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Вышэйшая школа», 1971, с. 103—109. [Респ. межвед. сб.]

Приведены результаты экспериментального исследования шлицевых соединений карданных передач МАЗ. Описана методика испытаний, рассмотрены износные процессы при осевом перемещении шлицевого соединения, приведены величины коэффициентов трения в различных условиях работы и осевых усилий, возникающих за счет трения в шлицевом соединении, определены параметры, позволяющие дать сравнительную оценку подвижным шлицевым соединениям при стендовых испытаниях.

Илл. 4. Табл. 1. Библ. 2.

УДК 62-592.117

Автоматическое регулирование зазоров в фрикционных парах тормозов. Беленький Ю. Б., Метлюк Н. Ф., Автушко В. П., Борисов Л. Л. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Вышэйшая школа», 1971, с. 110—118. [Респ. межвед. сб.]

Дается сравнительный анализ различных типов регуляторов зазоров в фрикционных парах тормозов. Приведена теоретическая модель автоматического регулятора зазоров. На основании анализа регуляторов разработаны основные требования к регулятору, регулируемому зазор при малом постоянном давлении в рабочих органах тормозов. Дана схема указанного регулятора для гидравлических тормозов.

Илл. 5.

УДК 621.83-585.862+629.1.02

Экспериментальное исследование перемещений в шлицевых соединениях трансмиссий автомобиля. Автушко В. П., Ковальков А. Т. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Высэйшая школа», 1971, с. 119—123. [Респ. межвед. сб.]

Описана методика экспериментального определения перемещений в подвижных шлицевых соединениях (карданной передачи ГАЗ-53 и колесной передачи МАЗ-500). Даны схемы разработанных датчиков, приводятся результаты исследований.

Илл. 3. Библ. 3.

УДК 621.83-585.862

Распределение радиальной нагрузки в карданных подшипниках. Щебров В. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей». Минск, «Высэйшая школа», 1971, с. 124—134. [Респ. межвед. сб.]

Рассматривается методика определения максимальных контактных напряжений в игольчатых роликовых карданных подшипниках с учетом упругих деформаций контактирующих поверхностей и перекоса осей шипа крестовины и подшипника.

Илл. 4. Табл. 1. Библ. 4.

**АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ
ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ АВТОМОБИЛЕЙ**

Редактор *Н. Вережкина*
Обложка художника *В. Максимова*
Худож. редактор *Г. Малышев*
Техн. редактор *М. Кислякова*
Корректоры *С. Голод, Е. Пастушенко*

АТ 07253. Сдано в набор 21/X 1970 г. Подписано к печати 21/VI 1971 г.
Бумага 60×90/16 типогр. № 1. Печ. л. 8,75. Уч.-изд. л. 9,31. Изд. № 69-06
Тип. зак. 143. Тираж 500 экз. Цена 93 коп.

Издательство «Высшая школа» Государственного комитета Совета Министров БССР по печати. Редакция заказной литературы и межведомственных сборников. Тем. план 1970 г., № 83. Минск, 30, ул. Кирова, 24.

Типография издательства БГУ им. В. И. Ленина. Минск, ул. Кирова, 24.