

629.113

A22

# **АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРО- СТРОЕНИЕ**

**АВТОТРАКТОРНЫЕ  
ДВИГАТЕЛИ  
И ТЕХНИЧЕСКАЯ  
ЭКСПЛУАТАЦИЯ  
АВТОМОБИЛЕЙ**

ИЗДАТЕЛЬСТВО „ВЫШЕЙШАЯ ШКОЛА“

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

---

# Автомобиле- и тракторостроение

---

Автотракторные  
двигатели  
и техническая  
эксплуатация  
автомобилей

---

Выпуск 6

Главный редактор профессор Г. М. Кокин

Редакционная коллегия:

*В. К. Азаренко, С. М. Белов, В. А. Вавуло, Л. Я. Волчок* (ответственный за выпуск), *А. Х. Лефаров, Б. Е. Митин, Н. В. Розанов, А. С. Савич* (ответственный секретарь), *З. Л. Сироткин, А. Ф. Тихонов, И. С. Цитович.*

В настоящее издание включены статьи, содержащие результаты аналитических и экспериментальных исследований рабочего процесса, неустановившихся режимов, процессов пуска, исследования топливоподачи и другие актуальные вопросы конструкции и работы автотракторных двигателей, а также статьи, посвященные вопросам диагностики технического состояния двигателей и автомобилей, их технического обслуживания и ремонта, надежности и долговечности машин, их агрегатов и организации автоперевозок.

Исследования проводились на автотракторном факультете Белорусского политехнического института, на Минском моторном заводе и автотранспортных предприятиях Белоруссии.

Сборник рассчитан на инженерно-технических работников заводов, автотранспортных предприятий, вузов и научно-исследовательских институтов.

Последующие выпуски настоящего сборника будут выходить под названием «Автотракторостроение».

**АВТОМОБИЛЕ- И ТРАКТОРОСТРОЕНИЕ.**  
**АВТОТРАКТОРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ**  
**И ТЕХНИЧЕСКАЯ ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ.**  
Выпуск 6

Редактор *Л. Р. Дубровская*  
Худож. редактор *Е. И. Бельнская*  
Техн. редактор *Г. М. Романчук*  
Корректор *Е. В. Сукач*

АТ 11570. Сдано в набор 13/XI 1973 г. Подписано к печати 21/VI 1974 г.  
Бумага 60×90<sup>1/16</sup> типграф. № 3. Печ. л. 15. Уч.-изд. л. 14,46.  
Изд. № 72-104. Тип. зак. 591. Тираж 800 экз. Цена 1 руб. 46 коп.

Издательство «Высшая школа» Государственного комитета Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Редакция межведомственных сборников и заказной литературы. 220600, Минск, ул. Кирова, 24.

Полиграфкомбинат им. Я. Коласа Государственного комитета Совета Министров БССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли. Минск, Красная, 23.

## СОДЕРЖАНИЕ

В. А. Рожанский, Г. М. Кухаренок. Исследование динамики тепловыделения в тракторных дизелях при работе на различных топливах	5
В. А. Рожанский, Г. М. Кухаренок, Д. М. Пинский. Влияние cetанового числа топлива на работу тракторного дизеля	12
Ч. Б. Дробышевский, В. З. Зубер. Исследование влияния относительного объема камеры сгорания типа ЦНИДИ на рабочий процесс тракторного дизеля Д-240	17
И. Д. Раксин, Г. Н. Слободич. Зависимость эффективности резонансно-инерционного наддува двигателя Д-240 от величины сопротивления на впуске	22
А. М. Иваненко. Вопросы расчета коэффициента расхода клапанов	26
А. Г. Латокурский, А. Х. Мааруф. К вопросу о высокотемпературном охлаждении двигателей внутреннего сгорания	30
А. Н. Сарапин, В. М. Адамов, В. С. Глушаков. Влияние температурного режима системы охлаждения тракторного дизеля на тепловое состояние и износ гильз цилиндров	35
Нгуен Донг Хо и др. Исследование разогрева и охлаждения деталей цилиндропоршневой группы тракторного дизеля	40
Г. Я. Якубенко. Экспериментальная установка и методика исследования работы топливной аппаратуры на режиме пуска	47
Л. Я. Волчок, Г. Я. Якубенко. Исследование работы топливной аппаратуры дизелей на режиме пуска	52
Л. Я. Волчок, В. И. Хатянович. О влиянии температуры топлива на процесс топливоподачи в тракторном дизеле Д-50	57
И. П. Завадский. Установка для исследования тракторных дизелей на неуставившихся режимах.	63
И. П. Завадский. Расчет амплитудных характеристик тракторного дизеля на АВМ	72
Л. Я. Волчок, Н. П. Цаюн. Процесс сжатия воздуха в цилиндре двигателя при пуске	81
Л. Я. Волчок, П. В. Прокашко. Исследование динамики пуска тракторного дизеля	92
А. С. Шафаревич, А. В. Муханько. Анализ результатов исследования напряжений в межцилиндровых перемычках блока цилиндров двигателя Д-50	99
В. Д. Науменко, В. А. Пресман, А. Л. Гутман, В. Л. Шиленок. Снижение износа деталей гильзопоршневой группы двигателя Д-50 за счет повышения эффективности масляно-контактного воздухоочистителя	102

А. Г. Грибнюк, А. Г. Латокурский. Влияние конструкции поршневых колец на расход масла на угар двигателя Д-50.	108
В. А. Савело, Э. А. Рапницкий, А. Н. Саррапин. Долговечность дизелей Д-50	113
А. И. Саррапин, В. А. Королев. Унификация двигателей и тракторов семейства «Беларусь»	117
Д. М. Пинский, В. А. Рожанский. О величине степени сжатия дизеля	124
В. М. Шебров. Принципы организации современного авторемонтного производства	130
Н. И. Щерба, В. И. Ангельский. Критерии для корректировки режимов технического обслуживания автомобилей	135
А. С. Савич. Некоторые вопросы диагностирования переднего моста грузовых автомобилей	140
В. И. Титков, В. К. Азаренко. Исследование роли кислотности рабочего раствора в процессе химического никелирования	146
Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко, М. И. Горбачевич. Динамические характеристики пневматических звеньев тормозного привода автомобиля	151
В. К. Азаренко, В. И. Титков. Исследование износостойкости плунжерных пар топливного насоса двигателя ЯМЗ-236	159
В. М. Шебров, В. М. Аверченков, А. А. Манчулянцев, В. А. Гаврик. Исследование причин износа карданных шарниров	163
В. С. Апанасенко. Некоторые вопросы исследования жесткости автомобильных коробок передач	169
В. С. Апанасенко, В. Ф. Ванчукевич. Некоторые вопросы внедрения диагностики автомобилей в практику гаражных процессов автотранспортных предприятий	173
А. С. Савич. Исследование влияния регулировки на работоспособность подшипников ступиц колес автомобиля	178
Н. М. Капустин. Влияние сезонности на безотказность работы автомобилей	188
В. Ф. Ванчукевич. Определение параметров прибытия автомобилей с линии в гараж и длительности их контроля на автотранспортных предприятиях	192
Ю. Б. Беленький, Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко. Исследование быстродействия пневмогидравлического привода тормозов автомобиля	197
В. Ф. Ванчукевич. Расчет постов контроля технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях	206
Н. М. Капустин. Исследование отказов и неисправностей систем, узлов и агрегатов автомобилей с помощью регрессионного анализа	213
М. М. Болбас, Г. А. Самко, А. М. Кленецкий. Исследование влияния серусодержащей присадки на приработку металлических поверхностей	219
Я. Е. Игудесман, Е. Н. Вербицкая, Г. А. Короткова, А. М. Темичев. Развитие автомобильного транспорта и его потребность в инженерах	222
Рефераты	231

В. А. Рожанский, Г. М. Кухаренок

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ТЕПЛОТЫДЕЛЕНИЯ В ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЯХ ПРИ РАБОТЕ НА РАЗЛИЧНЫХ ТОПЛИВАХ

Показатели рабочего цикла дизелей определяются степенью совершенства процесса сгорания, качество которого характеризуется динамикой выделения тепла в цилиндрах двигателя.

Тепловыделение в дизелях в значительной мере зависит от свойств применяемого топлива. Однако до настоящего времени не изучены особенности динамики тепловыделения при сгорании топлив широкого фракционного состава в дизелях. В данной статье приводятся результаты такого исследования при работе на стандартном топливе «Л» и топливах широкого фракционного состава ШФС-1, ШФС-2 и ШФС-3.

Топлива широкого фракционного состава представляют собой смесь светлых нефтепродуктов в отношении, равном их потенциальному содержанию в нефти. Они предложены Всесоюзным научно-исследовательским институтом по переработке нефти и Центральным научно-исследовательским автомобильным и автомоторным институтом с целью расширения ресурсов моторных топлив для дизелей [1].

Свойства испытанных топлив приведены в табл. 1.

Таблица 1

Основные физико-химические показатели топлив

Показатели	Топлива			
	ШФС-1	ШФС-2	ШФС-3	«Л» ГОСТ 305-62
Цетановое число	45	46	45	48
Фракционный состав, °С:				
начало кипения	64	57	57	—
10% перегоняются до	103	87	103	—
50% »	215	232	230	266
96% »	358	360	310	360
Вязкость кинематическая при 20 °С, <i>сст</i>	1,70	1,76	1,82	3,22
Плотность при 20 °С, <i>г/см<sup>3</sup></i>	0,790	0,787	0,792	0,828

Топливо ШФС-1 представляло собой смесь дизельной фракции нефти (49,5%) с бензином прямой перегонки (29%) и керосином ТС-1 (21,5%). Топливо ШФС-2 — смесь дизельной фракции (63%) с бензином прямой перегонки (37%). Топливо ШФС-3 — смесь гидроочищенного депарафинизированного дизельного топлива (75%) с бензином прямой перегонки (25%).

Экспериментальные исследования проведены на дизелях Минского моторного завода: серийном Д-50 с вихревой камерой сгорания и подготавливаемом к производству Д-240 с камерой сгорания типа ЦНИДИ. Характеристики тепловыделения определялись путем обработки индикаторных диаграмм по методике, приведенной в работе [2]. Индицирование двигателей производилось пьезоэлектрическим индикатором давления.

Исследования, проведенные по характеристикам опережения впрыска, показали, что оптимальные установочные углы впрыска для топлив ШФС на два градуса больше, чем для топлива «Л». Это связано в основном с большим запаздыванием впрыска в результате увеличения сжимаемости топлив по мере облегчения их фракционного состава.

Основные характеристики процесса сгорания для номинального режима двигателя Д-240 даны на рис. 1. Как видно из приведенного графика, скорость сгорания  $\frac{dx}{d\varphi}$  топлив ШФС больше, чем

топлива «Л». При этом максимальная относительная скорость сгорания топлива ШФС-1 больше, чем «Л», на 38%, ШФС-2 — на 26% и ШФС-3 — на 39%, что объясняется как большим периодом задержки воспламенения, так и большей испаряемостью этих топлив. Для этого режима работы продолжительность сгорания топлива «Л» составляет 78°, ШФС-1 — 70°, ШФС-2—74° и ШФС-3—72°. Максимальная температура цикла  $T_{\max}$  и относительные потери тепла от газов в стенке при работе на топливах ШФС несколько выше, чем на топливе «Л».

Характер изменения показателей двигателей в зависимости от нагрузки для всех топлив одинаков (рис. 2). Скорость сгорания топлив ШФС во всем диапазоне исследованных нагрузок выше, чем топлива «Л». Причем с увеличением нагрузки разница в скорости сгорания испытанных топлив уменьшается. Это — следствие более быстрого уменьшения периода задержки воспламенения ( $\varphi$  на рис. 3) топлив ШФС с повышением нагрузки, которое объясняется увеличением интенсивности испарения легковоспламеняемых тяжелых фракций этих топлив.

При постоянной нагрузке максимальная скорость сгорания  $\left. \frac{dx}{d\varphi} \right)_{\max}$  растет по мере увеличения количества легких фракций, содержащихся в топливе. Продолжительность сгорания  $\varphi_z$  топлив ШФС на 5—10° меньше, чем топлива «Л». Это обусловлено более равномерным распределением облегченных топлив по объему камеры сгорания.

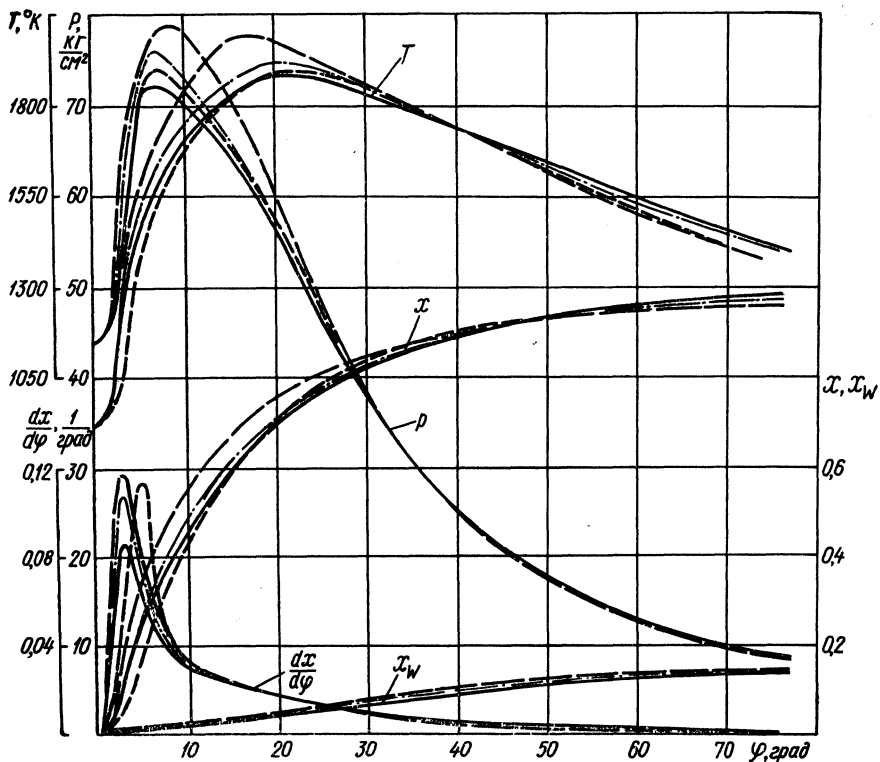


Рис. 1. Основные характеристики процесса сгорания для номинального режима работы двигателя Д-240 ( $p_e = 6,3 \text{ кг/см}^2$ ,  $n = 2200 \text{ об/мин}$ );  
 — топливо „Л“; — — — ШФС = 1; - . . . - ШФС = 2; — — — ШФС = 3

Максимальный коэффициент активного выделения тепла  $\xi_{\max}$  на различных режимах работы для всех топлив практически одинаков. Величина индикаторного к. п. д.  $\eta_i$  для топлив ШФС на режимах полных нагрузок несколько выше, что связано с меньшей продолжительностью сгорания их. В соответствии с увеличением индикаторного к. п. д. и большей теплотворностью топлив ШФС удельный расход этих топлив меньше, чем топлива «Л» (рис. 3).

Большая скорость сгорания топлив ШФС по сравнению с топливом «Л» ведет к некоторому повышению максимального давления цикла  $p_{\max}$ , росту жесткости сгорания  $\frac{dp}{d\varphi}$ , снижению температуры отработавших газов  $t_r$  и дымности выхлопа К.

Разница в величинах жесткости и максимального давления сгорания различных топлив по мере снижения нагрузки несколько уменьшается (рис. 3). Это объясняется смещением начала сгорания  $\varphi_b$  топлив ШФС за верхнюю мертвую точку (в. м. т.). Полученные при испытаниях двигателя значения жесткости и максимального давления сгорания не превышают величин, допустимых для быстроходных дизелей.



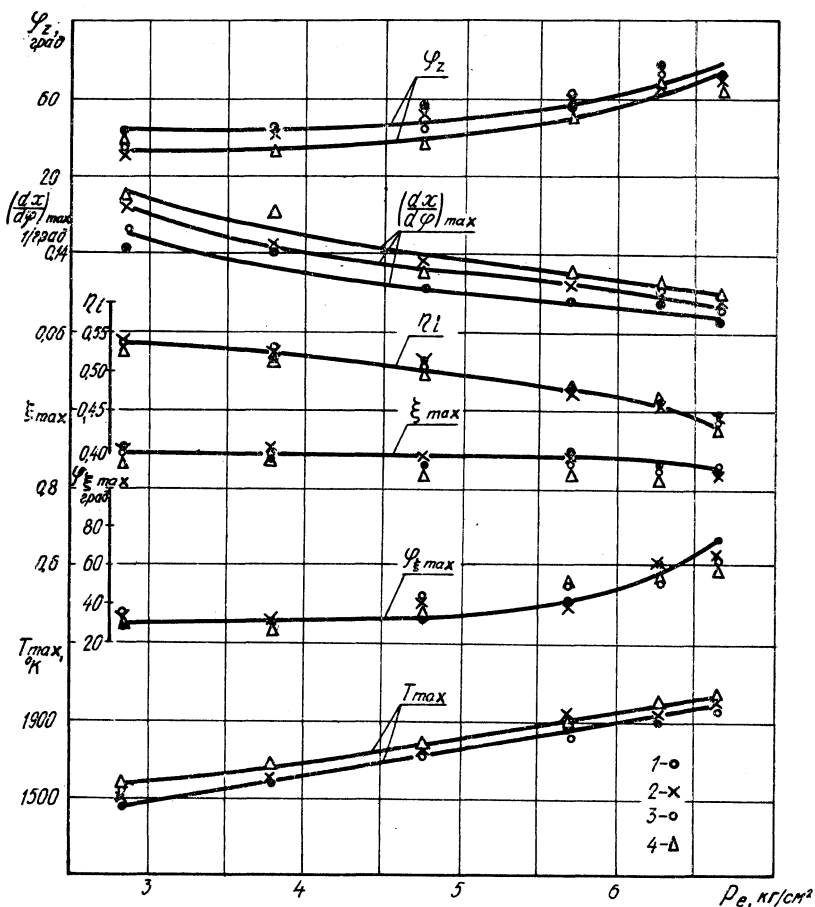


Рис. 2. Зависимость показателей, характеризующих тепловыделение в двигателе Д-240, от нагрузки при  $n=2200$  об/мин:

1 — дизельное топливо «Л»; 2 — топливо ШФС-1; 3 — топливо ШФС-2; 4 — топливо ШФС-3

Температура отработавших газов  $t_g$  при работе на топливах ШФС для различных нагрузок меньше в среднем на 10—20°C.

Дымность выхлопа  $K$  при  $p = 1,13$  кг/см<sup>2</sup> для всех топлив практически одинакова (рис. 4). С увеличением нагрузки при работе двигателя на топливах ШФС она возрастает медленнее, чем на топливе «Л».

При работе по скоростным характеристикам максимальная и средняя скорости сгорания топлив ШФС на всех числах оборотов больше, чем на топливе «Л». Причем разница в скорости сгорания испытанных топлив с уменьшением числа оборотов меняется незначительно. В диапазоне чисел оборотов 1200—2200 об/мин при  $p_e = 6,3$  кг/см<sup>2</sup> продолжительность сгорания топлива ШФС в среднем на 10 градусов меньше, чем топлива «Л». Это свидетельствует о

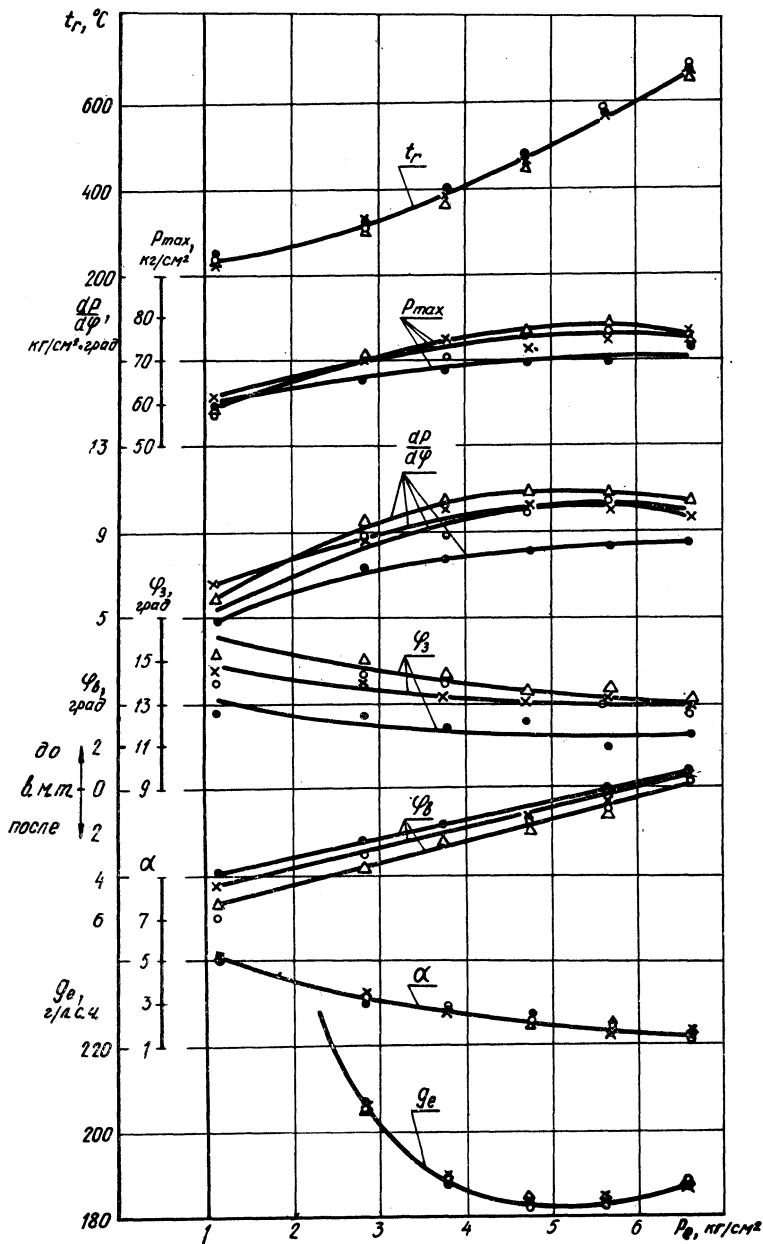


Рис. 3. Зависимость показателей рабочего цикла двигателя Д-240 от нагрузки при  $n=2200$  об/мин:

1 — дизельное топливо «Л»; 2 — топливо ШФС-1; 3 — топливо ШФС-2; 4 — топливо ШФС-3 (усл. обозначения см. на рис. 2)

возможности дальнейшего увеличения числа оборотов двигателей при применении топлив ШФС.

В вихрекамерном двигателе Д-50 с увеличением нагрузки разница в скорости сгорания различных топлив уменьшается интенсивней, чем в двигателе Д-240. Это связано с более заметным уменьшением разницы в величинах периодов задержки воспламенения топлив, что является результатом значительного повышения температуры вихревой вставки.

Для номинального режима работы двигателя Д-50 ( $p_e = 5,96 \text{ кг/см}^2$ ) максимальная скорость сгорания топлив ШФС-1 и ШФС-2 незначительно отличается от скорости сгорания топлива «Л», а скорость сгорания топлива ШФС-3 несколько больше (рис. 5). Отмеченная при испытаниях двигателей большая скорость сгорания топлива ШФС-3 по сравнению с другими топливами объясняется отсутствием в нем нефтяных фракций, выкипающих в пределах температур 310—360°C,

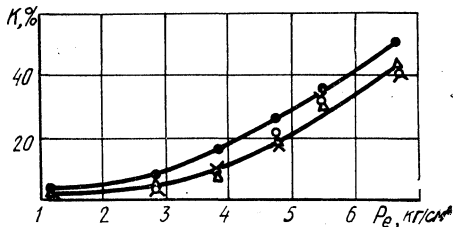


Рис. 4. Зависимость дымности выхлопа двигателя Д-240 от нагрузки (усл. обозначения см. на рис. 2)

что ведет к увеличению периода задержки воспламенения.

Значения максимальной температуры сгорания для всех топлив близки между собой. Продолжительность сгорания топлив ШФС при малых нагрузках на 5—15% меньше, чем топлива «Л». С увеличением нагрузки эта разница уменьшается. Величины  $\xi_{\max}$  и  $\eta_i$  для всех топлив практически одинаковы.

Разница в жесткости и максимальном давлении сгорания различных топлив в двигателе Д-50 меньше, чем в двигателе Д-240. Для  $p_e = 7,58 \text{ кг/см}^2$  при работе на топливе ШФС-1 увеличение  $p_{\max}$  по отношению к топливу «Л» составляет  $6 \text{ кг/см}^2$  (10%); ШФС-2 —  $5 \text{ кг/см}^2$  (8%); ШФС-3 —  $3 \text{ кг/см}^2$  (5%). При этом  $p_e$  жесткость увеличивается соответственно на 31, 15 и 20%.

### Выводы

1. Скорость сгорания топлив широкого фракционного состава больше, чем топлива «Л».

2. Величины максимального коэффициента активного выделения тепла и индикаторного к. п. д. для всех исследованных топлив на различных режимах работы двигателей близки между собой, а максимальная температура цикла при работе двигателей на топливах ШФС увеличивается не более чем на 7% по сравнению с топливом «Л».

3. Вихрекамерный двигатель Д-50 менее чувствителен к фракционному составу топлива, чем двигатель Д-240 с камерой сгорания типа ЦНИДИ.

4. Увеличение скорости сгорания топлив ШФС по сравнению со скоростью сгорания топлива «Л» ведет к: а) некоторому росту

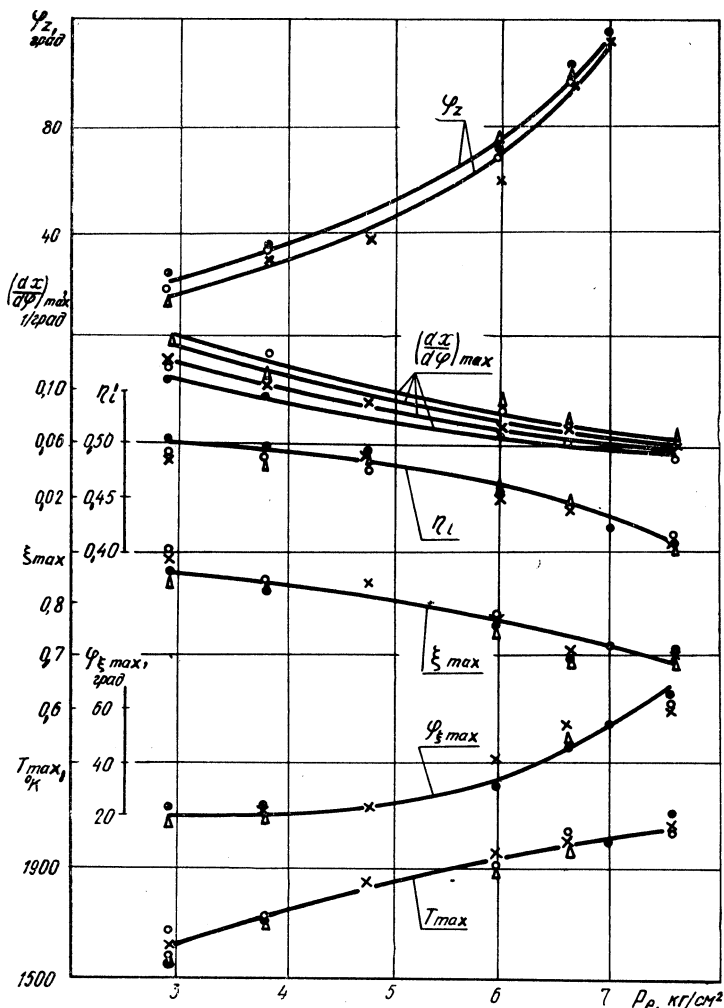


Рис. 5. Зависимость показателей, характеризующих тепловыделение в двигателе Д-50, от нагрузки при  $n=1600$  об/мин:

1 — топливо дизельное «Л»; 2 — топливо ШФС-1; 3 — топливо ШФС-2; 4 — топливо ШФС-3 (усл. обозначения см. на рис. 2)

жесткости и максимального давления сгорания; б) незначительному снижению дымности выхлопа и температуры отработавших газов; в) уменьшению удельного расхода топлив ШФС на режимах полных нагрузок на 2—3 г/л.с.ч.

#### Л и т е р а т у р а

[1] Вихерт М. М. и др. Перспективы применения топлив широкого фракционного состава в быстроходных дизелях. М., 1967. [2] Рожанский В. А., Кухаренко Г. М., Фрадин В. Е. Обработка индикаторных диаграмм дизельных двигателей при помощи ЭЦВМ. — В сб.: «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, 1971.

**В. А. Рожанский, Г. М. Кухаренок, Д. М. Пинский**

## **ВЛИЯНИЕ ЦЕТАНОВОГО ЧИСЛА ТОПЛИВА НА РАБОТУ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ**

Воспламеняемость дизельных топлив, оцениваемых цетановым числом, влияет на протекание рабочего процесса и, следовательно, на мощностные и экономические показатели двигателя.

Величина цетанового числа дизельного топлива изменяется в широких пределах в зависимости от физико-химических свойств нефти, идущей на его изготовление. Так, цетановое число дизельного топлива, полученного из пермских нефтей, равно 52—57 единицам, волгоградских — 45—56, оренбургских — 48—58, кавказских — 50—65 [1]. Это различие обусловлено в первую очередь разным групповым химическим составом этих нефтей.

Все действующие ГОСТы на дизельные топлива: ГОСТ 4749—49; ГОСТ 305—62; ГОСТ 5.269—69; ГОСТ 5.249—69 — устанавливают только нижний предел величины цетанового числа. Верхний предел в ГОСТах не ограничивается, что может вызвать расхождение в показателях двигателя, работающего на топливах с различным цетановым числом. При этом возможны случаи, когда для получения наилучших показателей требуется изменить регулировку топливной аппаратуры. В связи с этим целесообразно проверить влияние величины цетанового числа в интервале наиболее вероятного его изменения на показатели рабочего цикла современных быстроходных дизелей.

Было проведено исследование влияния величины цетанового числа дизельного топлива на показатели работы дизеля Минского моторного завода Д-240 с камерой в поршне типа ЦНИДИ.

Испытания проводились на топливах с цетановым числом 40, 49, 55 и 60 единиц. В качестве топлива с цетановым числом 40 было использовано зимнее дизельное топливо марки «ДЗ» (ГОСТ 4749—49); с цетановым числом 49 — летнее дизельное топливо «Л» (ГОСТ 305—62).

Топлива с цетановым числом 55 и 60 единиц были получены путем добавки изопропилнитрата в летнее дизельное топливо «Л». Зависимость величины цетанового числа (ц. ч.) дизельного топлива «Л» от количества добавленного изопропилнитрата представле-

на на рис. 1. Для повышения цетанового числа применявшегося дизельного топлива «Л» до 55 и 60 единиц добавлялось соответственно 0,26 и 0,75% изопропилнитрата (по весу). Добавка к топливу изопропилнитрата в таких количествах не изменяет его физико-химических свойств, за исключением некоторого снижения температуры вспышки [2]. Таким образом, топлива с цетановыми числами 49, 55 и 60 единиц имеют одинаковые физико-химические свойства и отличаются друг от друга только величиной цетанового числа.

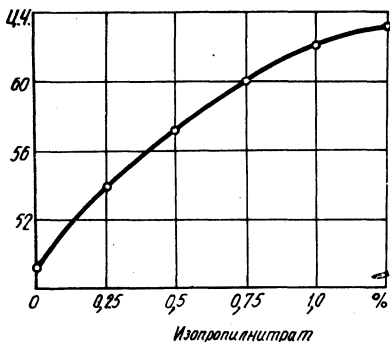


Рис. 1. Зависимость цетанового числа дизельного топлива «Л» от количества добавляемого изопропилнитрата

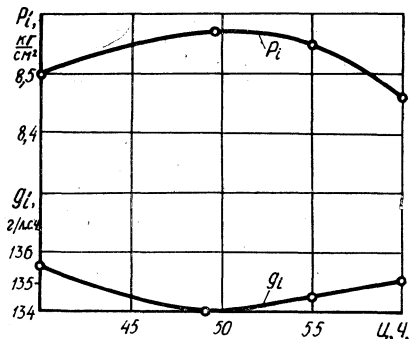
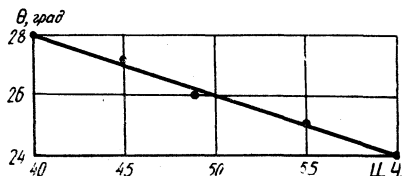


Рис. 2. Зависимость среднего индикаторного давления и удельного индикаторного расхода топлива от величины цетанового числа при  $\theta = 26^\circ$

Испытания двигателя Д-240 проводились при работе по характеристике опережения впрыска на номинальном скоростном режиме  $n = 2200$  об/мин при постоянном часовом расходе топлива  $G_T = 13,3$  кг/ч и по нагрузочной характеристике при  $n = 2200$  об/мин.

На рис. 2 представлено изменение среднего индикаторного давления  $p_i$  и удельного индикаторного расхода топлива  $g_i$  от величины цетанового числа при постоянном угле опережения впрыска топлива, равном  $26^\circ$  до в. м. т., что соответствует  $\theta_{\text{опт}}$  для стан-

Рис. 3. Зависимость оптимального угла опережения впрыска топлива от величины цетанового числа



дартного топлива «Л». Работа на топливах с иными цетановыми числами вызывает некоторое ухудшение показателей  $p_i$  и  $g_i$ , составляющее в пределах испытанного интервала цетановых чисел примерно 1,5%. При изменении цетанового числа топлива от 40 до 60 единиц оптимальный угол опережения впрыска  $\theta_{\text{опт}}$  уменьшается линейно от  $28^\circ$  до  $24^\circ$  до в. м. т. (рис. 3).

Основные параметры, характеризующие рабочий цикл и динамику тепловыделения для номинального режима работы двига-

теля на топливах с различным цетановым числом при  $\theta_{\text{опт}}$ , приведены в табл. 1.

Параметры, характеризующие динамику тепловыделения, получены путем математической обработки индикаторных диаграмм на ЭЦВМ «Минск-22» [3].

Т а б л и ц а 1

Показатели рабочего цикла и динамики тепловыделения

Цетановое число топли- ва	$\rho_1$ , кг/см <sup>3</sup>	$(dx/d\varphi)_{\text{max}}$ , л/град	$T_{\text{max}}$ , °К	$\zeta_{\text{max}}$	$\varphi_2$ , град	$\eta_i$	$g_i$ , е/л. с. ч.	$\varphi_3$ , град	$dp/d\varphi$ , кг/см <sup>2</sup> . град	$p_{\text{max}}$ , кг/см <sup>2</sup>	$t_r$ , °С
40	8,63	0,110	2040	0,84	82	0,459	134,5	12,1	9,5	74,0	610
49	8,60	0,086	1890	0,84	78	0,459	134,0	11,5	8,1	72,0	620
55	8,65	0,080	1920	0,80	88	0,460	134,0	10,8	8,0	71,0	625
60	8,60	0,069	1880	0,80	84	0,461	134,0	9,7	7,5	70,0	630

Приведенные данные показывают, что максимальная скорость сгорания  $(dx/d\varphi)_{\text{max}}$  по мере увеличения цетанового числа топлива снижается. Уменьшение скорости сгорания обусловлено снижением периода задержки воспламенения  $\varphi_3$  и соответствующим уменьшением доли топлива, испарившегося к моменту начала воспламенения.

Максимальная температура  $T_{\text{max}}$  с повышением цетанового числа топлива в исследуемом диапазоне несколько уменьшается.

При неизменном фракционном составе топлива продолжительность сгорания  $\varphi_2$  практически не зависит от величины цетанового числа. Максимальный коэффициент активного выделения тепла  $\zeta_{\text{max}}$  для всех топлив практически одинаков и лежит в пределах 0,80—0,84.

Вследствие того, что изменение цетанового числа топлива не влияет на продолжительность его сгорания, параметры индикаторной экономичности двигателя  $\eta_i$  и  $g_i$  при изменении цетанового числа топлива в исследованном диапазоне не меняются.

В результате уменьшения максимальной относительной скорости сгорания с увеличением цетанового числа топлива снижается жесткость сгорания  $dp/d\varphi$  и несколько уменьшается максимальное давление сгорания  $p_{\text{max}}$ .

На рис. 4 представлены результаты испытаний двигателя по нагрузочной характеристике. С увеличением нагрузки период задержки воспламенения уменьшается вследствие увеличения температуры газов в цилиндре в момент впрыска топлива. Разница в величинах  $\varphi_3$  различных топлив с изменением нагрузки меняется незначительно.

Уменьшение или увеличение цетанового числа топлива в пределах 40—60 единиц изменяет жесткость сгорания при максималь-

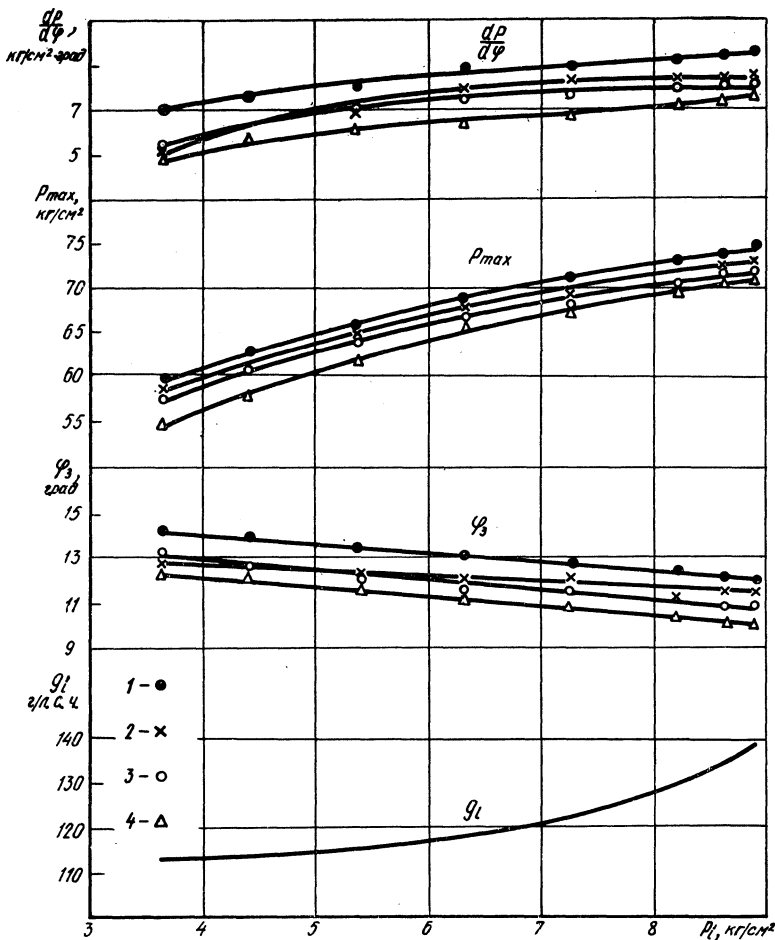


Рис. 4. Зависимость показателей работы двигателя от нагрузки при  $n=2200$  об/мин:

1 — топливо с ц. ч. 40 единиц; 2 — топливо с ц. ч. 49 единиц; 3 — топливо с ц. ч. 55 единиц; 4 — топливо с ц. ч. 60 единиц

ной нагрузке не более чем на 18% и мало влияет на величину максимального давления сгорания — до 5%.

На режиме малых нагрузок при  $p_i = 3,66$  кг/см<sup>2</sup> разница в значениях жесткости и максимального давления сгорания при изменении цетанового числа топлива от 40 до 60 получена большей и для  $dp/d\varphi$  составляет 30%, для  $p_{max}$  — 6%.

Полученные результаты исследования позволяют сделать следующие выводы.

1. Вследствие изменения цетанового числа топлива в интервале 40—60 единиц при постоянном угле опережения впрыска удельный индикаторный расход меняется не более чем на 1,5%.



2. С увеличением цетанового числа топлива величина оптимального угла опережения уменьшается. При оптимальных углах опережения для топлив с цетановым числом 40, 49, 55 и 60 единиц величины, характеризующие индикаторную экономичность двигателя при различной нагрузке, практически одинаковы.

3. С увеличением цетанового числа топлива уменьшается максимальная относительная скорость сгорания, что ведет к снижению жесткости и максимального давления сгорания.

### Л и т е р а т у р а

- [1] Сомов В. А., Боткин Н. П. Топливо для транспортных дизелей. Л., 1963.  
[2] Забрянский Е. И., Зарубин А. П. Детонационная стойкость и воспламеняемость моторных топлив. М., 1965. [3] Рожакский В. А., Кухаренок Г. М., Фрадин В. Е. Обработка индикаторных диаграмм дизельных двигателей при помощи ЭЦВМ. — В сб.: «Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей». Минск, 1971.

Ч. Б. Дробышевский, В. З. Зубер

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ОБЪЕМА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ТИПА ЦНИДИ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ Д-240

При экспериментальной отработке рабочего процесса быстрого тракторного дизеля Д-240 с камерой сгорания в поршне типа ЦНИДИ было установлено, что при оптимальных условиях топливоподачи и наполнения цилиндров воздухом высокая топливная экономичность может быть достигнута в случае обеспечения максимально возможного отношения объема камеры в поршне к объему камеры сжатия  $\frac{V_k}{V_c}$ . Согласно данным работы [1], увеличе-

ние этого отношения равноценно соответствующему повышению коэффициента наполнения.

В настоящей статье изложены результаты исследований, проведенных на Минском моторном заводе, целью которых было определение поэлементного и комплексного влияния на экономичность двигателя Д-240 объемов пространств, составляющих камеру сжатия, выбор оптимального объема камеры в поршне, а также поиск путей, позволяющих улучшить экономичность двигателя при сохранении достаточной по условиям надежного пуска номинальной степени сжатия  $\epsilon = 16$ .

На рис. 1 представлена камера сгорания двигателя Д-240 с указанием объемов основных пространств, образующих камеру сжатия.

Испытания проводились при различных объемах камеры в поршне  $V_k$  путем последовательного ее углубления. При этом объемы надпоршневого пространства  $V_1$ , подклапанных выточек  $V_2$ , кольцевого пространства за жаровым гребнем гильзы  $V_3$ , а также прочих нерассматриваемых вредных пространств  $V_{пр}$  оставались неизменными.

Результаты опытов представлены графически на рис. 2, из которого следует, что, увеличивая объем камеры в поршне, можно существенно повысить экономичность работы двигателя. Однако такое увеличение ограничено требуемой величиной степени сжатия.

При указанных объемах остальных пространств получение степени сжатия, равной 16, возможно при объеме камеры не более  $57,5 \text{ см}^3$ .

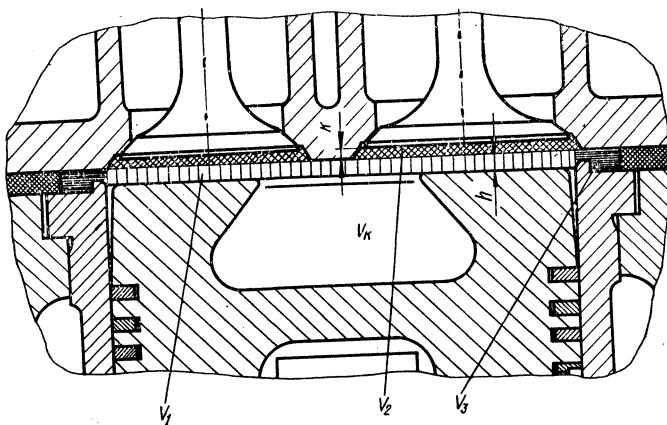


Рис. 1. Камера сгорания двигателя Д-240:

$$V_1 = 7,6 \pm 13,3 \text{ см}^3; V_2 = 5,7 \pm 7,3 \text{ см}^3; V_3 = 1,6 \pm 2,8 \text{ см}^3; V_K = 57 \pm 58 \text{ см}^3$$

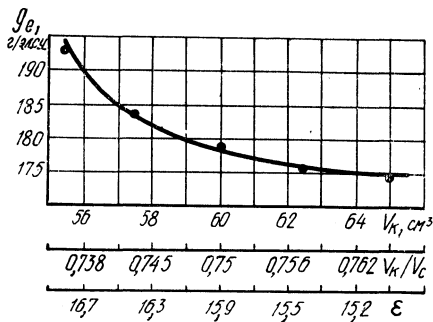


Рис. 2. Влияние объема камеры в поршне на экономичность двигателя при  $V_1=9,5 \text{ см}^3$ ;  $V_2=6 \text{ см}^3$ ;  $V_3=2 \text{ см}^3$ ;  $V_{\text{пр}}=2,5 \text{ см}^3$ ;  $N_e=75 \text{ л. с.}$ ,  $n=2200 \text{ об/мин}$

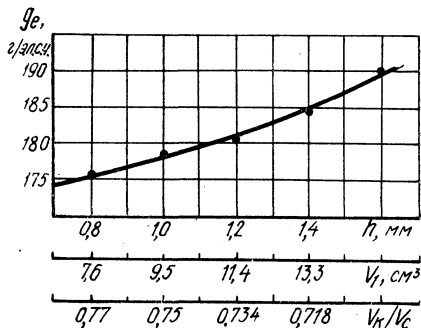


Рис. 3. Влияние величины надпоршневого пространства на экономичность двигателя при  $V_K=60 \text{ см}^3$ ;  $V_2=6 \text{ см}^3$ ;  $V_3=2 \text{ см}^3$ ;  $V_{\text{пр}}=2,5 \text{ см}^3$ ;  $N_e=75 \text{ л. с.}$ ,  $n=2200 \text{ об/мин}$

На рис. 3 приведены результаты исследования влияния надпоршневого зазора  $h$  мм (объем  $V_1$ ), изменяемого за счет толщины пакета медных прокладок головки цилиндров, на экономичность двигателя.

Высокая чувствительность двигателя к увеличению надпоршневого зазора объясняется двойным влиянием его на протекание процессов смесеобразования и сгорания. Во-первых, с ростом надпоршневого пространства уменьшается количество воздуха, находящегося

ся в камере сгорания поршня, и, следовательно, сгорание в основных фазах происходит при низком коэффициенте избытка воздуха. Это подтверждается исследованиями ЦНИДИ, отметившими, что распространение пламени в надпоршневое пространство происходит спустя четыре-восемь градусов поворота коленчатого вала после в. м. т., т. е. в 3-м и 4-м периодах сгорания (по Толстову) [2]. Во-вторых, надпоршневой зазор значительно влияет на величины осевой и радиальной скоростей воздуха в камере сгорания, определяющих интенсивность смесеобразования и тепловыделения.

Расчетные графики скоростей воздуха в камере, выполненные по методике [3], при различных зазорах  $h_p$  между поршнем и головкой цилиндров с учетом теплового расширения деталей представлены на рис. 4.

Таким образом, чтобы обеспечить высокую экономичность двигателя и чтобы при этом исключалась возможность ударов поршней о головку цилиндров на изношенном и находящемся под нагрузкой непрогретом двигателе, надпоршневой зазор, замеренный в статике на двигателе, должен выдерживаться в пределах 0,9—1 мм, что в условиях массового производства — задача трудновыполнимая.

Продолжением надпоршневого пространства являются подклапанные выточки (объем  $V_2$ ). Они конструктивно неизбежны в связи с необходимостью утопить тарелки клапанов относительно плоскости головки и благодаря этому исключить возможность встречи клапанов с поршнями во время работы двигателя. Уменьшение утопания клапанов и, следовательно, подклапанного пространства  $V_2$  возможно при сокращении перекрытия клапанов.

Влияние величины подклапанного пространства  $V_2$  на экономичность двигателя представлено на рис. 5. Моменты открытия и закрытия клапанов изменялись за счет зазора между бойком коромысла и стержнем клапана так, чтобы исключался контакт поршней с клапанами. В этом случае увеличение относительного объема камеры  $V_{к}/V$  сопровождалось изменением коэффициента наполнения

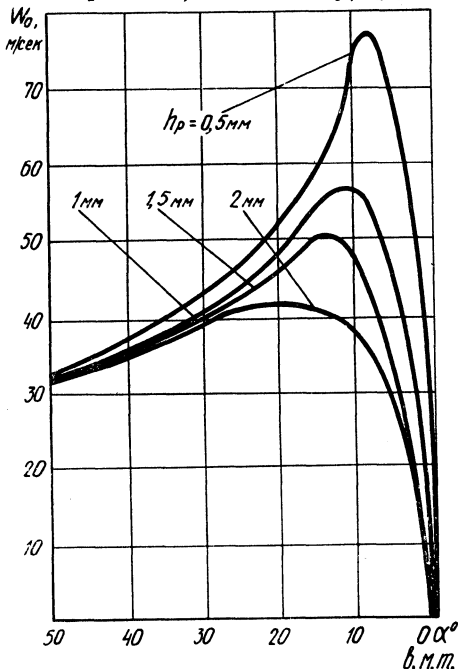


Рис. 4. Изменение осевой скорости  $\omega_0$  в горловине камеры сгорания при различных надпоршневых зазорах  $h_p$ ,  $n=2200$  об/мин

η<sub>v</sub>. Минимум удельного расхода топлива имел место при утопании клапанов на 0,3—0,4 мм. Дальнейшее уменьшение утопания, несмотря на увеличение  $V_k/V_c$ , не приводит к повышению экономичности в связи со снижением коэффициента наполнения. Для иллюстрации и объяснения указанного явления введен комплексный параметр полноты использования воздуха в двигателе  $F = \eta_v V_k/V_c$ .

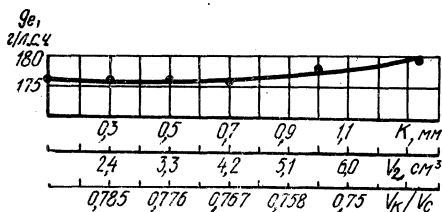


Рис. 5. Влияние объема подклапанных выточек  $V_2$  на экономичность двигателя при  $V_k=60 \text{ см}^3$ ,  $V_1=9,5 \text{ см}^3$ ,  $V_3=2 \text{ см}^3$ ,  $V_{\text{пр}}=2,5 \text{ см}^3$ ,  $N_e=75 \text{ л. с.}$ ,  $n=2200 \text{ об/мин}$

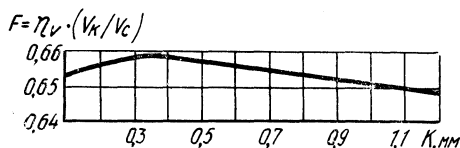


Рис. 6. Изменение параметра  $F$ , характеризующего полноту использования воздуха при сгорании, в зависимости от утопания клапанов:  $N_e=75 \text{ л. с.}$ ;  $n=2200 \text{ об/мин}$

График изменения параметра  $F$  в зависимости от утопания клапанов при разных фазах газораспределения для двигателя Д-240 приведен на рис. 6. Как видно из графика, максимальное значение и, следовательно, наиболее полное использование воздуха имеют место при утопании клапанов на 0,3—0,4 мм. При указанном утопании соударение поршней с клапанами на работающем двигателе исключается при перекрытии фаз, равном  $6-8^\circ$ .

Следует также отметить, что из-за наличия подклапанных выточек скорость перетекания воздуха в камеру сгорания неодинакова по периметру горловины камеры, что искажает структуру вихря и снижает его устойчивость. Расчетная скорость воздушного потока в горловине в зоне подклапанных выточек при положении поршня, соответствующем углу поворота коленчатого вала  $5^\circ$  до в. м. т., снижается примерно на 30%. Воздух, заключенный в кольцевом пространстве  $V_3$  при сгорании не используется в связи с тем, что малый зазор между жаровым гребнем гильзы и головкой препятствует распространению пламени за гребень. Устранение этого пространства было бы равноценно увеличению коэффициента наполнения на величину веса воздуха в нем, т. е. примерно на 2%. При испытании пространство  $V_3$  устранялось установкой на бурты гильз вытесняющих колец. Установка таких колец обеспечивает снижение удельного расхода топлива на мощности 75 л. с. на 2—3 г/э. л. с. ч.

Заключительным этапом исследований была проверка комплексного влияния на экономичность двигателя изменений объемов  $V_1$ ,  $V_2$ ,  $V_3$ , направленных на увеличение  $V_k/V_c$  без снижения степени сжатия. Для этого двигатель последовательно собирался и испытывался в двух вариантах (табл. 1).

Совмещенные нагрузочные характеристики двигателя, собран-

Параметры камеры сжатия

Вариант	$V_K, \text{см}^3$	$V_1, \text{см}^3$	$V_2, \text{см}^3$	$V_3, \text{см}^3$	$h, \text{мм}$	$\kappa, \text{мм}$	$\varepsilon$	$V_K / V_C$	$F$
I	57,5	10,5	7,3	1,4	1,2	1,4	16	0,72	0,627
II	60	9	2,6	0	0,95	0,2	16,9	0,8	0,665

ного по I и II вариантам, представлены на рис. 7. Улучшение экономичности в рабочем диапазоне  $p_i = 8,5-9 \text{ кг/см}^3$  составляет 4—5 г./э. л. с. ч. Отмеченное улучшение топливной экономичности двигателя, собранного по II варианту, получено главным образом

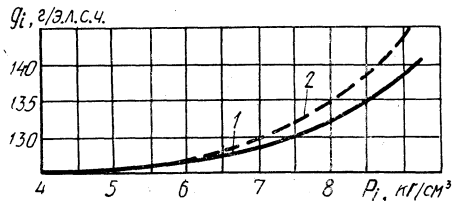


Рис. 7. Нагрузочные характеристики двигателя Д-240, собранного по двум вариантам:

1 — вариант I;  $\varepsilon = 16$ ,  $F = 0,627$ ; 2 — вариант II;  $\varepsilon = 16,9$ ,  $F = 0,665$ .

за счет увеличения на 6% количества воздуха, используемого в основных стадиях сгорания.

## Выводы

1. Высокая топливная экономичность быстроходного тракторного двигателя Д-240 с камерой типа ЦНИДИ при оптимальных условиях топливоподачи и достаточной для пуска степени сжатия  $\varepsilon \geq 16$  может быть достигнута за счет сведения к минимуму «вредных» пространств в камере сжатия: надпоршневого, подклапанного и пространства за жаровым гребнем гильзы.

2. При выборе фаз газораспределения дизеля с полуразделенной камерой сгорания вместе с общепринятыми требованиями должно учитываться также требование обеспечения максимального значения параметра полноты использования воздуха, который равен произведению коэффициента наполнения на относительный объем камеры.

## Литература

[1] Володин В. М., Давыдов Б. Н. Некоторые возможности улучшения показателей дизелей с камерой сгорания, расположенной в поршне. — «Тракторы и сельхозмашины», 1970, № 12. [2] Минкин Э. М., Завлин М. Я. Исследование процесса сгорания в цилиндре дизеля с камерой в поршне методом скоростного фотографирования. — В сб.: Двигатели внутреннего сгорания. Под ред. Л. К. Коллерова. М. — Л., 1965. [3] Володин В. М. Исследование воздушных потоков в камере сгорания типа ЦНИДИ. Канд. дис. М., 1969.

И. Д. Раксин, Г. Н. Слободич

## ЗАВИСИМОСТЬ ЭФФЕКТИВНОСТИ РЕЗОНАНСНО-ИНЕРЦИОННОГО НАДДУВА ДВИГАТЕЛЯ Д-240 ОТ ВЕЛИЧИНЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ НА ВПУСКЕ

Один из возможных путей повышения энергетических и экономических показателей дизеля — использование колебаний давления воздуха, возникающих во впускном тракте, с целью создания резонансно-инерционного наддува. Графоаналитический метод подбора впускного тракта, обеспечивающего получение резонанса вынужденных колебаний давления воздуха с собственными, описан в работе [1].

Подобранный по этой методике впускной коллектор устанавливался на двигатель Д-240 (четырёхтактный, четырёхцилиндровый,  $D \times S = 110 \times 125$ ,  $n = 2200$  об/мин). В процессе полевых испытаний двигателя с этим коллектором было выявлено, что при значительных величинах сопротивления воздухоочистителя, вызываемого его засорением, эффективность наддува снижается, что отмечалось и в работе [2]. Поэтому была поставлена задача получить экспериментальные данные, позволяющие оценить использование резонансно-инерционного наддува при изменении сопротивления на впуске.

Наполнение двигателя при резонансе увеличивается благодаря возникновению волны давления, входящей в резонанс с вынужденной. На рис. 1 приведены осциллограммы, которые представляют колебания давления воздуха перед впускным клапаном при обычном впускном коллекторе и коллекторе, обеспечивающем резонансно-инерционный наддув.

Колебания давления в трубопроводе при совпадении частот вынужденных и свободных колебаний воздуха носят упорядоченный характер, а давление в конце впуска возрастает. Однако, как указывалось, величина этого давления зависит от сопротивления на впуске.

В задачу исследований входило нахождение величины избыточного давления перед впускным клапаном в конце впуска в зависимости от величины разрежения на впуске и определение допустимой величины максимального разрежения по мощностным и экономическим показателям двигателя.

Изучение колебаний воздуха во впускном трубопроводе производилось при прокрутке двигателя от балансирующей машины.

Измерение давления во впускном коллекторе, а также определение масштаба записи осуществлялись в следующем порядке. Датчик мембранного типа, настроенный на требуемый интервал измерений, устанавливался в коллектор перед впускным клапаном. После настройки измерительной схемы запускался двигатель.

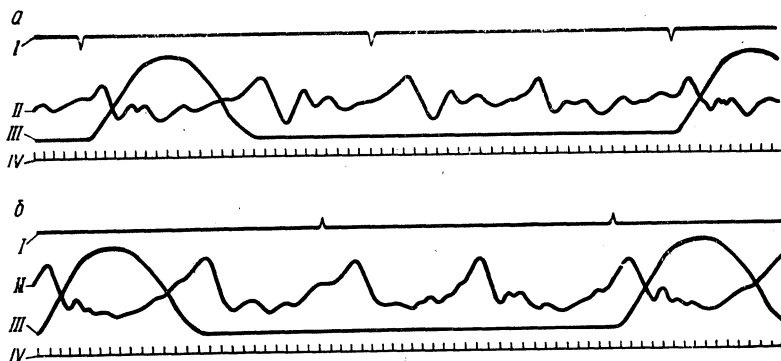


Рис. 1. Осциллограммы колебания давления воздуха во впускном коллекторе (перед клапаном):

*a* — коллектор не настроен на резонанс; *b* — коллектор настроен на резонанс: *I* — отметка в. м. т.; *II* — давление в коллекторе; *III* — подъем впускного клапана; *IV* — отметка времени 0,001 сек

При стабилизации его работы полость датчика соединялась с полостью трубопровода при помощи трехходового крана. Затем для нанесения атмосферной линии полость датчика соединялась с атмосферой. При третьем положении крана полость датчика соединялась с контрольным давлением, служащим для определения масштаба давления.

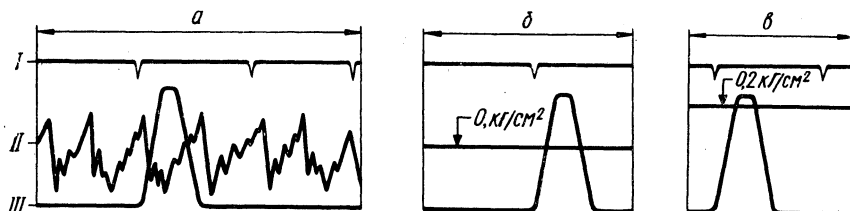


Рис. 2. Образец записи осциллограммы с контрольным давлением:

*I* — отметка в. м. т.; *II* — давление в коллекторе; *III* — подъем впускного клапана

Образец записи представлен на рис. 2. Участок *a* на осциллограмме соответствует измеряемому переменному давлению, участок *b* — величине атмосферного давления, участок *v* — величине контрольного давления (в данном случае  $0,2 \text{ г/см}^2$ ).

Результаты измерений приведены на рис. 3, на котором представлены зависимости давления перед впускным клапаном и вели-



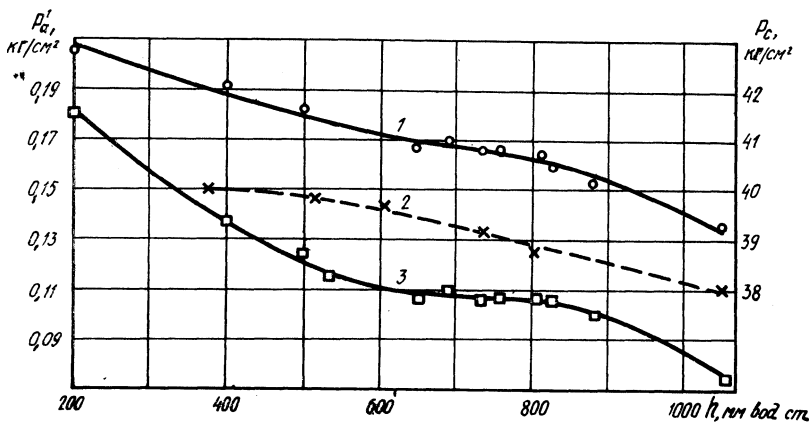


Рис. 3. Зависимость давления перед впускным клапаном и давления конца сжатия от разрежения за воздухоочистителем:  
 1 — давление конца сжатия (коллектор настроен на резонанс); 2 — давление конца сжатия (коллектор не настроен на резонанс); 3 — давление перед впускным клапаном (коллектор настроен на резонанс)

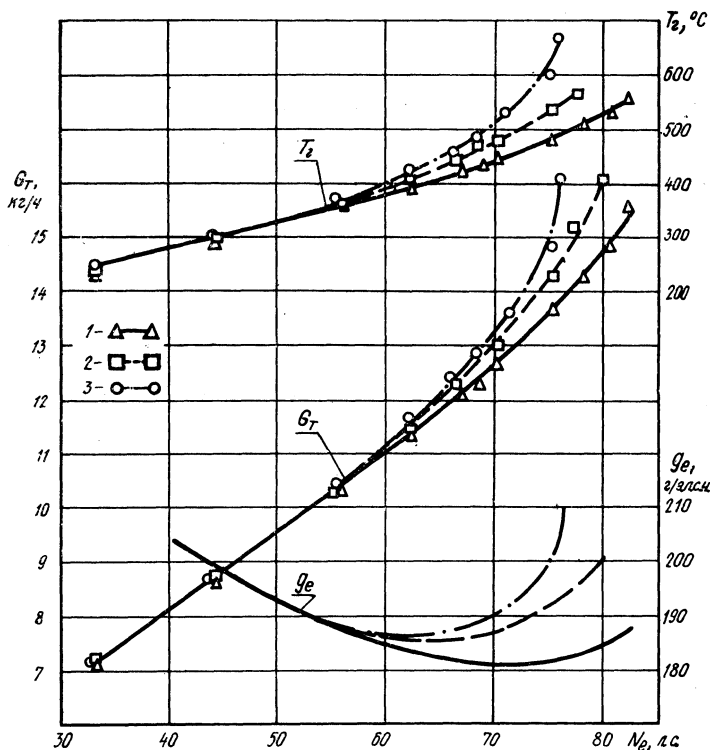


Рис. 4. Нагрузочные характеристики двигателя Д-240,  $n = 2200$  об/мин:

1 — впускной коллектор настроен на резонанс, сопротивление воздухоочистителя 200 мм вод. ст.; 2 — то же, сопротивление 600 мм вод. ст.; 3 — впускной коллектор не настроен на резонанс, сопротивление 600 мм вод. ст.

чины давления конца сжатия от изменения разрежения за воздухоочистителем. Из графика видно, что резонансно-инерционный наддув для двигателя Д-240 наиболее эффективен при сопротивлении воздухоочистителя, не превышающем 400 мм вод. ст. В связи с этим был создан воздухоочиститель с пониженным сопротивлением, которое не превышало 200 мм вод. ст. при расходе 270 м<sup>3</sup>/ч против 350 мм вод. ст. у серийного воздухоочистителя, и проведены сравнительные испытания.

Нагрузочные характеристики двигателя Д-240 с этими воздухоочистителями приведены на рис. 4. По данным графика (рис. 4), можно отметить, что для двигателя Д-240 при сопротивлении воздухоочистителя не более 200 мм вод. ст. мощностные и экономические показатели двигателя на больших нагрузках значительно лучше, чем с воздухоочистителем 600 мм вод. ст.

Чтобы оценить влияние на работу двигателя не только сопротивления воздухоочистителя, но и настроенного на резонанс впускного тракта, были сняты нагрузочные характеристики при попеременной установке короткого впускного тракта и удлиненного, настроенного на резонанс (рис. 4). Из рассмотрения нагрузочных характеристик двигателя с этими системами впуска можно отметить, что система с резонансно-инерционным наддувом имеет преимущества перед обычной системой впуска, причем тем больше, чем меньше сопротивление на впуске.

#### Л и т е р а т у р а

[1] Слободич Г. Н., Раксин И. Д. Определение длины впускного трубопровода для обеспечения акустического наддува двигателя. — «Тракторы и сельхозмашины», 1969, № 4. [2] Данилов В. В. Акустический наддув поршневых быстроходных двигателей. — В кн.: Усовершенствование работы двигателей внутреннего сгорания промышленной энергетики. № 25-63-350/5. М., 1963.

А. М. И в а н е н к о

## ВОПРОСЫ РАСЧЕТА КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА КЛАПАНОВ

Одним из параметров, который необходимо знать при теоретическом определении оптимальных фаз газораспределения, является коэффициент расхода клапанов. Знание коэффициента расхода клапанов дает возможность получать уточненные уравнения коэффициента наполнения, позволяющие достоверно судить о факторах, влияющих на процесс зарядки цилиндра.

Влияние конструктивного оформления элементов системы газораспределения двигателя на наполнение также учитывается коэффициентом расхода клапанов. К таким конструктивным элементам относятся размеры и формы клапанов; отношение диаметра клапана к диаметру горловины; кинематика клапанного привода и отношение хода поршня к его диаметру, определяющее при прочих равных параметрах скорость газа в клапанах.

Для определения коэффициента расхода клапанов необходимо знать скорость газа в проходном сечении клапана.

Рассматривая течение газа через дросселирующее осесимметричное отверстие, можно установить, что изменения состояния газа в процессе истечения следуют уравнению простого изменения состояния только тогда, когда течение происходит без трения различного вида и завихрений. В этом случае теоретическую скорость газа в сужении определяют по известному равенству:

$$W_0 = \sqrt{2gRT_0 \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{p}{p_0} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]} \text{ м/сек,}$$

где  $T_0$  и  $p_0$  — соответственно температура и давление газа до входа в отверстие,  $p$  — давление в самом узком месте струи;  $k$  — показатель адиабаты.

При этом условии поток газа может снова преобразовать свою кинетическую энергию в потенциальную при помощи расширяющихся сопел и возвратиться в то состояние, от которого на-

чался процесс. На практике эти условия неосуществимы и изменения состояния текущих газов даже при отсутствии теплообмена неточно следуют уравнению адиабаты ( $pV^k = \text{const}$ ).

Действительная скорость истечения газа меньше теоретической скорости, соответствующей располагаемой адиабатической работе. Величина ее при истечении газа через осесимметричное отверстие будет равна

$$W_d = W_0 \alpha \varphi,$$

где  $\alpha$  — коэффициент сжатия струи;  $\varphi$  — коэффициент, учитывающий потери на трение о стенки отверстия и между молекулами (скоростной коэффициент).

Отсюда можно определить коэффициент расхода

$$\mu = \frac{W_d}{W_0} = \frac{W_0 \alpha \varphi}{W_0}$$

и тогда

$$\mu = \alpha \varphi.$$

Вопрос изменения коэффициента расхода хорошо изучен для простейших систем, в частности для дросселирующих отверстий, соосных с трубой.

Газораспределительная система двигателя представляет собой систему с дросселирующим отверстием кольцевой формы (клапанная щель), несимметрично расположенным по отношению к трубе за сужающим отверстием. Сопротивление клапанов не аналогично по своей природе сопротивлению сужающих соосных с трубой отверстий, в которых после внезапного сжатия происходит внезапное расширение потока. В клапанах имеет место более сложное явление. Помимо внезапных сужений и расширений, здесь наблюдаются сложные обходы и повороты потока. Все это связано как с местными повышениями скоростей, так и с отрывами потока от стенок, а следовательно, с вихреобразованиями, что вызывает большое сопротивление этих элементов. На сопротивление клапана в значительной степени влияет его положение. Экспериментами установлено, что коэффициент расхода зависит от величины проходного сечения клапана: он больше при малых сечениях.

Причина этого явления может быть объяснена тем, что газовый поток, выходящий через клапан, претерпевает ряд изменений по мере подъема клапана над седлом. Весь подъем клапана и изменение его проходного сечения можно разбить на четыре условные фазы:

а) при малых подъемах (фаза I) щель между клапаном и седлом хорошо направляет поток газа; по выходе из этой щели струи газа имеют скорости, направленные вдоль потока, коэффициент сжатия  $\alpha \approx 1$ , и значит  $\mu \approx \varphi$ ;

б) при дальнейшем подъеме клапана наступает фаза II, когда поток газа отрывается от конуса клапана и начинается сжатие струи;

в) затем наступает фаза III, когда поток газа отрывается также и от седла. В этот момент сжатие струи усиливается;

г) наконец, фаза IV зависит уже не от клапана, а от формы и размера сосуда за клапаном. При большем сечении, открытом кла-

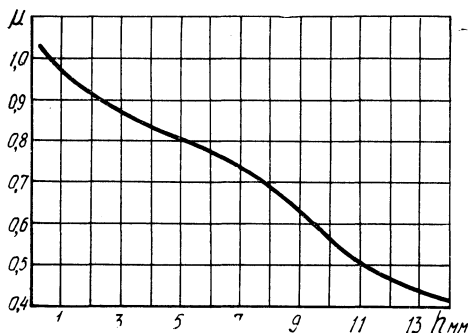


Рис. 1. Изменение коэффициента впускного клапана в зависимости от подъема  $h$ .

паном, поток газа обладает настолько большой энергией, что сохраняет свое строение до соприкосновения со стенками цилиндра.

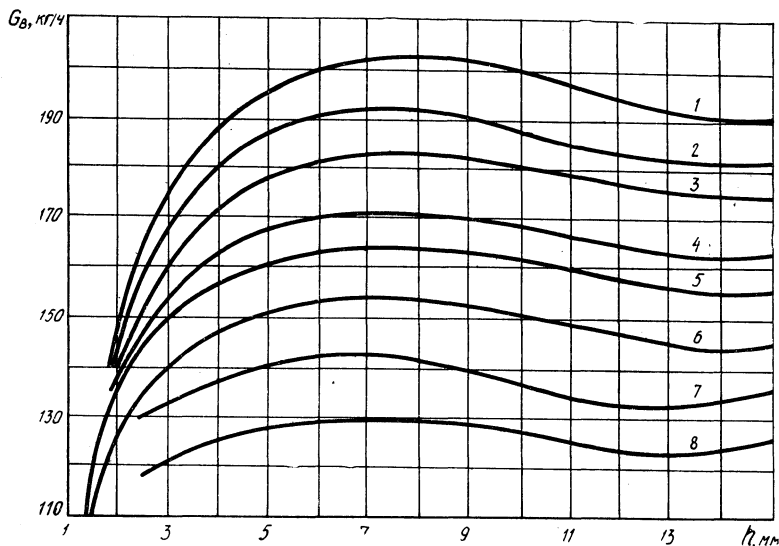


Рис. 2. Изменение расхода воздуха  $G_B$  в зависимости от подъема клапана при различном числе оборотов коленчатого вала двигателя: 1 — 1700 об/мин; 2 — 1600; 3 — 1500; 4 — 1400; 5 — 1300; 6 — 1200; 7 — 1100; 8 — 1000 об/мин

Стенки отклоняют поток в сторону и изменяют его направление, вызывая потерю энергии.

Характер изменения скоростного коэффициента трудно установить путем общих рассуждений, но ясно, что с увеличением подъема клапана уменьшается роль трения о стенки клапанной щели,

но увеличивается завихрение потока газа и сказывается резкое изменение направления движения.

Суммарное влияние коэффициентов  $\alpha$  и  $\varphi$  приводит к уменьшению коэффициента расхода по мере подъема клапана.

Экспериментами установлено, что для каждого двигателя коэффициент расхода имеет свой характер изменения.

Нами проведены опыты по экспериментальному исследованию протекания коэффициента расхода впускной системы двигателя Д-50. Опыты проводились при разных подъемах клапана и разных расходах воздуха. В результате этих опытов составлены аэродинамические характеристики впускной системы, представленные в виде графических зависимостей на рис 1 и 2.

### Выводы

1. Коэффициент расхода клапанной щели уменьшается с увеличением проходного сечения клапана, что существенно отличается от закона изменения этой величины для нормальных дроссельных устройств.

2. Коэффициент потери давления в широком диапазоне открытия клапана практически остается неизменным и равным 0,56—0,60. Таким образом, впускная система двигателя и по этому показателю существенно отличается от дросселирующей системы с осесимметричным сужающим круглым отверстием, где коэффициент потери давления быстро убывает с увеличением относительной площади проходного сечения сужения.

3. Впускная система двигателя отличается крайне неудовлетворительными аэродинамическими характеристиками, в результате чего расход воздуха через клапанную щель достигает максимального значения еще при таких подъемах клапана, когда проходное сечение щели меньше проходного сечения горловины, и при дальнейшем увеличении подъема расход сокращается.

4. Увеличение «время-сечение» впускных клапанов нецелесообразно проводить за счет увеличения подъема клапана.

А. Г. Л а т о к у р с к и й, А. Х. М а а р у ф

## К ВОПРОСУ О ВЫСОКОТЕМПЕРАТУРНОМ ОХЛАЖДЕНИИ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Важнейшим параметром, характеризующим эффективность системы жидкостного охлаждения, является температура охлаждающей жидкости. При повышении температуры охлаждающей жидкости уменьшается доля теплоты, теряемой на охлаждение, и одновременно значительно увеличивается отвод тепла с единицы поверхности решетки радиатора, обусловленный большей разностью температур между охлаждающей жидкостью в радиаторе и окружающей средой, что позволяет значительно уменьшить размеры радиатора и мощность на привод вентилятора. На рис. 1 [1] приведены результаты расчета изменения основных технических характеристик охлаждающего устройства тепловозного дизеля мощностью 3000 л. с. от температуры воды и масла.

По мере совершенствования конструкции двигателей внутреннего сгорания средняя температура в их системах охлаждения непрерывно растет, и у современных автотракторных двигателей она поддерживается на уровне 85—90°C. Однако эта температура — не предел. Увеличение температуры охлаждающей жидкости — одно из наиболее действенных средств повышения эффективных показателей современных двигателей внутреннего сгорания.

В 30-е годы системы высокотемпературного охлаждения (в. т. о.) широко использовались в авиации для уменьшения лобового сопротивления самолетов путем сокращения поверхности водяных радиаторов или их ликвидации.

После второй мировой войны стали появляться наземные силовые установки, оборудованные в. т. о. За последние годы (1960—1965 гг.) за рубежом на работу с в. т. о. переведено около 50 типов двигателей, большинство которых выпускается фирмами США. В настоящее время в США мощность двигателей, работающих с в. т. о., превышает 1 000 000 л. с.

В СССР силовые установки с в. т. о. применяются с 1952 г., и сейчас имеется около 60 000 л. с. таких двигателей, основная часть которых — силовые установки компрессорных станций магистральных газопроводов [2].

В настоящее время в т. о. все шире внедряется на стационарных, судовых и тепловых двигателях большой мощности. Опыт эксплуатации таких двигателей как за рубежом, так и в нашей стране позволяет сделать вывод о необходимости расширять применение в т. о. на новых типах отечественных двигателей.

Исходя из возможности обеспечения нормальных условий смазки двигателя при использовании применяющихся в настоящее время масел, большинство авторов считают верхней границей температуры охлаждающей жидкости на выходе из двигателя  $120^{\circ}\text{C}$  [1, 3 и др.].

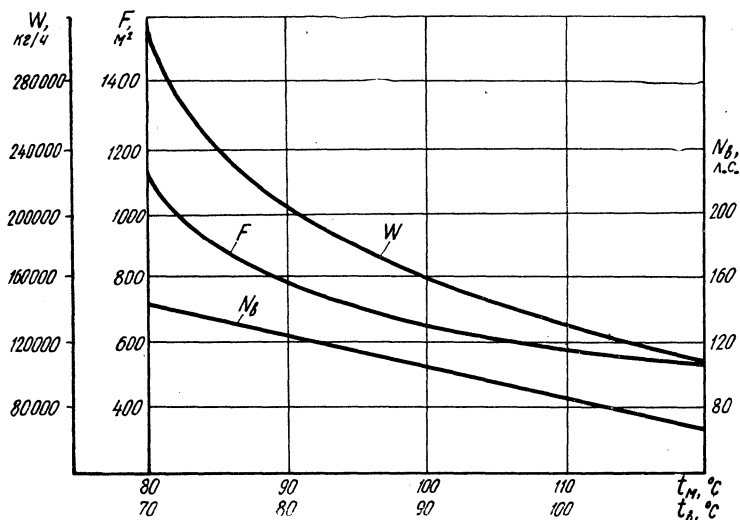


Рис. 1. Зависимость охлаждающей поверхности радиатора  $F$ , производительности  $W$  и мощности  $N_b$  вентилятора от температуры воды и масла

Исследования двигателей с обычной системой охлаждения показывают, что с повышением температуры охлаждающей воды скорость износа деталей цилиндропоршневой группы уменьшается. Уменьшение износов цилиндропоршневой группы при повышении температуры охлаждающей воды объясняется тем, что с подъемом температуры охлаждения уменьшается возможность конденсации паров серной и других кислот из отработавших газов и снижается в связи с этим коррозионный износ. Это подтверждается исследованиями [4], проведенными на тракторном дизеле и показавшими, что повышение температуры охлаждения уменьшает износ поршневых колец и не влияет на износ вкладышей (рис. 2).

Конденсация паров воды и различных кислот из продуктов сгорания и возникновение пленки электролита на поверхности деталей, образующих рабочий объем цилиндра, возможны при температуре стенок этих деталей ниже критической, зависящей от парциального давления водяного пара, присутствия кислот и со-



стояния поверхности. Для четырехтактного двигателя с воспламенением от сжатия без наддува критическая температура находится в пределах 70—120°C [5]. Б. Б. Генбом [5] указывает, что в верхней части внутренней поверхности цилиндра современных транспортных двигателей с водяным охлаждением даже в процессе работы на номинальном режиме при температуре охлаждающей воды 75—85°C имеются участки, температура которых ниже критической. Кроме того, следует иметь в виду, что при работе двигателя на малых нагрузках и в зимнее время наблюдается значительное пони-

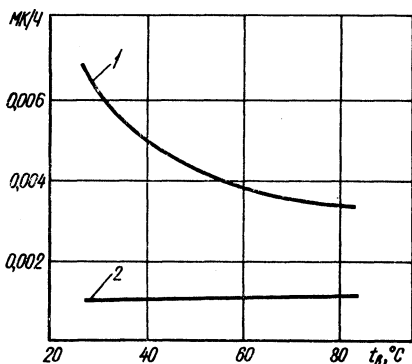


Рис. 2. Зависимость скорости износа поршневых колец и вкладышей от температуры охлаждающей воды:  
1 — износ поршневых колец; 2 — износ вкладышей

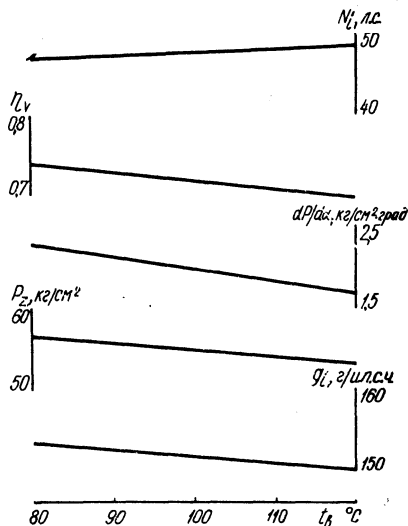


Рис. 3. Влияние температуры воды на показатели рабочего процесса двигателя

жение температуры воды и масла, что приводит к увеличению износов и снижению мощности двигателя.

О влиянии в. т. о. на износ деталей цилиндропоршневой группы двигателя имеются противоречивые данные. Большинство исследователей указывают на уменьшение износа при переходе на в. т. о. [1 и др.]. В некоторых работах отмечается, что при повышении температуры охлаждающей воды выше 90°C интенсивность износа не зависит от температуры [6].

Большое влияние оказывает температурный режим в системе охлаждения на кавитационное разрушение гильз цилиндров и блоков. Максимальная кавитация имеет место при температуре охлаждающей воды 55—65°C, так как при этой температуре вода имеет наибольшие силы поверхностного натяжения и прочность. Повышение температуры воды и давления в системе охлаждения способствует уменьшению интенсивности кавитации.

С увеличением температуры охлаждения уменьшается вязкость масла, что обуславливает уменьшение потерь на трение, которое происходит, однако, до определенного предела увеличения температуры масла, зависящего от свойств применяемого для смазки масла.

Так как при прочих равных условиях наполнение цилиндра зависит только от степени подогрева свежего заряда, то с увеличением температуры охлаждающей жидкости коэффициент наполнения уменьшается. Этим можно объяснить уменьшение мощности и увеличение удельного расхода топлива при переводе на в. т. о. двигателей с воспламенением от искры.

У дизелей в. т. о. улучшает протекание рабочего процесса, что приводит к снижению удельного эффективного расхода топлива [3]. Кроме того, существенное влияние на мощность и экономичность двигателя оказывает уменьшение потерь на трение при увеличении температуры охлаждающей жидкости.

Повышение температуры охлаждающей жидкости уменьшает потери теплоты в систему охлаждения, что способствует лучшему его использованию в цилиндре. Индикаторный к. п. д. сохраняется постоянным или даже повышается, а так как механический к. п. д. увеличивается, то увеличивается и эффективность двигателя. Повышение температуры стенок камеры сгорания улучшает подготовку топлива к воспламенению, в связи с чем сокращается период задержки воспламенения. Смещение начала горения топлива в сторону линий сжатия уменьшает жесткость работы двигателя, максимальное давление цикла и степень последующего расширения при условии подбора оптимального угла опережения подачи топлива. На рис. 3 [3] показано изменение показателей рабочего процесса тракторного вихрекамерного дизеля при повышении температуры охлаждающей воды на выходе из двигателя от 80 до 120°C.

Неизбежное повышение температуры поршней, гильз цилиндров, головок и других деталей является одним из основных препятствий на пути применения в. т. о. Однако, как показали проведенные автором исследования, тепловое состояние цилиндропоршневой группы тракторного дизеля Д-50, работающего при температуре охлаждающей воды 85—90°C, значительно ниже предельно допустимого с точки зрения механической прочности материала деталей. А темп прироста температур деталей на каждый градус повышения температуры воды в системе охлаждения (0,8—0,85° для поршня и 1—1,2° для гильзы цилиндра и головки блока) делает возможным дальнейшее повышение температуры охлаждения на 30—40°C без изменения конструкции двигателя.

Из изложенного следует, что в. т. о. существенно влияет на рабочий процесс двигателя, износ его деталей и способствует снижению веса и габаритов силовой установки, причем в значительной мере снижается расход дефицитных цветных металлов (меди, олова), идущих на изготовление радиаторов систем жидкостного охлаждения. Двигатели, оборудованные системами в. т. о., имеют

большую стабильность теплового состояния при эксплуатации в условиях значительного колебания температуры и давления окружающей среды и не переохлаждаются при работе на режимах малых нагрузок.

Так как в настоящее время поведение автотракторных двигателей в условиях в. т. о. изучено недостаточно, а исследования судовых, стационарных и тепловых двигателей большой мощности носят по ряду вопросов противоречивый характер, экспериментальное исследование в. т. о. тракторного дизеля представляет несомненный интерес.

### Л и т е р а т у р а

[1] *Фуфрянский Н. А. и др.* Высокотемпературное охлаждение тепловозных дизелей. — «Электрическая и тепловозная тяга», 1963, № 8. [2] *Ливенцев Ф. Л.* Высокотемпературное охлаждение поршневых двигателей внутреннего сгорания. М.—Л., 1964. [3] *Цветков В. В.* Влияние высокотемпературного охлаждения на работу вихрекамерного дизеля. — «Энергомашиностроение», 1965, № 12. [4] *Зубиетова М. П., Пустовалов И. В.* Влияние условий работы двигателя Д-50 на износостойкость его деталей. — «Тракторы и сельхозмашины», 1968, № 3. [5] *Генбом Б. Б.* О коррозии автотракторных двигателей. — «Автомобильная и тракторная промышленность», 1956, № 5. [6] *Костин А. К. и др.* Теплонапряженность газомоторного компрессора 10ГК-1 при испарительном охлаждении. — «Энергомашиностроение», 1965, № 5.

**А. Н. Сарапин, В. М. Адамов, В. С. Глушаков**

## **ВЛИЯНИЕ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМА СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА ТЕПЛОВОЕ СОСТОЯНИЕ И ИЗНОС ГИЛЬЗ ЦИЛИНДРОВ**

Долговечность тракторных двигателей, кроме многих других факторов, определяется также температурным состоянием деталей кривошипно-шатунного механизма и особенно гильзопоршневой группы.

Колебания температуры деталей двигателей вызывают коррозионное изнашивание, изменение их геометрии (коробление), нарушают зазоры в сопряжениях, что, естественно, снижает моторесурс двигателя.

В настоящей статье излагаются результаты исследования влияния температурного режима системы охлаждения тракторных дизелей Д-50 и Д-60 на распределение температуры на поверхности гильз цилиндров, величин температурных напряжений в гильзе и явлений коррозионного износа гильз в процессе эксплуатации. Исследование проводилось на стенде, оборудованном электрической балансирной машиной. Термометрированию подвергались гильзы 2 и 3-го цилиндров, так как исследованиями, ранее проведенными на Минском моторном заводе, установлено, что они являются наиболее напряженными по тепловому состоянию.

Температура измерялась медьконстантановыми термопарами, подключенными посредством компенсационных проводов к электрическому потенциометру с ценой деления шкалы  $1^{\circ}\text{C}$ . Термопары были установлены равномерно по периметру гильз в двух поясах: на расстоянии 25 мм (8 термопар) и 70 мм (4 термопары) от верхнего торца гильзы. Горячий спай термопар отстоял на 2 мм от рабочей поверхности гильз.

Температура охлаждающей воды изменялась от 40 до  $80^{\circ}\text{C}$  с интервалом  $20^{\circ}\text{C}$  и от 80 до  $110^{\circ}\text{C}$  с интервалом  $10^{\circ}\text{C}$ . На каждом тепловом режиме двигателя замерялась температура гильз при работе его на номинальных оборотах и различных нагрузках.

Опыты показали, что температура обеих гильз в верхнем поясе наибольшая со сторон, обращенных друг к другу. При этом максимальные температуры у обеих гильз примерно одинаковы.

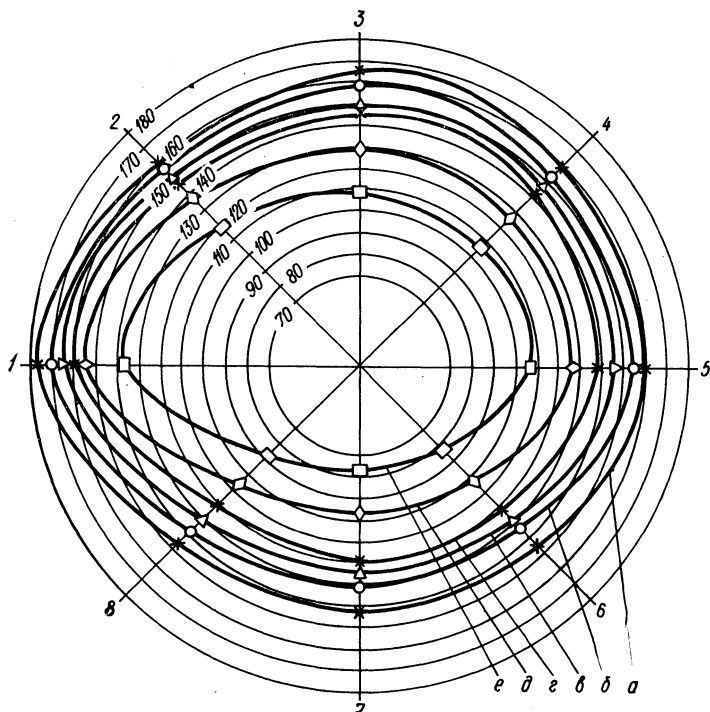


Рис. 1. Распределение температуры в верхнем поясе гильзы 3-го цилиндра при работе дизеля Д-60 на режиме максимальной мощности в зависимости от температуры охлаждающей воды: *a* — 110°; *б* — 100; *в* — 90; *г* — 80; *д* — 60; *е* — 40°С; 1—8 — точки установки термпар (точка 1 расположена со стороны второго цилиндра; 5 — со стороны четвертого цилиндра; 7 — со стороны подвода охлаждающей жидкости)

На рис. 1 и 2 показан характер изменения температуры в верхнем поясе гильзы 3-го цилиндра двигателя Д-60 в зависимости от температурного режима системы охлаждения.

Величина перепада температур между отдельными точками по окружности зависит главным образом от места подвода охлаждающей жидкости.

Температурный перепад по высоте гильзы со стороны смежного цилиндра в 2—3 раза выше, чем со стороны подвода охлаждающей жидкости. По окружности гильзы температурный перепад в верхнем поясе выше в 2—3 раза, чем в среднем. Так, при работе двигателя Д-60 на максимальной мощности температурный перепад по высоте гильзы со стороны смежного цилиндра находился в пределах 50—54°С, а со стороны подвода охлаждающей жидкости — 20—22°С. По окружности в верхнем поясе гильзы температурный перепад находился в пределах 38—54°С, а в среднем — 10—20°С. У двигателя Д-50 на максимальной мощности температурные перепады как по высоте, так и по окружности гильзы

практически сохраняются в тех же пределах, что и у двигателя Д-60.

Измеренные температуры относятся к слою гильзы, отстоящему на расстоянии 2 мм от рабочей поверхности. Принимая температуру поверхности гильзы со стороны рубашки такой же, как у

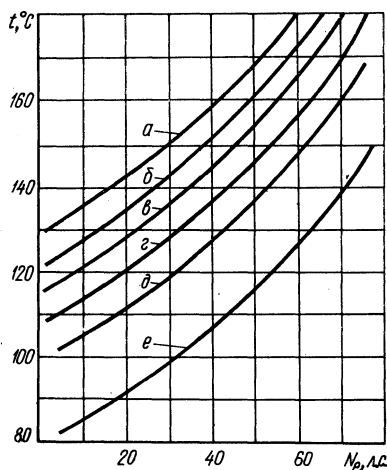


Рис. 2. Изменение температуры гильзы 3-го цилиндра дизеля Д-60 в верхнем поясе со стороны 2-го цилиндра (максимальный температурный уровень) в зависимости от нагрузки и температуры воды в системе охлаждения:

*a* — 110°; *б* — 100; *в* — 90; *г* — 80;  
*д* — 60; *e* — 40°С

воды, температуру рабочей поверхности гильзы можно определить по следующей формуле:

$$t_{c1} = \frac{t\delta - t_{c2}x}{\delta - x},$$

где  $t_{c1}$  — температура рабочей поверхности гильзы;  $t$  — температура гильзы в точке замера;  $t_{c2}$  — температура гильзы со стороны охлаждающей жидкости;  $\delta$  — толщина стенки гильзы ( $\delta=6,5$  мм);  $x$  — расстояние от горячего сая термопары до рабочей поверхности гильзы ( $x=2$  мм).

Из данных табл. 1 видно, что при работе дизеля Д-50 на максимальной мощности с температурой воды 90°С максимальная температура рабочей поверхности верхнего пояса гильзы составляет 193°С и соответственно при 110°С повышается до 197°С, что не превышает максимально допустимого уровня, равного 200°С [1, 2].

При работе дизеля Д-60 на том же режиме уже при 90°С воды в системе охлаждения максимальная температура рабочей поверхности верхней части гильзы достигает 211°С. Поэтому надежность дизеля Д-60 можно обеспечить лишь путем применения высококачественных масел с комплексными присадками, которые допускают повышение температуры рабочей поверхности в верхней части гильзы до 220°С.

Тепловое состояние двигателя оказывает значительное влияние на износ основных его деталей. Как показали многочисленные исследования [3, 1, 4; 5, 6], при низком тепловом состоянии двигателя

**Влияние температурного режима системы охлаждения на температурные  
и суммарные напряжения в гильзах цилиндров**

Двигатель	Температурный режим системы охлаждения, °С	Максимальная температура гильзы, °С		Температурное напряжение, Мн/м <sup>2</sup>	Суммарное напряжение, Мн/м <sup>2</sup>
		в точке замера	на рабочей поверхности		
Д-50	110	171	197	58,0	114,5
	100	—	—	—	—
	90	163	193	67,5	124,0
	80	157	191	72,5	129,0
	60	143	180	78,5	135,0
	40	129	169	84,5	141,0
Д-60	110	184	216	70,6	127,1
	100	180	215	76,5	133,0
	90	174	211	83,5	140,0
	80	170	208	85,0	141,5
	60	162	206	97,0	153,5
	40	152	202	108,0	164,5

резко увеличивается коррозионный износ деталей гильзопоршневой группы.

Сравнивая замеренную в опытах температуру гильз с температурой насыщения парами воды рабочих газов в цилиндрах двигателя, можно определить условия возникновения влажной электрохимической коррозии деталей гильзопоршневой группы.

Для давлений не выше 2 Мн/м<sup>2</sup> температура насыщенного пара может быть определена по эмпирической формуле

$$t_n = 179\sqrt[4]{p},$$

где  $p$  — давление газов в цилиндре, Мн/м<sup>2</sup>.

В дизельных двигателях максимальная температура насыщения колеблется от 110° до 140°С [3].

Коррозионное изнашивание цилиндров наблюдается в зонах, в которых температура газов во время рабочего хода равна или ниже указанной критической температуры. Следовательно, при работе дизелей Д-50 и Д-60 на частичных режимах и пониженных тепловых режимах создаются условия для повышенного коррозионного изнашивания гильз цилиндров и других деталей гильзопоршневой группы.

Зная распределение температуры в цилиндрах при различных режимах работы двигателя, можно определить температурные напряжения в гильзах цилиндров.

Максимальные температурные напряжения в стенке гильзы цилиндра, омываемой охлаждающей водой, определяются из выражения

$$\sigma_t = \pm \frac{E\alpha\Delta t}{2(1-\mu)} \text{ Мн/м}^2,$$

где  $E$  — модуль упругости первого рода (для чугуна  $E=1,0 \cdot 10^5$ );  $\alpha$  — коэффициент линейного расширения ( $\alpha=11 \cdot 10^{-6}$ );  $\mu$  — коэффициент Пуассона ( $\mu=0,23-0,27$ );  $\Delta t$  — температурный перепад между внутренней и наружной стенками гильзы.

Суммарное напряжение на наружной поверхности гильзы будет равно  $\sigma_z = \sigma_t + \sigma_p$ , где  $\sigma_p$  — напряжение разрыва от сил давления газов, которое определяется по формуле

$$\sigma_p = 0,5p_z \frac{D}{\delta} \text{ Мн/м}^2,$$

где  $p_z$  — максимальное давление сгорания ( $p_z=6,7 \text{ Мн/м}^2$ );  $D$  и  $\delta$  — диаметр цилиндра и толщина стенки гильзы ( $D=110 \text{ мм}$ ,  $\delta=6,5 \text{ мм}$ ).

Максимальные значения температурных и суммарных напряжений для верхнего пояса гильзы 3-го цилиндра дизелей Д-50 и Д-60, работавших на максимальных мощностях и при различных температурных режимах системы охлаждения, приведены в табл. 1.

Из табл. 1 видно, что максимальные суммарные напряжения гильз цилиндров дизеля Д-50 в зоне рабочих температур системы охлаждения ( $80-90^\circ\text{C}$ ) составляют  $124-120 \text{ Мн/м}^2$ , а для дизеля Д-60 соответственно  $140-141,5 \text{ Мн/м}^2$  при максимально допустимой величине  $130 \text{ Мн/м}^2$ .

Повышение температурного режима системы охлаждения дизелей Д-50 и Д-60 вызывает снижение температурных, а следовательно, и суммарных напряжений в гильзах цилиндров.

При работе дизелей Д-50 и Д-60 на максимальной мощности в условиях низких температурных режимов системы охлаждения возрастают температурные, а следовательно, и суммарные напряжения в гильзах цилиндров, которые превышают максимально допустимую величину.

### Л и т е р а т у р а

- [1] Гурвич И. Б., Егорова А. П. Рабочая температура деталей автомобильных двигателей. М., 1964. [2] Звонов В. А., Петров Н. Н. О форсировании теплового двигателя ЧН24/27. — Труды ХИИТА. 1963, вып. 68. [3] Величкин Н. И. и др. Ускоренные испытания дизельных двигателей на износостойкость. М., 1964. [4] Гурвич И. Б. Износ автомобильных двигателей. М., 1961. [5] Демьянов Л. А., Сарафанов С. П. Пути повышения надежности и долговечности автотракторных двигателей. М., 1967. [6] Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей. [Сб. ст.]. Минск, 1971.



Нгуен Донг Хо, В. М. Адамов,  
Л. Я. Волчок, А. Г. Латокурский

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАЗОГРЕВА И ОХЛАЖДЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ ЦИЛИНДРОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Основную часть рабочего времени автотракторные двигатели работают на неустановившихся режимах, среди которых наиболее типичными являются переходные режимы: прогрев двигателя после запуска и при переходе от одной нагрузки к другой и охлаждение его после остановки. Знание динамики разогрева и охлаждения деталей двигателя в этих условиях позволяет определить ряд важных в эксплуатации и при стендовых испытаниях двигателей показателей. Такими показателями являются: интенсивность прогрева, время прогрева двигателя после его запуска, время выдержки на данном режиме до получения равновесного теплового состояния т. д.

Объектом исследования являлся двигатель Д-50 Минского моторного завода номинальной мощностью 55 л. с. при 1700 об/мин. В процессе исследований измерялись температуры поршня, гильз цилиндров и головки блока цилиндров. При этом применялись хромель-копелевые термопары, установленные на глубине 1,5—2,0 мм от огневой поверхности. Измерение температуры поршня производилось нулевым методом с периодическим включением термопары в цепь компенсации и с применением электронного осциллографа в качестве нуля-индикатора [1].

Отсчет показателей термопар производился через каждые 20 сек, что ограничивало число точек измерений, за которыми можно было вести наблюдения. Поэтому в каждой из перечисленных выше деталей велось наблюдение за температурой только в одной наиболее характерной точке (рис. 1): в поршне — в центре днища 1, в гильзе — на расстоянии 7 мм от верхнего торца со стороны вихревой камеры 2, в головке — в перемычке между клапанами 3, а также температурой выхлопных газов 4.

В работе исследовалась динамика изменения теплового состояния изучаемых деталей при прогреве двигателя после пуска и после скачкообразного изменения нагрузки, а также при охлаждении двигателя после скачкообразного снятия нагрузки и после остановки.

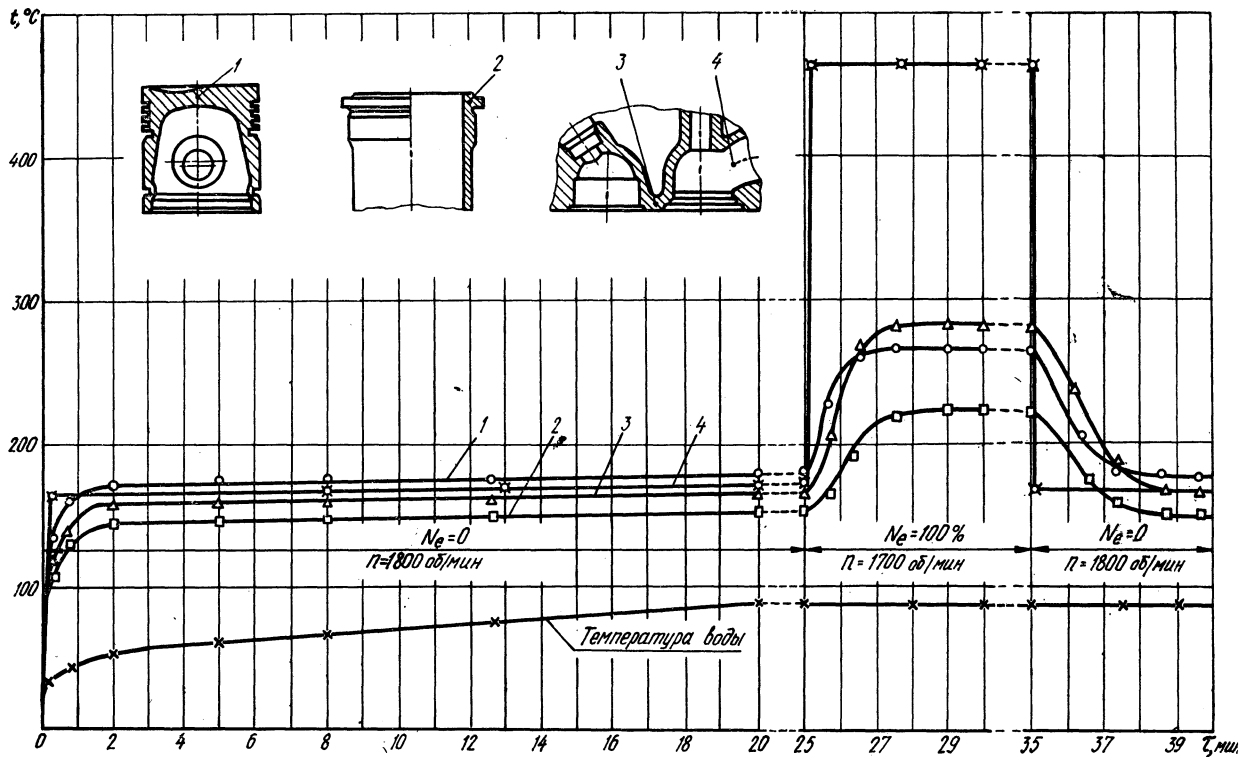


Рис. 1. Изменение температуры деталей при изменениях нагрузки двигателя

Во всех опытах началу переходного режима предшествовал установившийся режим. В частности, пуск производился из холодного состояния.

Результаты опытов представлены в виде графиков изменения температуры деталей с течением времени, часть из которых приведена на рис. 1. Однако такая интерпретация экспериментальных материалов при ее хорошей наглядности неудобна для определения количественных показателей, характеризующих переходный процесс. Так, в частности, при определении продолжительности переходного процесса трудно с достаточной достоверностью установить момент наступления равновесного теплового состояния, поскольку кривая изменения температуры асимптотически приближается к уровню равновесной температуры.

Учитывая это, для анализа переходного теплового процесса двигателя применена теория регулярного режима, разработанная профессором Г. М. Кондратьевым [2]. Строго говоря, эта теория применима только к твердым телам. Двигатель внутреннего сгорания не отвечает в полной мере этому требованию, так как в нем содержатся жидкостные включения (охлаждающая вода, смазочное масло). Однако, как показал анализ кривых изменений температуры, они с достаточным приближением на всем протяжении могут описываться экспонентой, поэтому тепловой процесс приближается к регулярному режиму.

Анализ по методу регулярного режима сводится к определению постоянной времени тела при его нагревании или охлаждении в данных условиях [3], которая в свою очередь позволяет определять продолжительность переходного процесса и интенсивность процесса нагревания и охлаждения.

В период регулярного режима процесс нагревания или охлаждения тела описывается уравнением экспоненты

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{-m\tau} \text{ град}, \quad (1)$$

где  $\vartheta_0 = t_k - t_n$  — начальный перепад температур (избыточная температура);  $t_n$  и  $t_k$  — начальная и конечная установившиеся температуры тела;  $\vartheta = t_k - t$  — перепад температур в рассматриваемый момент времени;  $t$  — температура тела в рассматриваемый момент;  $\tau$  — время, отсчитываемое от начала процесса;  $m$  — постоянная, имеющая размерность, обратную времени, и выражающая темп изменения температуры.

Из уравнения (1) после логарифмирования можно получить

$$m\tau = \ln \vartheta_0 - \ln \vartheta. \quad (2)$$

Написав эти равенства для двух произвольно выбранных моментов времени  $\tau_1$  и  $\tau_2$  и вычтя из первого равенства второе, получим

$$m = \frac{\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2}{\tau_2 - \tau_1} \text{ 1/сек.} \quad (3)$$

Величина  $T$ , обратная величине  $m$ , т. е.

$$T = \frac{1}{m} = \frac{\tau_2 - \tau_1}{\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2} \text{ сек}, \quad (4)$$

имеет размерность времени и называется постоянной времени процесса нагревания. Если моменты времени  $\tau_1$  и  $\tau_2$  выбрать так, чтобы

$$\ln \vartheta_1 - \ln \vartheta_2 = 1, \quad (5)$$

то соответствующий этим моментам интервал времени  $T = \tau_2 - \tau_1$  и будет значением постоянной времени.

Из равенства (5) следует, что

$$\frac{\vartheta_1}{\vartheta_2} = e.$$

Отсюда вытекает физический смысл постоянной времени: это время, по истечении которого перепад  $\vartheta_2$  становится в  $e$  раз меньше начального перепада  $\vartheta_1$ , т. е. снижается примерно до 37% от начального значения.

Постоянная времени легко может быть найдена из графика функции  $\vartheta = f(\tau)$ , построенного по результатам эксперимента в полулогарифмических координатах: по оси ординат откладывается  $\ln \vartheta$ , а по оси абсцисс —  $\tau$ . Тогда, взяв из графика на прямолинейном участке произвольные моменты времени  $\tau_1$  и  $\tau_2$  и соответствующие им значения логарифмов перепадов температур  $\vartheta_1$  и  $\vartheta_2$ , из равенства (4) находим значение  $T$ .

Постоянная времени позволяет определить продолжительность переходного процесса с любой заданной степенью приближения к установившейся температуре. Действительно, на основании соотношения (4) равенство (1) можно записать в таком виде:

$$\vartheta = \vartheta_0 e^{-\frac{\tau}{T}} \text{ град}, \quad (6)$$

или после логарифмирования

$$\tau = T \ln \frac{\vartheta_0}{\vartheta} \text{ сек}. \quad (7)$$

Отсюда, задаваясь значением  $\vartheta$ , при котором процесс нагревания можно считать закончившимся, можно найти время прогрева  $\tau_{\text{пр}}$ . Так, например, время, необходимое для уменьшения перепада температуры  $\vartheta$  до 1%, т. е. до  $0,01 \vartheta_0$ , будет равно

$$\tau_{\text{пр}} = T \ln 100 \cong 4,6T \text{ сек}.$$

Таблица 1

## Характеристика теплового состояния поршня на переходных режимах

Двигатель	Поршень	Режим работы двигателя		Температура			Постоянная время	Максимальная интенсивность прогрева	Продолжительность прогрева	
		начало	конец	начало	конец	перепад			расчетная	опытная
—	—	—	—	°C			мин.	°C/сек	мин.	
Д 30/40	чугун	Пуск	$N_e=60\%$	20	280	260	4,3	1	19,8	18,0—20,0
		$N_e=70\%$	Останов.	300	40	260	4,3	1	19,8	—
ЧН 30/38	алюминий	Пуск	$N_e=0$	15	165	150	1,6	1,7	7,4	7,8
Д 120/165	алюминий	$p_e=0$ $n=1200$	$p_e=6,1$ $n=1200$	125	235	110	0,60	3,7	2,3	3,0
		$p_e=6,1$ $n=1200$	$p_e=0$ $n=1200$	130	235	105	0,51	3,4	2,4	2,7

Интенсивность изменения температуры при переходном процессе найдется дифференцированием по времени равенства (6):

$$\frac{d\vartheta}{d\tau} = -\frac{1}{T} \vartheta_0 e^{-\frac{\tau}{T}} \text{ град/сек.} \quad (8)$$

Максимальное значение интенсивности изменения температуры, как это легко видеть из предыдущего равенства, имеет место при  $\tau=0$ , т. е. в начале процесса, и равно

$$\left( \frac{d\vartheta}{d\tau} \right)_{\max} = -\frac{\vartheta_0}{T}. \quad (9)$$

Знак минус в правой части равенства (8) и (9) связан с тем, что во всяком переходном процессе перепад температур с течением времени убывает.

Проведенная по такой методике обработка опытных материалов показала, что значения постоянной времени изучаемых деталей двигателя Д-50 лежат в пределах 0,48—0,52 мин и практически одинаковы как при нагревании, так и при охлаждении. А это достаточно близко к значениям, полученным в работе [4] с двигателем примерно такой же размерности. Соответственно этому значению постоянной времени продолжительность прогрева этих деталей с приближением до 1% от начального перепада температуры составляет 2,1—2,4 мин.

Наибольшая интенсивность изменения температуры, соответствующая случаю прогрева двигателя сразу после пуска на режиме полной мощности, составляет 8,6°C/сек, что в 1,5 раза превышает интенсивность прогрева на максимальных оборотах холостого хода и в 3 раза соответственно при нагружении до полной мощности после прогрева двигателя на холостом ходу.

Для проверки возможности применения этого метода количественной оценки переходного режима к двигателям другой размерности были обработаны опытные материалы по измерению температуры поршня ряда двигателей на переходных режимах, опубликованные в работах [4] и [5].

Как и следовало ожидать, с увеличением размеров поршня и соответственно его теплоемкости постоянная времени увеличивается (табл. 1). Она больше у чугунных поршней, чем у алюминиевых, что связано с разной теплопроводностью материала. Соответственно большему значению постоянной времени увеличивается и время прогрева. Продолжительность прогрева, рассчитанная по величине постоянной времени, хорошо совпадает со значениями, определенными опытным путем.

## Выводы

1. При прогреве двигателя после пуска или при скачкообразном изменении нагрузки, а также при его охлаждении после остановки или уменьшении нагрузки изменение температуры деталей

протекает по закону, близкому к экспоненциальному. Это позволяет применять в качестве количественной характеристики переходного процесса величину постоянной времени, определяемой на основании теории регулярного теплового режима.

2. Постоянная времени для поршня зависит от его размеров и материала, из которого он изготовлен. В частности, для алюминиевых поршней размерности двигателя Д-50 постоянная времени лежит в пределах 0,45—0,55 мин.

3. Постоянная времени позволяет определять продолжительность прогрева или охлаждения двигателя и интенсивность изменения температуры.

4. Наибольшая интенсивность изменения температуры поршня Д-50 при прогреве двигателя под полной нагрузкой сразу после его запуска в 1,5 раза выше, чем при прогреве на холостом ходу, и достигает  $8,6^{\circ}\text{C}/\text{сек}$ . Интенсивность прогрева двигателя на полной мощности после работы на холостом ходу равна  $2,9^{\circ}\text{C}/\text{сек}$ .

### Л и т е р а т у р а

[1] Волчок Л. Я., Эсаулов Н. Г. Измерение температуры поршней двигателей внутреннего сгорания. — Труды ЦНИДИ. М.—Л., 1955, вып. 28. [2] Кондратьев Г. М. Регулярный тепловой режим. М., 1954. [3] Волчок Л. Я. О тепловой инерции тонких проволок. — «Иzv. вузов. Энергетика», 1958, № 6. [4] Wojciechowski S., Cichy M. Dynamika przebiegu temperatury denka tłokowego, — „Technika motoryzacyjna“, 1970, № 8—9. [5] Дьяченко Н. Х., Дашков С. Н., Костин А. К., Бурин М. М. Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей. Л., 1969.

Г. Я. Якубенко

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ УСТАНОВКА И МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ РАБОТЫ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ НА РЕЖИМЕ ПУСКА

Надежность пуска тракторного дизеля в значительной степени зависит от качества работы топливной аппаратуры в широком скоростном диапазоне [1], при этом регулировка топливной аппаратуры с целью улучшения ее работы в режиме пуска не должна отрицательно сказываться на характеристиках впрыска на остальных режимах.

Работа топливной аппаратуры на режиме пуска двигателя имеет ряд специфических особенностей, что исключает возможность применения при ее испытании обычных безмоторных стендов. В частности, стенды СТДА, выпускаемые в настоящее время отечественной промышленностью, не обеспечивают возможности проведения испытания при малых числах оборотов (50—100 *об/мин*), соответствующих скоростям вращения вала насоса при пуске.

В связи с этим был разработан и изготовлен стенд для испытания топливной аппаратуры, позволяющий осуществлять вращение вала насоса со скоростями, начиная от 20 *об/мин* до 1000 *об/мин*. Стенд оборудован устройствами для измерения единичных цикловых подач, закона подачи, давления в различных точках системы, перемещения иглы форсунки, углового перемещения вала и фаз топливоподачи.

Основная особенность привода стенда заключается в том, что испытываемая топливная аппаратура приводится в действие от регулируемого электромашинного привода постоянного тока с замкнутой системой автоматического поддержания установленной скорости. Кулачковый вал испытываемого топливного насоса получает вращение от приводного электродвигателя через шестеренчатый редуктор, собранный из серийных деталей двигателя Д-50.

Многочисленные исследования показывают, что давление в наполнительно-отсечной магистрали топливного насоса нестабильно. Это вызывается целым рядом причин, в том числе и спецификой работы топливоподающей помпы. Процессы в наполнительной магистрали влияют на закон и фазы впрыска [2]. Поэтому с целью



изучения процессов наполнительной магистрали на режиме пуска стенд снабжен двумя автономными системами питания: от штатной помпы и от шестеренчатого насоса с гидроаккумулятором. Осциллографирование показало, что гидроаккумулятор полностью устраняет колебания давления, вызванные работой подкачивающего насоса.

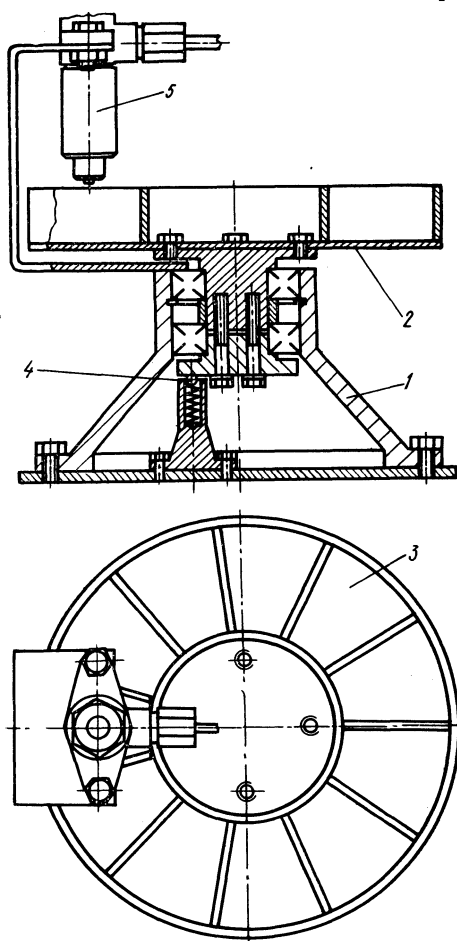


Рис. 1. Устройство для замера величины цикловой подачи:

1 — корпус; 2 — диск; 3 — кассета; 4 — фиксатор; 5 — форсунка

Стенд снабжен установкой (рис. 1), позволяющей измерять цикловую подачу каждого из десяти последовательных впрысков на пусковом режиме. Работа этой установки основана на применении диска, вращающегося в горизонтальной плоскости с приводом от кулачкового вала топливного насоса. По окружности диска размещены 11 ячеек в форме съемных кассет. В каждую кассету перед началом опыта укладывается заранее взвешенный на аналитических весах ватный тампон. Распылитель форсунки устанавливается в непосредственной близости от тампона. При работе установки всprysкиваемое топливо улавливается ватой. По окончании опыта тампон из каждой ячейки с уловленной дозой топлива взвешивается и по разности весов до и после опыта определяется цикловая подача.

**Измерение давления в нагнетательном трубопроводе.** Из существующих типов датчиков высокого давления наиболее подходящим оказался датчик с чувствительным элементом в виде упругой мембраны с наклеенным на нее тензопреобразователем [3]. Схема датчика представлена на рис. 2. Мембрана датчика съемная, выполнена

из листовой стали 65Г. Съемная мембрана позволяет более качественно провести операции по ее изготовлению, термообработке, а также по наклейке преобразователя.

Для надежного уплотнения рабочей полости датчика плоскость мембраны, обращенная к топливу, перед сборкой покрывается слоем олова толщиной до 0,1 мм.

В качестве тензопреобразователя служили фольговые тензодатчики с базой 1 мм и номинальным сопротивлением 50 ом. Рабочий датчик, составляя одно из плеч полумоста, наклеивался в центре мембраны с внешней стороны. Вторым плечом служил датчик, наклеенный в непосредственной близости от первого на поверхности поджимной гайки, не деформирующейся при работе датчика.

Запись угловых перемещений вала насоса производилась с помощью реохордного датчика [4], включенного по схеме мостика постоянного тока, в котором сопротивление плеч изменяется пропорционально перемещению. Датчиком, преобразующим механическое перемещение вала в электрическую величину, является проволочное сопротивление, по которому перемещается контакт.

Для измерения перемещений иглы применен датчик с индуктивным преобразователем. Параметры индуктивного преобразователя следующие: каждая из двух дифференциально соединенных катушек намотана проводом марки ПЭЛ диаметром 0,1 мм. В каждой секции 120 витков. Для надежной балансировки датчика сопротивления плеч полумоста должны быть равны. Такое равенство достигалось удалением части витков одной из катушек. Амплитудно-частотная характеристика изготовленного датчика показала, что наибольшая чувствительность его достигается при питании током с частотой около 10 кГц. Поэтому для регистрации перемещений иглы использовался усилитель УТ4-1 с несущей частотой 12 кГц.

При исследовании фаз впрыска на осциллограмму наносились отметки, соответствующие геометрическому началу и концу впрыска.

Действительные начало и конец впрыска определялись с помощью осциллограммы по моменту начала подъема и посадки иглы. Устройство для нанесения фазовых отметок представляет собой диск из изоляционного материала с контактными пластинами. По диску во время вращения скользят щетки. В цепь щеток включен источник питания и шлейф осциллографа.

С целью изучения влияния величины цикловой подачи на закон впрыска применено устройство, позволяющее измерять перемещение рейки с точностью до 0,01 мм. В каждом положении рейки измеряется активный ход плунжера и соответствующий ему угол поворота вала насоса. Геометрические начало и конец подачи определяются путем продувания сжатого воздуха через наполнительную полость головки насоса при снятом нагнетательном клапане.

Перед началом осциллографирования процесса впрыска была снята серия характеристик насоса в зависимости от положения рейки через каждый миллиметр ее хода. На рис. 3 представлена зависимость величины цикловой подачи от скоростного режима работы насоса для двух способов управления рейкой: а) рейка закреплена в положении, соответствующем максимальному значению активного хода плунжера (3,4 мм); б) рейка управляется регуля-

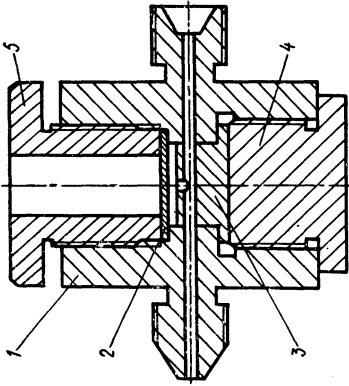


Рис. 2. Датчик для измерения давления в нагнетательном трубопроводе:

1 — корпус; 2 — мембрана; 3 — вытеснитель; 4 — пробка поджимная; 5 — втулка поджимная

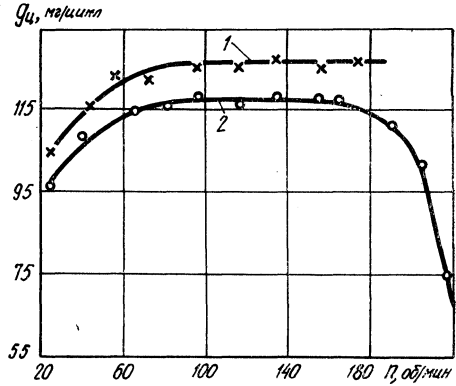


Рис. 3. Зависимость величины цикловой подачи от скорости вращения вала насоса ( $p=150 \text{ кг/см}^2$ ):

1 — активный ход плунжера,  $h_{\text{акт}}=3,4 \text{ мм}$ , (рейка закреплена); 2 — рычаг управления повернут до упора в болт максимальных оборотов

тором, когда рычаг управления повернут до упора в болт максимальных оборотов.

Закон подачи для единичного впрыска определялся по методу ЦНИТА [5]. Датчик закона подачи позволял определять давление топлива, впрыскиваемого форсункой, в приемной камере. Сечение жиклера, через которое топливо вытекало из приемной камеры в атмосферу, было подобрано так, чтобы давление в камере во время впрыска в нее топлива не превышало  $50 \text{ кг/см}^2$ . Давление топлива

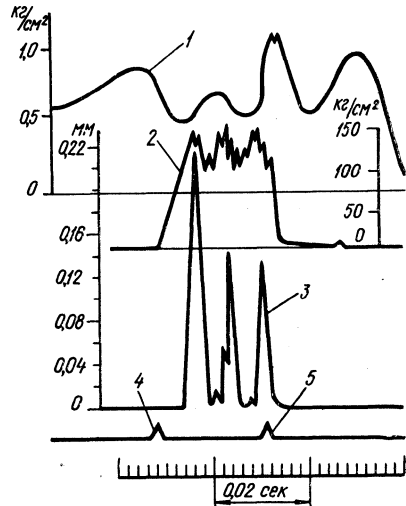


Рис. 4. Образец осциллограммы:

$n=100 \text{ об/мин}$  вала насоса;  $p=150 \text{ кг/см}^2$ ; 1 — давление на входе в головку насоса; 2 — давление в нагнетательном трубопроводе у форсунки; 3 — подъем иглы; 4 — геометрическое начало подачи (ГНП); 5 — геометрический конец подачи (ГКП)

в камере измерялось с помощью проволочного преобразователя, наклеенного на упругую мембрану.

Для регистрации показаний всех датчиков, установленных на стенде, применялся светолучевой осциллограф Н-105, тензометрические станции УТС-1-ВТ 12/35 и УТ-4.

Установка была подвергнута испытаниям со смонтированным на ней комплектом топливной аппаратуры тракторного дизеля Д-50, которые показали следующее:

1) стенд позволяет проводить испытания топливной аппаратуры в диапазоне 20—1000 *об/мин* кулачкового вала топливного насоса. При малых скоростях вращения (до 70 *об/мин*) на полной подаче имеет место сравнительно небольшая неравномерность вращения;

2) стенд устойчиво поддерживает заданный скоростной режим. В течение 5 *мин* работы стенда колебание установленной скорости вращения не превышает  $\pm 5$  *об/мин*;

3) стенд позволяет плавно изменять скорость вращения кулачкового вала топливного насоса во всем скоростном диапазоне.

Тарировки всех датчиков, выполненные до начала и по окончании опытов, показали стабильность характеристик датчиков.

На рис. 4 приведен образец осциллограммы работы топливной аппаратуры дизеля Д-50 на режиме пуска.

#### Л и т е р а т у р а

[1] Назаров В. А., Сметнев Н. И. Пусковые процессы семейства перспективных дизелей. М., 1967. [2] Лышевский А. С., Якушев В. П. К влиянию наполнения насоса на давление топлива у форсунки. — Труды Новочеркас. политехн. ин-та. Т. 188. Новочеркасск, 1969. [3] Волчок Л. Я. Методы измерений в двигателях внутреннего сгорания. М., 1955. [4] Раевский Н. П. Методы экспериментального исследования механических параметров машин. М., 1952. [5] Файнлейб Б. Н., Голубков И. Г., Клочев Л. Н. Методы испытаний и исследований топливной аппаратуры автотракторных дизелей. М., 1965.

Л. Я. Волчок, Г. Я. Якубенко

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДИЗЕЛЕЙ НА РЕЖИМЕ ПУСКА

Характерная особенность пуска дизеля — низкие (в 10—15 раз меньше, чем на номинальном режиме) скорости вращения коленчатого вала двигателя, а следовательно, и кулачкового вала топливного насоса. Скорость перемещения плунжера на активном участке при этом не превышает 15—18 *см/сек*. Причем скорость вращения крайне неравномерна и минимальное значение ее приходится на конец такта сжатия, т. е. на момент впрыска топлива. При столь малой скорости прокрутки ухудшается качество распыливания топлива, что затрудняет возникновение первых вспышек в цилиндре двигателя.

Одним из мероприятий по облегчению холодного пуска автотракторных дизелей является увеличение почти вдвое подачи топлива в цилиндр двигателя по сравнению с подачей на номинальном режиме [1], для чего в топливном насосе предусматривается специальное устройство — пусковой обогатитель. Однако причины улучшения пуска при увеличенной цикловой подаче пока неясны.

В настоящей статье излагаются некоторые результаты исследования процессов топливоподачи на пусковых оборотах. Испытывалась топливная аппаратура тракторного дизеля Д-50: топливный насос УТН-5 и закрытая форсунка ФШ6 —  $2 \times 25^\circ$ . Все опыты выполнялись на дизельном топливе с удельным весом  $\gamma = 0,828 \text{ г/см}^3$  и кинематической вязкостью  $V = 4,12 \text{ сст}$  при нормальных атмосферных условиях.

Была снята серия скоростных (в диапазоне 20—140 *об/мин*) и нагрузочных характеристик топливного насоса при изменении геометрического активного хода плунжера  $h_{\text{акт}}$  в пределах 3,4—1,27 *мм* и затяга  $p$  пружины форсунки в пределах 125—175 *кг/см*<sup>2</sup> (рис. 1).

Величина цикловой подачи при этом измерялась весовым способом как средняя из 200 впрысков. Количество впрысков, определяемое по числу полных оборотов вала насоса, регистрировалось импульсным счетчиком.

Опыты проводились на специальном безмоторном стенде, позволяющем приводить насос во вращение с малыми скоростями (описание стенда см. в предыдущей статье).

На рис. 2 приведены образцы осциллограмм процесса впрыска, из которых видно, что он имеет прерывистый характер: игла много-

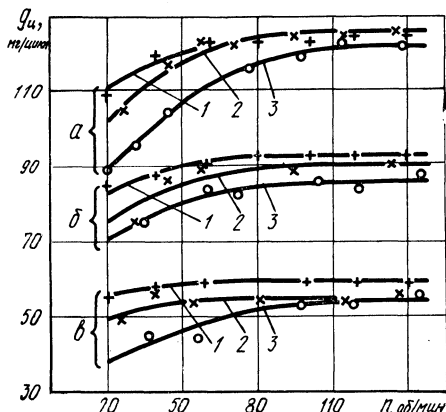


Рис. 1. Изменение цикловой подачи по скорости вращения вала насоса:

$a - h_{акт} = 3,4 \text{ мм}; б - h_{акт} = 2,58 \text{ мм}; в - h_{акт} = 1,97 \text{ мм}; 1 - p = 125 \text{ кг/см}^2; 2 - p = 150 \text{ кг/см}^2; 3 - p = 175 \text{ кг/см}^2$

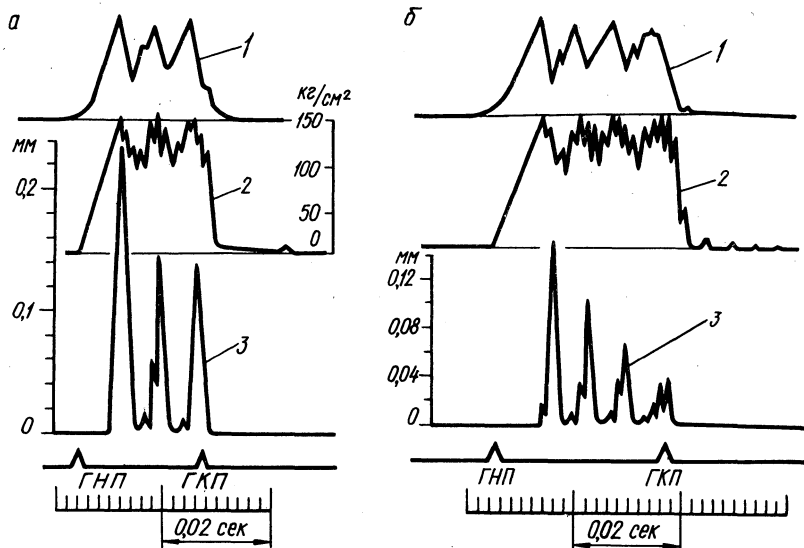


Рис. 2. Образец осциллограммы процесса впрыска ( $p = 150 \text{ кг/см}^2$ ):

$a - n = 100 \text{ об/мин}$  вала насоса;  $б - n = 75 \text{ об/мин}$ ; 1 — давление в нагнетательном трубопроводе у штуцера насоса; 2 — давление в нагнетательном трубопроводе у форсунки; 3 — перемещение иглы

кратно поднимается и садится на седло. При этом высота первого подъема иглы составляет  $h_{и1} = (0,3-0,5)h_{и\text{max}}$ . С повышением числа оборотов величина  $h_{и1}$  возрастает, тем не менее в исследованном скоростном диапазоне игла не доходит до упора в корпус. Последующие подъемы постепенно убывают.

Такие же колебания наблюдаются и в величине давления, максимальное значение которого лишь немного превышает давление затяга иглы. Эти колебания давления и перемещения иглы происходят с периодом около 0,007 сек независимо от скорости вращения вала насоса и затяга пружины форсунки. Поэтому при одном и том же активном ходе плунжера число колебаний растет по ме-

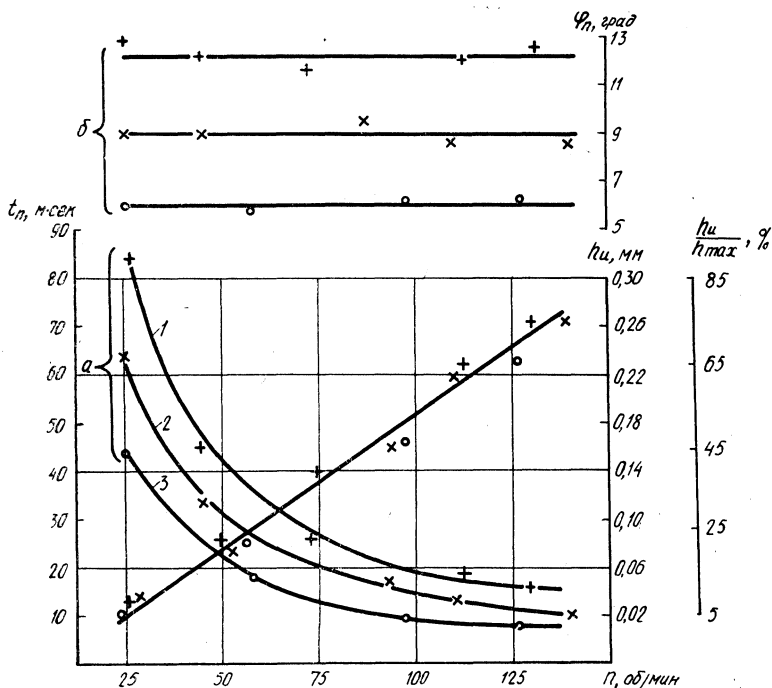


Рис. 3. Влияние скорости вращения вала насоса на продолжительность впрыска и на величину первого максимума подъема иглы ( $\rho = 125 \text{ кг/см}^2$ ):

$a$  — продолжительность впрыска, msec;  $b$  — продолжительность впрыска в градусах угла поворота вала насоса; 1 —  $h_{акт} = 3,4 \text{ мм}$ ; 2 —  $h_{акт} = 2,58 \text{ мм}$ ; 3 —  $h_{акт} = 1,97 \text{ мм}$ ; 4 — перемещение иглы

ре уменьшения числа оборотов вала насоса. Так, при 100 об/мин происходят три колебания (рис. 2, а), а при 75 об/мин — уже четыре (рис. 2, б).

Максимальная величина первого подъема иглы быстро убывает с понижением числа оборотов: при 100 об/мин — 0,23 мм, при 75 об/мин — 0,15 мм, а при 60 об/мин — уже только 0,072 мм (рис. 3).

Столь малые перемещения иглы вызывают дросселирование топлива в седле иглы, что приводит к снижению скорости истечения топлива из распылителя, а следовательно, к плохому распыливанию топлива.

Опыты, проведенные в НАМИ [2] и МАДИ [3], показали, что особенно грубое распыливание топлива наблюдается в начальной и конечной стадиях впрыска, т. е. в моменты подъема и посадки иглы. Между тем из приведенных осциллограмм видно, что при пуске весь процесс впрыска складывается из ряда последовательных подъемов и посадок иглы. В результате доля мелко распыленного топлива очень мала, что и делает необходимым увеличение цикловой подачи при пуске для того, чтобы обеспечить нужное количество мелко распыленного топлива.

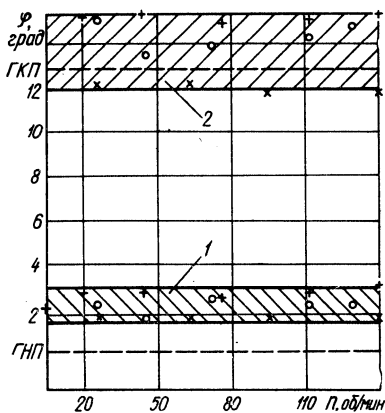


Рис. 4. Влияние скорости вращения вала насоса на фазы впрыска ( $h_{\text{акт}} = 3,4 \text{ мм}$ ):

1 — действительное начало впрыска; 2 — действительный конец впрыска;  $o$  —  $p = 125 \text{ кг/см}^2$ ;  $+$  —  $p = 150 \text{ кг/см}^2$ ;  $x$  —  $p = 175 \text{ кг/см}^2$

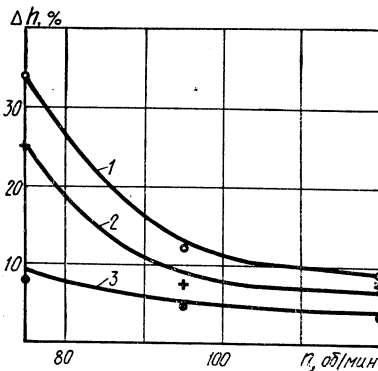


Рис. 5. Влияние скорости вращения вала насоса на стабильность величины подъема иглы от цикла к циклу ( $p = 125 \text{ кг/см}^2$ ):

1 —  $h_{\text{акт}} = 3,4 \text{ мм}$ ; 2 —  $h_{\text{акт}} = 2,58 \text{ мм}$ ; 3 —  $h_{\text{акт}} = 1,97 \text{ мм}$

При постоянном значении геометрического активного хода плунжера продолжительность впрыска, выраженная в секундах, сокращается с возрастанием  $n$ , что видно из рис. 3. В то же время продолжительность впрыска в градусах угла поворота кулачкового вала остается постоянной.

Влияние скорости вращения  $n$  на периоды запаздывания начала и конца впрыска (относительно геометрического начала ГНП и конца ГКП соответственно) приведено на рис. 4. Снижение скорости вращения приводит к увеличению периода запаздывания начала и конца впрыска (по времени). В то же время периоды запаздывания начала и конца впрыска, выраженные в градусах угла поворота кулачкового вала, не зависят от скоростного режима.

От скорости вращения зависит стабильность подъема иглы от цикла к циклу, что видно на графике (рис. 5). Стабильность подъема иглы  $\Delta h$  оценивалась критерием

$$\Delta h = \frac{h_{\text{и max}} - h_{\text{и min}}}{h_{\text{и ср}}} 100\%$$



где  $h_{и\ max}$ ,  $h_{и\ min}$ ,  $h_{и\ ср}$  — максимальный, минимальный и средний подъемы иглы соответственно. Величины  $h_{и\ max}$  и  $h_{и\ min}$  определялись из 10 последовательных впрысков.

Влияние величины активного хода плунжера сказывается только на продолжительности впрыска.

### Выводы

1. Характеристики впрыска не остаются постоянными с изменением скорости вращения, цикловой подачи и степени затяга пружины форсуночной иглы.

2. Наибольшее влияние на изменение закона подачи оказывает скорость вращения кулачкового вала топливного насоса.

3. Изменение степени затяга пружины форсуночной иглы, цикловой подачи и скорости вращения (до  $n=120$  об/мин) не устраняет колебательный характер процесса впрыска.

### Литература

- [1] Назаров В. А., Сметнев Н. И. Пусковые процессы семейства перспективных дизелей. М., 1962. [2] Кухарев М. Н. Исследование распыливания топлива. — В сб.: Исследование распыливания и горения дизельного топлива. М., 1959, вып. 87. Трусов В. И., Рябикин Л. М. Исследование влияния характеристики впрыска на тонкость распыливания топлива форсунками закрытого типа. — В сб.: Автотракторные двигатели. М., 1968.

Л. Я. Волчок, В. И. Хатянович

## О ВЛИЯНИИ ТЕМПЕРАТУРЫ ТОПЛИВА НА ПРОЦЕСС ТОПЛИВОПОДАЧИ В ТРАКТОРНОМ ДИЗЕЛЕ Д-50

Протекание процесса топливоподачи в дизеле во многом определяется физическими характеристиками применяемого топлива и в первую очередь его плотностью, вязкостью и сжимаемостью [1]. В свою очередь эти характеристики топлива изменяются с его температурой: с повышением ее вязкость и плотность уменьшаются, а сжимаемость возрастает [2,3].

В условиях эксплуатации дизелей в зависимости от температуры окружающего воздуха, нагрузки двигателя, а также от устройств и размещения на двигателе агрегатов системы питания температура топлива может меняться в широких пределах [4]. В наших опытах с двигателем Д-50 при температуре воздуха в испытательном боксе  $+45^{\circ}\text{C}$  температура топлива в фильтре тонкой очистки топлива равнялась  $+70^{\circ}\text{C}$ , в головке топливного насоса —  $+80^{\circ}\text{C}$  и в кармане распылителя форсунки —  $+90^{\circ}\text{C}$ .

Учитывая, что тракторы МТЗ-50 и МТЗ-52 с двигателем Д-50 эксплуатируются в различных климатических зонах, следует ожидать, что температура топлива в его системе питания может изменяться на значительную величину и соответственно будут изменяться характеристики процесса топливоподачи, а также мощностные и экономические показатели работы самого двигателя.

В настоящей статье излагаются результаты исследования влияния температуры топлива на основные характеристики топливоподачи: цикловую подачу, фазы впрыска, закон протекания давления и др.

Исследованию подвергалась топливная аппаратура дизеля Д-50, состоящая из топливного насоса УТН-5 и штифтовых форсунок ФШ6 $\times$ 2 $\times$ 25°, на топливе ДЛ (ГОСТ 305—62), которое при температуре  $+20^{\circ}\text{C}$  имело вязкость 4,62 *сст* и плотность 0,82 *г/см<sup>3</sup>*, а при  $+80^{\circ}\text{C}$  — соответственно 1,75 *сст* и 0,79 *г/см<sup>3</sup>*.

Испытания проводились на безмоторном стенде СДТА-1 (рис. 1) с впрыском топлива в атмосферу и непосредственно на двигателе. При этом до поступления в топливный насос топливо

подогревалось в специальном подогревателе. Постоянство температуры топлива поддерживалось автоматически с помощью щита управления ЩУМ-12, оборудованного электронным потенциометром ЭПД-12 с двумя хромель-копелевыми термопарами, установленными на входе и выходе топлива из насоса.

Температура топлива в корпусе форсунки и в кармане распылителя измерялась также с помощью хромель-копелевых термопар и электронного потенциометра ЕКВТ-6. Температура топлива на входе в насос регулировалась в пределах от  $+10$  до  $+80^{\circ}\text{C}$  с точностью  $\pm 1^{\circ}\text{C}$ .

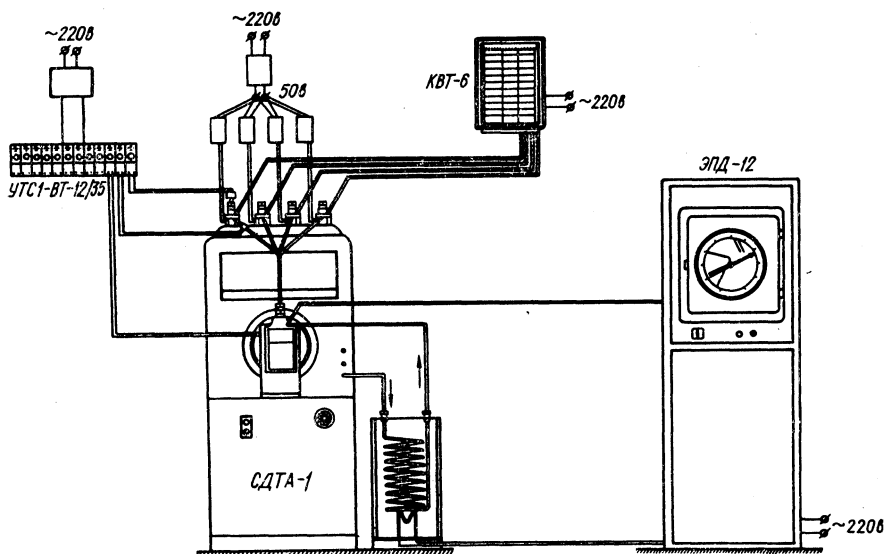


Рис. 1. Схема установки

Расход топлива при испытании на стенде измерялся весовым и объемным способами, а на двигателе — только весовым.

При осциллографировании работы топливной аппаратуры диаграммы давления в штуцере насоса и перед форсункой, а также диаграмма подъема иглы форсунки снимались с применением тензометрических датчиков. Кроме того, на осциллограмму с помощью контактного устройства наносились две фазовые отметки с угловым расстоянием между ними, равным  $52^{\circ}$ . Отметки служили для привязки диаграмм давления и подъема иглы форсунки к геометрическому началу подачи, а также для определения масштаба диаграмм по углу поворота кулачкового вала насоса.

В опытах с зафиксированной рейкой топливного насоса ее положение измерялось с точностью до  $0,1$  мм.

Для исследования влияния температуры топлива на процесс топливоподачи были проведены серии опытов при температурах топлива на входе в насос ( $10^{\circ}$ ,  $20$ ,  $40$ ,  $60$  и  $80^{\circ}\text{C}$ ). При каждой из

этих температур снимались следующие характеристики топливного насоса:

а) скоростная характеристика, выражающая зависимость цикловой подачи от числа оборотов при закрепленной рейке топливного насоса и отключенном регуляторе;

б) характеристика по подаче, выражающая зависимость цикловой подачи от положения рейки при неизменном числе оборотов и отключенном регуляторе;

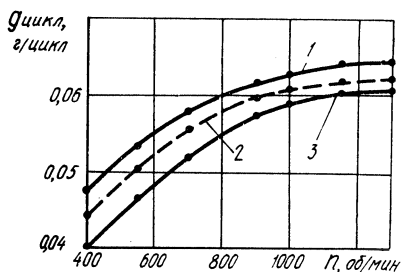


Рис. 2. Зависимость цикловой подачи насоса от числа оборотов при различных температурах топлива и закрепленной рейке:

1 — +10°C; 2 — +40°C; 3 — +80°C

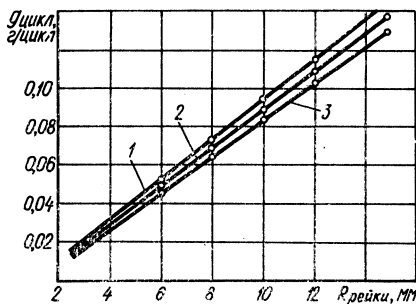


Рис. 3. Зависимость цикловой подачи насоса от положения рейки при различных температурах топлива и постоянном числе оборотов:

1 — +10°C; 2 — +40°C; 3 — +80°C;  $n = 850$  об/мин

в) регулировочная характеристика, выражающая зависимость часовой подачи от числа оборотов при действии регулятора; характеристика снималась при температуре (20°, 45 и 70°C).

Кроме измерения цикловой подачи, в каждом из этих опытов снимались осциллограммы давления и подъема иглы, которые позволяли определять остальные характеристики топливоподачи.

Результаты опытов представлены графически на рис. 2, 3 и 4.

На рис. 2 показано влияние температуры топлива на цикловую подачу при разных числах оборотов. Как следует из графиков, при повышении температуры топлива от 10 до 80°C цикловая подача снижается на 15% при 400 об/мин вала насоса и соответственно на 8,5% при 850 об/мин и 6,4% при 1300 об/мин.

Понижение цикловой подачи с ростом температуры частично вызывается уменьшением плотности топлива, изменение которой в этом диапазоне температур составляет 5,5%. Остальное снижение подачи связано с падением вязкости топлива и может быть объяснено уменьшением эффекта дросселирования во впускном и отсечном окнах вследствие лучшей текучести топлива, а также увеличением перетекания топлива из полости высокого давления в полость низкого давления через уплотняющую часть плунжера. С повышением числа оборотов и связанным с этим сокращением времени нагнетания топлива плунжером утечки через неплотности уплот-

няющей части плунжера будут уменьшаться. Этим, по-видимому, и объясняется отмеченное выше уменьшение влияния температуры топлива на цикловую подачу с ростом числа оборотов. Утечка топлива через направляющую часть плунжера в картер насоса во время опытов была ничтожно мала.

Влияние температуры топлива на цикловую подачу при разных положениях рейки показано на рис. 3. Из графика следует, что абсолютная разность между цикловой подачей при температуре

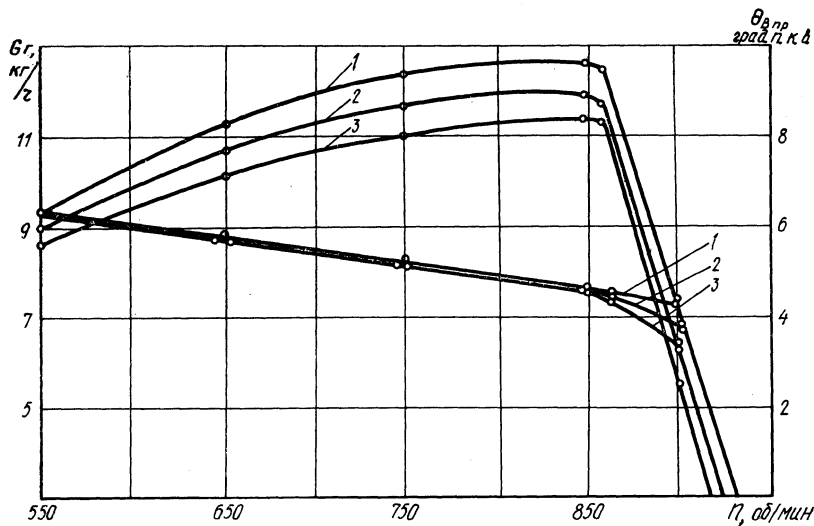


Рис. 4. Зависимость часовой подачи насоса (с регулятором) от числа оборотов при различных температурах топлива:  
1 — +20°C; 2 — +45°C; 3 — +70°C

топлива +10°C и +80°C с увеличением хода рейки растет, относительное же снижение цикловой подачи существенно не изменяется и лежит в пределах 8—10%.

Изменение часовой производительности насоса по скоростной характеристике с регулятором при разных температурах представлено графически на рис. 4. Как следует из графиков, увеличение температуры топлива от +20 до +70°C на корректорной ветви характеристики (в диапазоне чисел оборотов 550—850 об/мин) снижает часовую подачу на 8—10%. Снижение часовой производительности насоса при повышении температуры на режиме оборотов максимального крутящего момента составило 0,9 кг/ч; на номинальном режиме — 1,2 кг/ч.

Полное прекращение подачи топливным насосом с повышением температуры топлива от +20 до +70°C смещается в сторону меньших чисел оборотов на 25 об/мин, что может быть объяснено увеличением сжимаемости топлива и уменьшением эффекта дросселирования во впускных и отсечных окнах.

Степень неравномерности подачи топлива по секциям насоса практически не зависит от температуры топлива и определяется точностью измерения количества поданного секциями топлива.

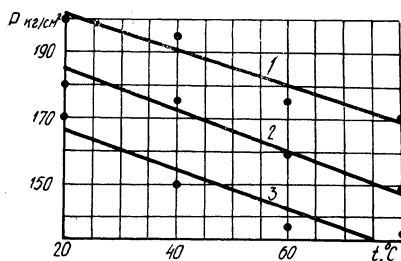


Рис. 5. Зависимость максимального давления впрыска от температуры топлива при различных числах оборотов вала насоса:

1 — 1300 об/мин; 2 — 850 об/мин; 3 — 400 об/мин

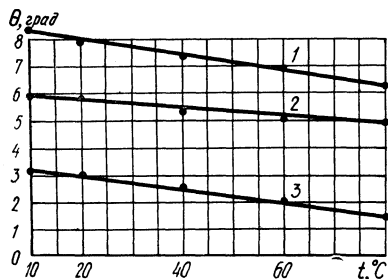


Рис. 6. Зависимость угла опережения впрыска от температуры топлива при различных числах оборотов вала насоса:

1 — 400 об/мин; 2 — 850 об/мин; 3 — 1300 об/мин;  $h_p = 6,8$  мм

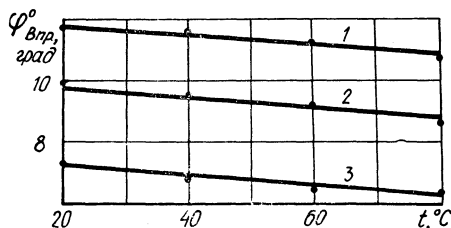


Рис. 7. Зависимость продолжительности впрыска от температуры топлива при различных числах оборотов вала насоса:

1 — 400 об/мин; 2 — 850 об/мин; 3 — 1300 об/мин

Результаты обработки диаграмм давления и подъема иглы форсунки, заснятых при впрыске топлива 1-й секцией в атмосферу при различных температурах топлива, приведены на графиках (рис. 5, 6, 7).

С увеличением температуры топлива (рис. 5) от  $+20$  до  $+80^\circ\text{C}$  максимальное давление впрыска уменьшается на  $30\text{--}40$  кг/см<sup>2</sup> для разных чисел оборотов вала насоса. Уменьшение максимального давления впрыска может быть объяснено уменьшением вязкости топлива и большей сжимаемостью его при повышенных температурах.

Остаточное давление в трубопроводе высокого давления сильно изменяется от цикла к циклу для данной комплектации топливной аппаратуры (с разгрузочным объемом нагнетательного клапана  $V_{\text{разгр}} = 50$  мм<sup>3</sup>), что не позволило определить зависимость от температуры топлива в головке насоса.

Действительный угол опережения впрыска (рис. 6) при фиксированном положении рейки насоса с повышением температуры топлива от  $+20$  до  $+80^\circ\text{C}$  уменьшается на  $1\text{--}2^\circ$  поворота вала насоса, что может быть объяснено увеличением сжимаемости топлива.

При работе топливного насоса с регулятором (рис. 4) в зоне корректорной ветви угол опережения впрыска уменьшается незначительно. Заметное уменьшение угла опережения впрыска происходит только на регуляторной ветви и на режиме максимальных оборотов холостого хода двигателя составляет 1,5—2 градуса поворота вала насоса.

Продолжительность впрыска (рис. 7) с увеличением температуры топлива сокращается на 1—1,5° поворота вала насоса, т. е. практически на величину запаздывания действительного начала впрыска.

Характер протекания давления впрыска и подъема иглы фср-сунки с изменением температуры топлива заметно не меняется.

### Выводы

1. При повышении температуры топлива в головке насоса от +20 до +80°С:

а) производительность топливной аппаратуры уменьшается на 9—10%;

б) максимальное давление впрыска уменьшается на 30—40 кг/см<sup>2</sup>;

в) угол опережения впрыска сокращается на 1—2° поворота вала насоса;

г) продолжительность впрыска сокращается на 1—1,5° поворота вала насоса.

2. Для получения результатов испытания топливоподающей аппаратуры на безмоторном стенде, переносимых на работу ее в реальных условиях на двигателе, испытания должны проводиться при температуре топлива, соответствующей этим условиям.

3. Безмоторные стенды, предназначенные для исследования топливной аппаратуры, должны иметь устройство для подогрева топлива и регулирования его температуры.

4. При испытании топливной аппаратуры в условиях повышенной температуры топлива рекомендуется применять весовой способ замера расхода топлива.

### Литература

- [1] *Вырубов Д. Н.* Физические характеристики дизельных топлив, определяющие процессы топливоподачи. — «Дизелестроение», 1935, № 8. [2] *Фомин Ю. Я.* Зависимость скорости распространения волн, коэффициента сжимаемости и плотности дизельного топлива от давления и температуры. — «Тракторы и сельхозмашины», 1964, № 9. [3] *Колупаев В. Я.* Анализ влияния температуры на физические характеристики автотракторного дизельного топлива. — Труды ЦНИТА. Л., 1963, вып. 19. [4] *Власов П. А.* Исследование температуры топлива в топливной системе тракторного дизеля при эксплуатационных условиях и влияние ее на характеристику топливоподачи. — Труды Пензенск. с.-х. ин-та. Пенза, 1966, вып. 10, № 10.

И. П. Завадский

## УСТАНОВКА ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ НА НЕУСТАНОВИВШИХСЯ РЕЖИМАХ

Автомобильные и тракторные двигатели в условиях эксплуатации большую часть времени работают на неустановившихся режимах, когда непрерывно меняются их мощность, число оборотов и тепловое состояние. Как показали наблюдения и многочисленные опыты [1, 2], эффективные показатели работы двигателя в этих условиях ухудшаются.

Нестационарность режима двигателя вызывается нарушением равновесия крутящего момента, развиваемого двигателем, и момента от сил сопротивления движению автомобиля или трактора. Такое нарушение равновесия возможно либо из-за изменения дорожных или почвенных условий, либо в результате изменения крутящего момента самого двигателя при воздействии на его регулирующий орган, либо под действием обеих причин одновременно.

На тракторах рычаг управления двигателем воздействует не непосредственно на сам регулирующий орган, а на всережимный регулятор, устанавливая его на нужный скоростной режим. Причем положение рычага управления при выполнении большинства сельскохозяйственных работ на протяжении сравнительно большого периода времени остается неизменным. Поэтому перемещение регулирующего органа производится всережимным регулятором лишь как ответная реакция на изменение числа оборотов двигателя в результате изменения сил сопротивления движению трактора. Таким образом, для тракторных дизелей наиболее характерна первая причина, вызывающая нестационарность их работы, а именно: непостоянство момента сопротивления.

Исследование работы тракторных двигателей на неустановившихся режимах проводится как в реальных условиях эксплуатации, так и в лабораториях на специальных тормозных установках, позволяющих с той или иной степенью приближения воспроизводить реальные нагрузки на двигатель [2, 3, 4]. В последнее время применяется также и метод математического моделирования.

При исследованиях в реальных условиях эксплуатации основной задачей является изучение характера нагрузки на двигатель



во время выполнения трактором различных сельскохозяйственных работ. Изучение же влияния переменных нагрузок на эффективные показатели работы двигателя обычно производится в лабораторных условиях.

Основное требование к тормозным установкам для исследования неустановившихся режимов двигателя — наиболее совершенное воспроизведение реальных условий нагружения двигателя. Чаще всего такие стенды оборудуются электрической машиной постоянного тока, у которой сила тока в цепи возбуждения изменяется по закону изменения нагрузки на двигатель в реальных условиях [3]. При этом реальный закон изменения нагрузки аппроксимируют суммой ограниченного числа гармоник, полученных в результате гармонического анализа диаграммы реальной нагрузки по известному выражению

$$M_c = M_{c. \text{ ср}} + M_{c. \text{ ср}} \sum_1^k \delta_i \sin(\omega_i \tau + \varphi_i),$$

где  $M_c$  — аппроксимированный момент сопротивления;  $M_{c. \text{ ср}}$  — постоянная составляющая момента сопротивления;  $k$  — число гармоник, принятых при аппроксимировании нагрузки на стенде;

$\delta_i = \frac{M_i}{M_{c. \text{ ср}}}$  — относительная амплитуда  $i$ -й гармоники;  $M_i$  — амплитуда  $i$ -й гармоники;  $\omega_i$  и  $\varphi_i$  — угловая частота и начальная фаза  $i$ -й гармоники;  $\tau$  — время.

В зависимости от степени приближения к реальному закону изменения нагрузки берут  $k = 1-5$ . Воспроизведение нагрузки, изменяющейся по такому закону, может быть осуществлено двумя тормозами, соединенными последовательно друг с другом [3]. При помощи одного из них — гидравлического тормоза или балансирной динамо-машины — задается постоянная составляющая момента сопротивления. Переменная составляющая создается динамо-машиной постоянного тока, у которой ток в цепи возбуждения меняется по нужному закону. Такая тормозная установка может состоять и из одного электрического тормоза постоянного тока, у которого обмотка возбуждения питается через электромашинный усилитель. В этом случае обмотки управления усилителя питаются от аккумулятора: одна — через реостат (для задания постоянной составляющей), другая — через профильный потенциометр (для получения переменной составляющей). Профильный потенциометр приводится во вращение электродвигателем. Величина постоянной составляющей момента сопротивления устанавливается реостатом, а частота и амплитуда переменной составляющей — скоростью вращения и величиной сопротивления профильного потенциометра.

В тормозной установке другого вида [4] для создания переменной нагрузки применены четыре гидронасоса, связанных через редуктор с испытуемым двигателем. Масло, подаваемое насосами, проходит через подвижные дросселирующие золотники, создающие

переменное сопротивление. Положение золотников изменяется при помощи профильных шайб, вращаемых электродвигателем.

Постоянная составляющая момента сопротивления задается регулировкой некоторых насосов на постоянное давление. Частота изменения переменной составляющей регулируется скоростью вращения профильных шайб, а ее закон и амплитуда — формой и размерами шайб.

Перечисленные здесь тормозные установки для создания переменных нагрузок отличаются сложностью устройства и управления и обладают ограниченными возможностями задания нужного закона изменения нагрузки. Эти недостатки в значительной мере уменьшены в установке, созданной в лаборатории двигателей Белорусского политехнического института.

Тормозная установка для задания переменных нагрузок построена на базе балансирной машины постоянного тока, у которой цепь возбуждения питается через электромашинный усилитель, управляемый генератором периодических импульсов различной формы, частоты и амплитуды. Нагрузку также можно синтезировать путем сложения гармоник или импульсов разной формы, частоты и амплитуды, полученных несколькими генераторами.

Представленные на рис. 1 формы импульсов в различных сочетаниях позволяют с достаточной точностью воспроизвести реальную кривую нагрузки, записанную при полевых испытаниях трактора. Кроме того, установка позволяет воспроизвести закон действительной нагрузки, если ее запись сделана в таком виде (например, магнитозапись), который бы позволил представить ее в форме переменного электрического тока. В частности, возможно воспроизведение записей, сделанных и в форме осциллограмм на прозрачную пленку с применением фотоэлемента.

Тормозная установка (рис. 2) включает в себя балансирную машину постоянного тока с весовым механизмом, станцию питания, станцию управления, блок нагрузочных сопротивлений, комплект регулировочных реостатов, пульт управления, электронную

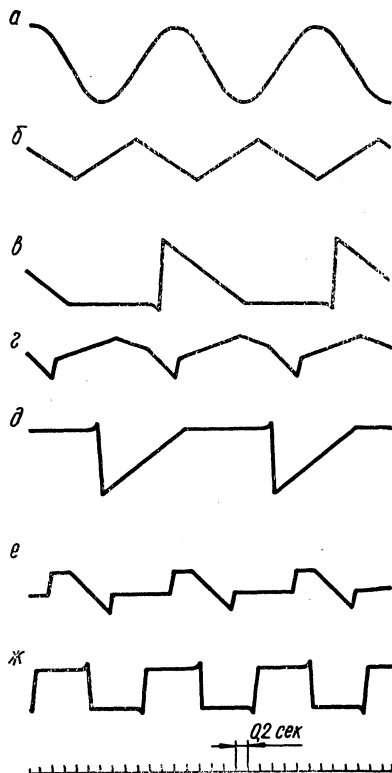


Рис. 1. Формы периодических импульсов (а, б, в, г, д, е, ж), получаемых с помощью универсального генератора



схему задания переменной нагрузки и комплект измерительной аппаратуры.

Станцией питания балансирной машины служит трехмашинный агрегат, состоящий из трехфазного электродвигателя, генератора-возбудителя и генератора постоянного тока.

Станция управления представляет собой распределительный щит, на котором смонтированы все элементы, обеспечивающие пуск и регулирование установки, и предохранительные устройства. Для удобства обслуживания станция имеет подвижный пульт управления.

Электронная схема задания переменной нагрузки включает в себя низкочастотный генератор периодических колебаний, питающийся от электронного стабилизированного выпрямителя, или специальное устройство для воспроизведения реальных нагрузок, промежуточный усилитель постоянного тока, электромашинный усилитель (ЭМУ), приводимый во вращение от электродвигателя. ЭМУ имеет шесть обмоток управления, специальные схемы соединения которых позволяют получить коэффициент усиления до 10 000. Схема управления обмотками ЭМУ представлена на рис. 3.

Для обеспечения возможности исследования переходных режимов двигателя при резком сбросе или набросе нагрузки в основную схему балансирной машины включен ключ  $K$  (рис. 4).

При нагружении двигателя переменной нагрузкой постоянная составляющая момента сопротивления создается основной схемой, а переменная — накладывается от электронной схемы управления обмоткой возбуждения балансирной машины.

Установка оснащена комплектом измерительных приборов, которые позволяют производить отсчет средних значений или регистрировать мгновенные значения следующих величин: угловой скорости, крутящего момента, расходов топлива и воздуха. Кроме того, имеется возможность записывать перемещения рейки топливного насоса, подъем форсуночной иглы в одном из цилиндров двигателя.

Измерение угловой скорости коленчатого вала двигателя производится при помощи тахогенератора переменного тока. Пульсации при выпрямлении трехфазного тока устранены применением фильтра, поскольку они не менее чем на целый порядок выше по частоте колебаний угловой скорости коленчатого вала.

Для регистрации переменных значений крутящего момента в практике исследований наибольшее применение нашли динамометры торсионного типа. Принцип работы таких динамометров основан на измерении угла закручивания торсионного вала, передающего момент при помощи индуктивных, емкостных, тензометрических и других датчиков, либо при помощи синусно-косинусных или линейных поворотных трансформаторов. В нашем случае применен торсионный вал с проволочными датчиками сопротивления.

Основной недостаток этого способа, как, впрочем, и некоторых других, — необходимость применения токосъемных устройств, несовершенная конструкция которых может в значительной степени

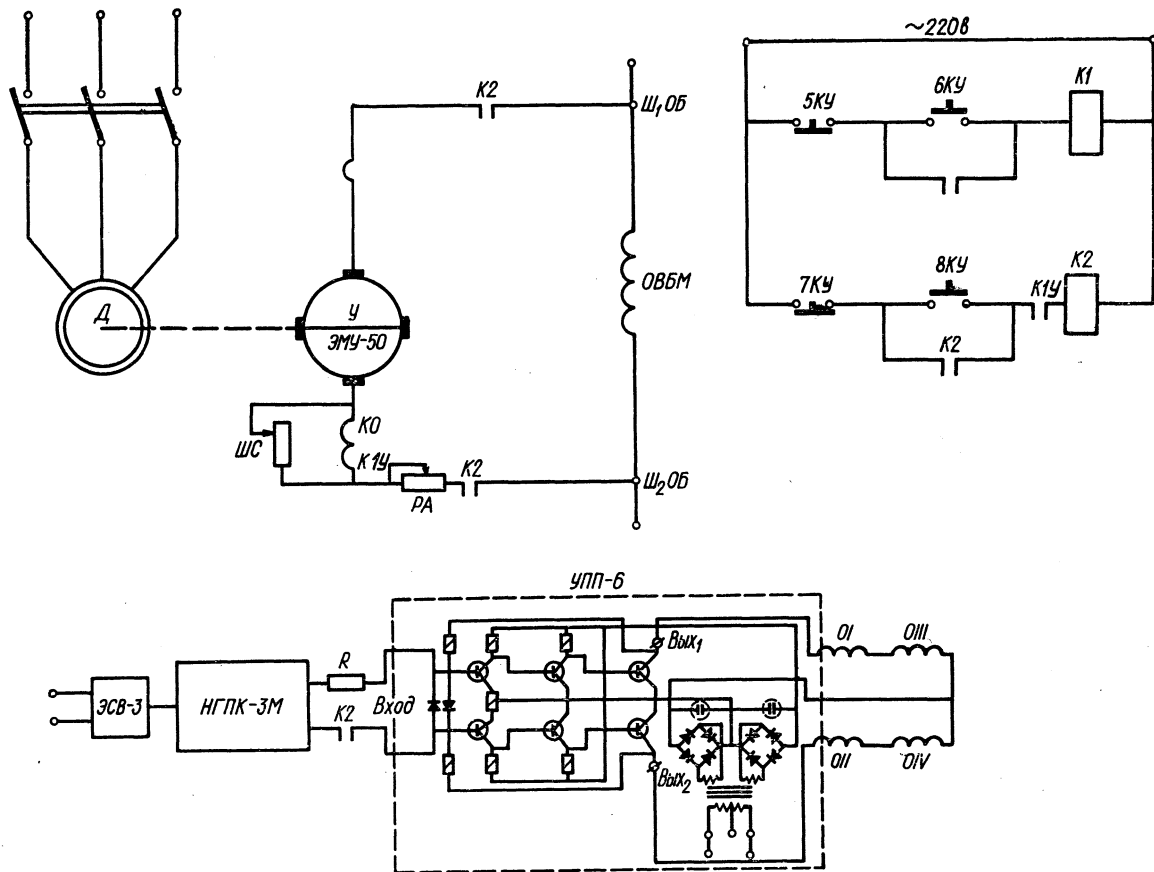


Рис. 3. Схема управления обмотками электромашинного усилителя

искажать результаты измерений. В рассматриваемой установке применено токосъемное устройство с амальгамированными ртутью контактными поверхностями.

Измерение текущих расходов топлива при работе двигателя на неустановившихся режимах может быть осуществлено при помощи приборов, действующих по принципу изменения емкости, индуктивности, сопротивления и т. д. Наиболее просто может быть выпол-

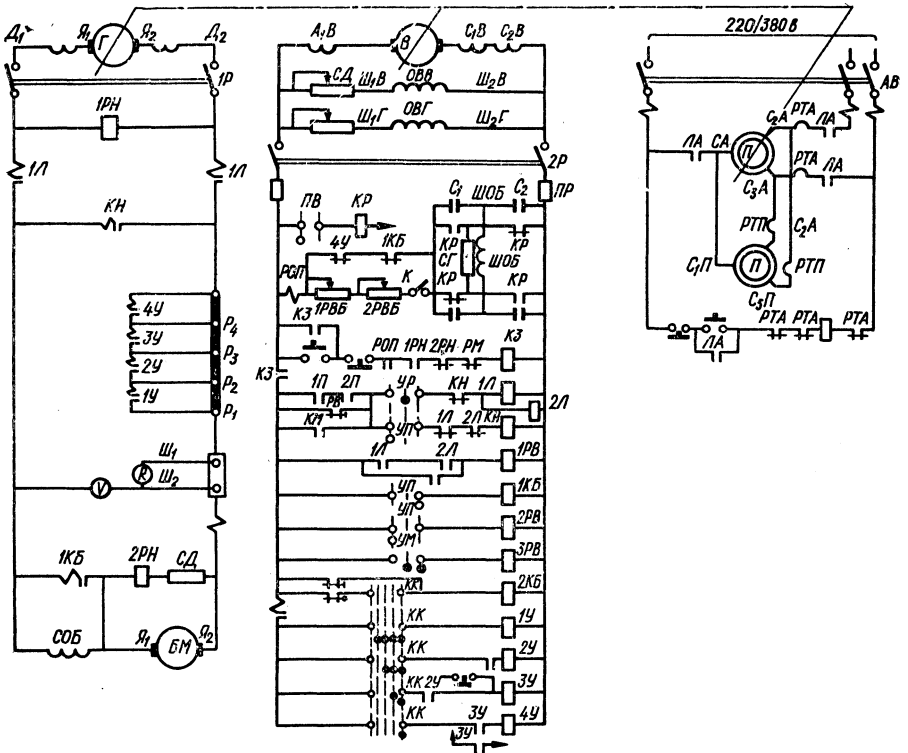


Рис. 4. Монтажная схема экспериментальной установки

нен индуктивный способ с применением поплавкового устройства или же метода термоанометра. По точности и чувствительности эти приборы могут быть равнозначны. Рассматриваемая установка снабжена обоими устройствами.

Сравнительную оценку расходов топлива двигателем при работе на неустановившихся режимах с достаточной степенью точности можно вести и весовым способом. При этом предполагается более продолжительная работа двигателя на каждом из режимов, вызванном той или иной переменной нагрузкой.

Текущие расходы воздуха двигателем в условиях неустановившихся режимов измеряются методом термоанометра или же с помощью дроссельных устройств. Последние требуют разработки

различных способов регистрации разности переменных давлений на входе и выходе дроссельной шайбы. В рассматриваемой установке для этой цели применен специальный тензометр с мембраной из бериллиевой бронзы толщиной 0,1 мм.

Сравнительную оценку расхода воздуха двигателем при работе на неустановившихся режимах можно вести и с помощью объем-

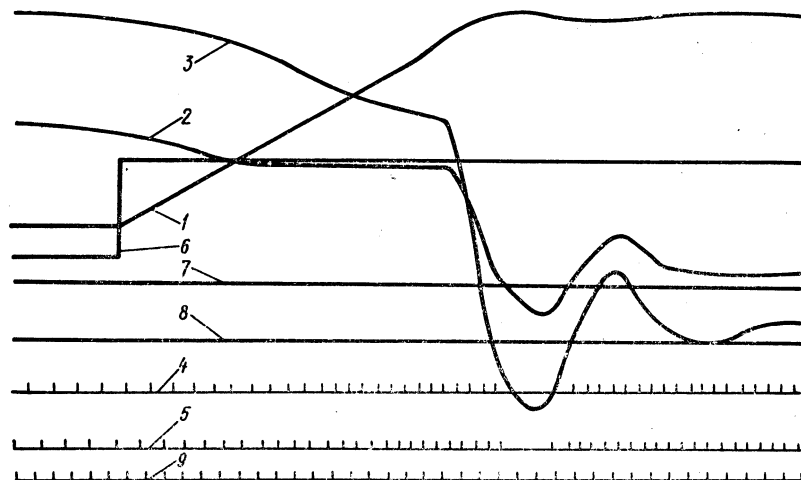


Рис. 5. Образец осциллограммы разгона двигателя мгновенным разгрузением:

1 — угловая скорость; 2 — момент двигателя; 3 — рейка топливного насоса; 4 — впрыск первого цилиндра; 5 — впрыск четвертого цилиндра; 6 — начало разгона; 7 — нулевая линия момента двигателя; 8 — нулевая линия рейки топливного насоса; 9 — отметка времени 50 мс

ных расходомеров, для чего необходимо обеспечить возможность регистрации конечного числа всасываний двигателя за время расхода фиксированного объема воздуха.

Запись перемещений рейки топливного насоса и регистрацию впрыска топлива в одном из цилиндров двигателя можно осуществлять индуктивным, тензометрическим или другим способом. Конструкция подобных приборов довольно проста и обеспечивает точность и надежность при исследованиях. Наличие впрысков регистрируется тензометрическим способом, а перемещение рейки — индуктивным. Осциллограмма записи переменных параметров двигателя рассмотренными способами представлена на рис. 5.

#### Л и т е р а т у р а

[1] Болтинский В. Н. Работа тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке. — В сб.: Механизация и электрификация сельского хозяйства в СССР. М., 1959. [2] Болотин А. А. Исследование характера нагрузки на двигатель и

отдельные механизмы силовой передачи при работе трактора в производственных условиях. — Труды Волгоград. молочного ин-та, вып. 42. Волгоград, 1959. [3] Грунауэр А. А., Дик В. А. Моделирующая установка для исследования работы тракторного двигателя при неустановившейся нагрузке. — Труды Харьковск. политехн. ин-та. Харьков, 1961, вып. 34. [4] Златопольский А. В. Определение неустановившихся режимов загрузки двигателей землеройных машин и методики их исследования в стендовых условиях. — В сб.: Неустановившиеся режимы работы быстроходных двигателей внутреннего сгорания. М., 1965.



И. П. Завадский

## РАСЧЕТ АМПЛИТУДНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ НА АВМ

Замечено, что тракторные дизели при работе в условиях эксплуатации менее экономичны, чем при испытании в лаборатории на тормозном стенде. Это происходит потому, что нагрузка на двигатель при его работе на тормозном стенде сохраняется в течение опыта неизменной, в то время как в условиях эксплуатации при выполнении трактором практически любых сельскохозяйственных работ она непостоянна.

Нестатичность нагрузки на двигатель влияет в общем случае на все его выходные параметры и, следовательно, на параметры рабочего процесса в целом. Зависимости между параметрами, характеризующими переменную нагрузку, и параметрами двигателя сложны и требуют длительного изучения. Однако по результатам исследований как наших, так и зарубежных ученых можно сделать вывод, что основные причины ухудшения эффективных показателей двигателя на переменных нагрузках — колебания угловой скорости коленчатого вала.

Изменения нагрузки, происходящие с достаточно большой частотой, преодолеваются за счет кинетической энергии движущихся частей кривошипно-шатунного механизма (в основном маховика) со сравнительно малыми колебаниями угловой скорости. В этом случае следует ожидать, что работа двигателя не будет заметно отличаться от его работы на стенде в условиях постоянной нагрузки, так как регулятор не будет успевать реагировать на изменение нагрузки.

Более медленные изменения нагрузки приводят к значительным колебаниям угловой скорости коленчатого вала двигателя, что вызывает срабатывание автоматического регулятора и изменение подачи топлива. В этом случае преодоление возросшей нагрузки происходит как за счет кинетической энергии подвижных элементов двигателя, так и за счет возрастания мощности вследствие увеличения подачи топлива. При этом двигатель периодически переводится на режим с повышенным расходом топлива, что и служит

причиной снижения топливной экономичности. Снижение экономичности можно объяснить и возможным уменьшением наполнения двигателя, поскольку дополнительные колебания воздушного потока, вызванные колебаниями угловой скорости, могут значительно увеличить гидравлические сопротивления воздушного тракта и сопутствующие этому потери. Но, к сожалению, до настоящего времени в результатах исследований по этим вопросам зачастую содержатся противоречивые данные.

Цель настоящего исследования — выявить влияние параметров, характеризующих переменную нагрузку, на изменение угловой скорости коленчатого вала двигателя.

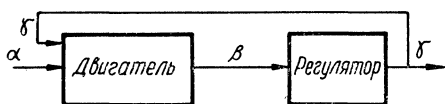


Рис. 1. Структурная схема двигателя

Такими параметрами в первую очередь являются частота изменения нагрузки, относительная величина этого изменения (глубина модуляции или степень неравномерности) при постоянном среднем ее значении и форма закона изменения нагрузки.

Отечественная практика исследования работы тракторных двигателей при переменных нагрузках определила в основном два направления: исследования в естественных условиях эксплуатации и исследования на специальных лабораторных стендах, позволяющих осуществлять имитацию естественных условий нагружения двигателя. Однако такие исследования требуют специальной организации эксперимента и всегда связаны со значительными затратами времени и средств. Поэтому нами в основу исследования был положен метод математического моделирования с последующим решением модели на аналоговой вычислительной машине.

В силу того, что тракторный двигатель в период эксплуатации работает в основном на регуляторе, структурная схема взаимодействия элементов двигателя в неустановившемся режиме была принята в виде, представленном на рис. 1.

В этой схеме входной величиной (координатой), вызывающей неустановившийся режим двигателя, является  $\alpha$  — момент сопротивления тракторному двигателю. На изменение входной величины  $\alpha$  двигатель реагирует изменением выходного параметра  $\beta$  — угловой скорости. Последняя, являясь входной координатой для регулятора, влечет за собой изменение его выходной координаты  $\gamma$  — положения рейки топливного насоса и тем самым цикловой подачи. Изменение выходной координаты регулятора через обратную связь вызовет соответствующее изменение выходной координаты двигателя. Таким образом, принятая схема взаимодействия элементов двигателя в неустановившемся режиме, вызываемом изменением момента сопротивления, вполне отражает действительную работу тракторного двигателя в эксплуатационных условиях.

Поскольку структурно двигатель представлен двумя элементами, то для определения математической модели в первом приближении достаточно двух уравнений, каждое из которых определяет движение (поведение) данного элемента в неустановившемся режиме.

Уравнением, определяющим неустановившийся режим двигателя, является основное уравнение движения двигателя:

$$I \frac{d\omega}{dt} = M_e - M_c, \quad (1)$$

где  $I$  — приведенный момент инерции подвижных частей двигателя;  $\omega$  — угловая скорость коленчатого вала двигателя;  $M_e$  — текущие значения эффективного момента двигателя;  $M_c$  — текущие значения момента сопротивления, приведенного к коленчатому валу двигателя.

Уравнением, определяющим неустановившийся режим регулятора, является уравнение движения муфты регулятора:

$$\mu \frac{d^2z}{dt^2} + \vartheta \frac{dz}{dt} + E(z) + F = A(z)\omega_p^2, \quad (2)$$

где  $\mu$  — приведенная к муфте масса подвижных частей регулятора;  $\vartheta$  — коэффициент демпфирования (коэффициент трения или фактор торможения);  $F$  — усилие предварительного натяжения пружины;  $E(z) = cz$  — приведенная сила пружины регулятора;  $c$  — жесткость пружины;  $z$  — перемещение муфты регулятора;  $A(z)$  — коэффициент центробежной (поддерживающей или восстанавливающей) силы;  $\omega_p$  — угловая скорость вала регулятора.

Объектом настоящего исследования являлся тракторный дизель Д-50 Минского моторного завода, устанавливаемый на колесных тракторах общего назначения класса 1,4 т Минского тракторного завода МТЗ-50 «Беларусь». Исследовались случаи работы двигателя на этом тракторе на первой передаче, на пятой и при работе с балансирной машиной постоянного тока, в соответствии с чем уравнение движения двигателя приводилось к расчетному виду.

Момент инерции подвижных частей трактора для первой и пятой передач определялся по известной методике и приводился к коленчатому валу двигателя с учетом передаточных чисел соответствующих ступеней трансмиссии трактора. Момент инерции ротора балансирной машины определялся по известной формуле через маховый момент ротора. Момент инерции машины-орудия не учитывался. Значения моментов инерции найдены равными: на первой передаче — 0,166 кгм·сек<sup>2</sup>; на пятой — 0,219 кгм·сек<sup>2</sup> и с балансирной машиной — 0,41 кгм·сек<sup>2</sup>. Уравнение движения муфты регулятора приводилось к расчетному виду в соответствии с методикой [2].

В результате этого математическая модель тракторного дизеля определилась в виде системы уравнений:

$$\begin{cases} \frac{d\omega}{dt} = A_1(M_e - M_c); \\ \frac{dz}{dt} = A_2 z + A_3 z \omega^2 + A_4 \omega^2 + A_5, \end{cases} \quad (3)$$

где  $A_1 = 6,0 \text{ (кгм}\cdot\text{сек}^2)^{-1}$  — для работы на первой передаче;  $A_1 = 4,56 \text{ (кгм}\cdot\text{сек}^2)^{-1}$  — для работы на пятой передаче;  $A_1 = 2,44 \text{ (кгм}\cdot\text{сек}^2)^{-1}$  — для работы с балансирной машиной;  $A_2 = -7,63 \text{ сек}^{-1}$ ;  $A_3 = 1,16 \cdot 10^{-4} \text{ сек}$ ;  $A_4 = 3,44 \cdot 10^{-6} \text{ м/сек}$ ;  $A_5 = -0,1 \text{ м/сек}$ .

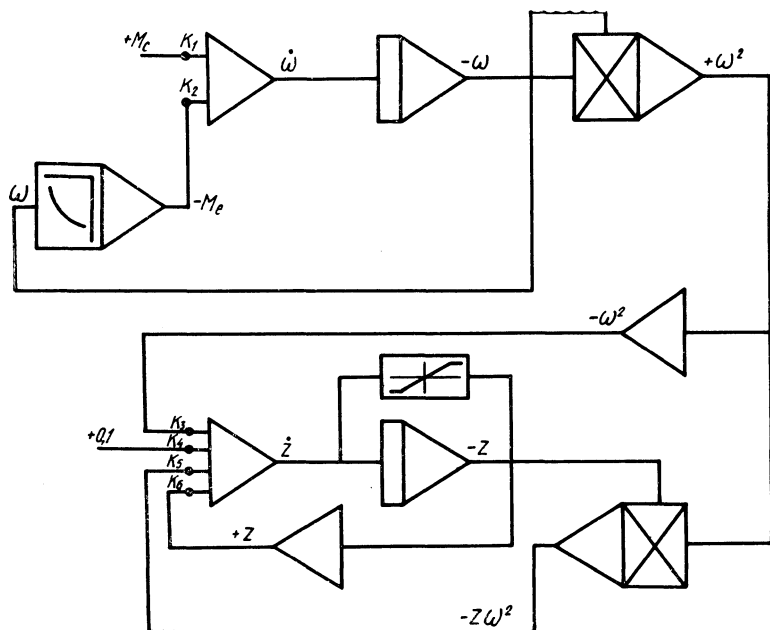


Рис. 2. Блок-схема решения математической модели дизеля на АВМ

Блок-схема решения системы на аналоговой вычислительной машине МН-7 приведена на рис. 2.

Эффективный момент двигателя вводился в машину блоком нелинейности БН-10 по экспериментальной регуляторной характеристике. Характеристика была снята при следующей регулировке топливного насоса при  $t = 20^\circ\text{C}$  ( $q$  — цикловая подача;  $q_p$  — средняя цикловая подача;  $\delta_T$  — степень неравномерности цикловых подач по цилиндрам):

№ секций	I	II	III	IV	$q_{\text{ср}}, \text{ мл}$	$\delta_T, \%$
$q, \text{ мл}$	63	64	64	62,5	63,4	2,36

Для ввода в машину кривая эффективного момента двигателя по регуляторной характеристике была аппроксимирована ломаной линией из четырех участков согласно рис. 3. Максимальная ошибка аппроксимации составила 1,3%.

Анализ колебаний угловой скорости проводился для случаев симметричного изменения момента сопротивления (рис. 4, а, б, в),

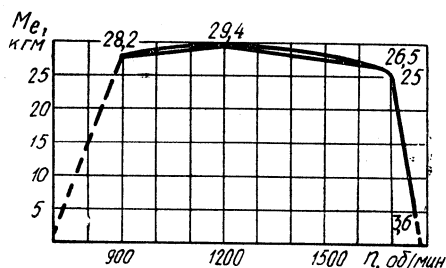


Рис. 3. Аппроксимация кривой крутящего момента дизеля для ввода в аналоговую машину

степень неравномерности которого поэтому может быть определена из следующего выражения:

$$\delta_M = \frac{M_{c \max} - M_{c \min}}{M_{c \text{cp}}}, \quad (4)$$

где  $M_{c \max}$  и  $M_{c \min}$  — максимальное и минимальное значения момента сопротивления;  $M_{c \text{cp}}$  — среднее значение (постоянная составляющая) момента сопротивления, которое может быть выражено следующим образом:

$$M_{c \text{cp}} = \frac{M_{c \max} + M_{c \min}}{2}. \quad (5)$$

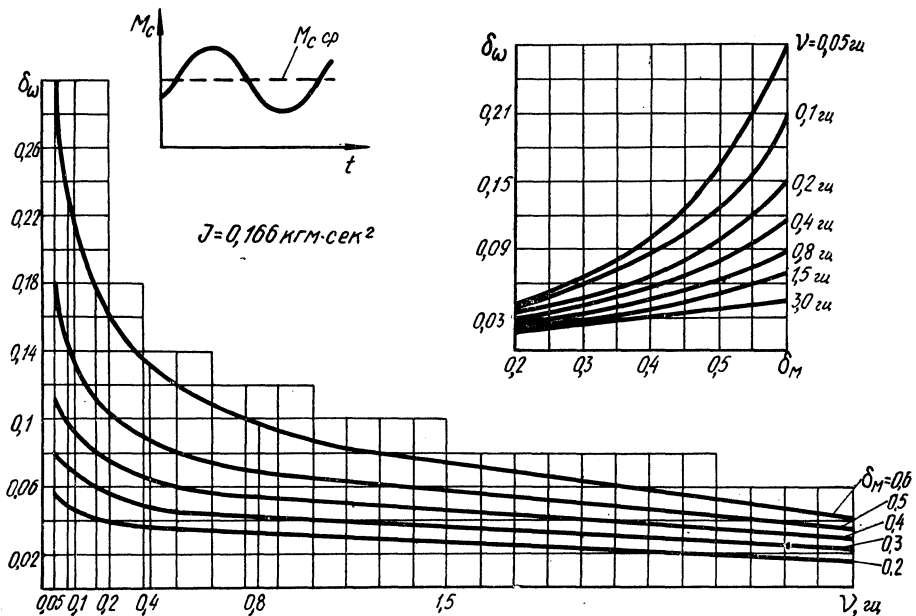
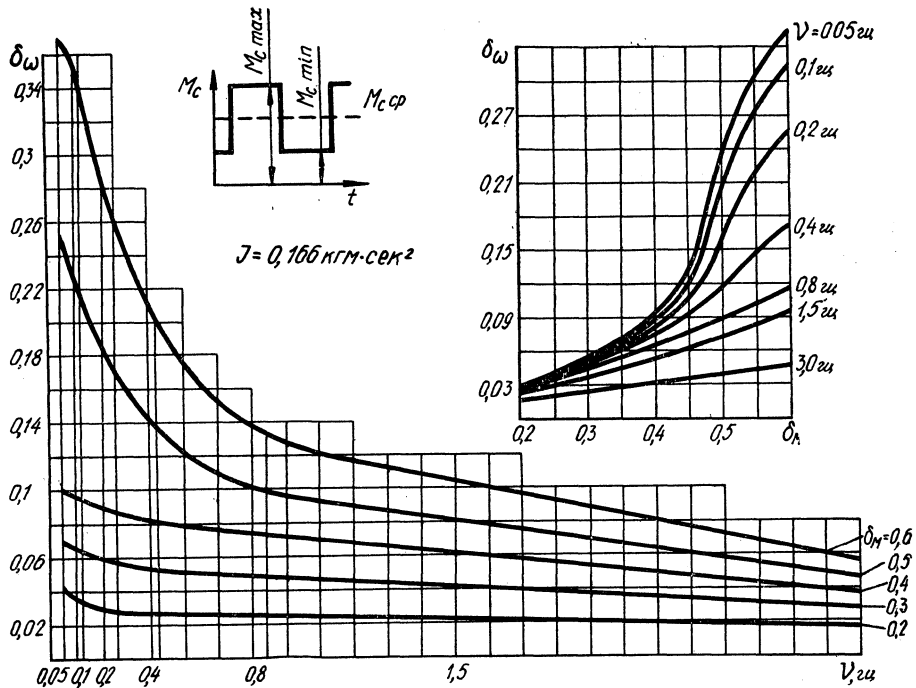
При проектировании машинотракторных агрегатов непостоянство момента сопротивления учитывается коэффициентом использования мощности двигателя. Для обеспечения необходимого уровня тягово-динамических качеств машинотракторному агрегату величина этого коэффициента принимается равной 0,7—0,8, т. е. из расчета, что двигатель загружается на 70—80% от его номинальной мощности. Поэтому среднее значение момента сопротивления было получено из экспериментальной кривой крутящего момента двигателя по регуляторной характеристике:

$$M_{c \text{cp}} = 0,75 M_{e \text{ном}} = 0,75 \cdot 25 = 18,75 \text{ кгм.}$$

Решая совместно уравнения 4 и 5, можно получить значения  $M_{c \max}$  и  $M_{c \min}$  в зависимости от принятой степени неравномерности  $\delta_M$ :

$$M_{c \max} = M_{c \text{cp}} \left( 1 + \frac{\delta_M}{2} \right); \quad (6)$$

$$M_{c \min} = M_{c \text{cp}} \left( 1 - \frac{\delta_M}{2} \right).$$



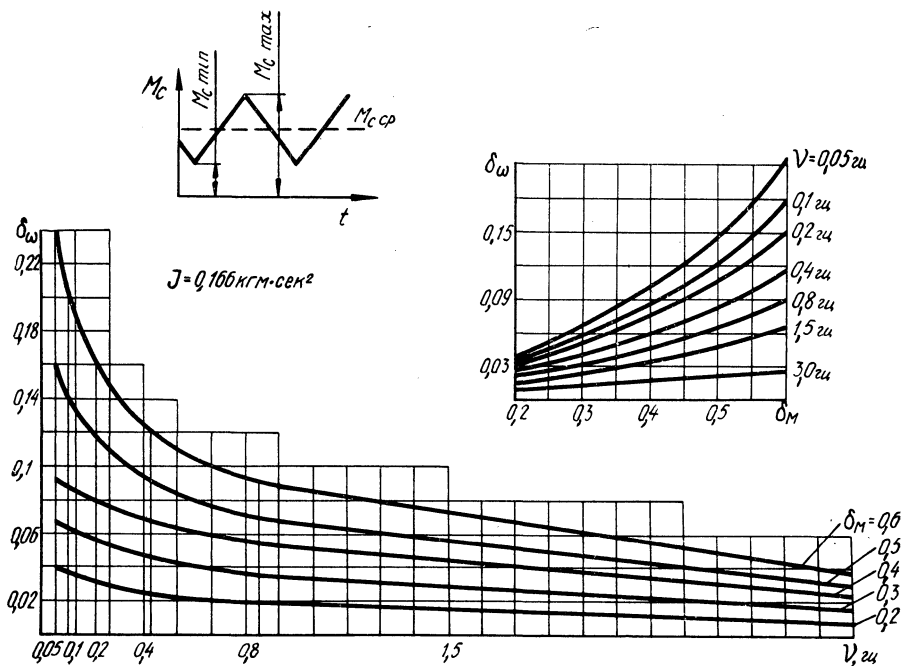


Рис. 4. Амплитудные характеристики дизеля при работе на первой передаче

Решение задачи для указанных трех случаев работы двигателя проводилось для  $\delta_m = 0,2; 0,3; 0,4; 0,5; 0,6$ . Причем частота изменения момента сопротивления для всех степеней неравномерности и законов его изменения устанавливалась в пределах от 0,05 до 3,0 гц ступенями примерно по геометрической прогрессии. Момент сопротивления вводился в аналоговую машину низкочастотным генератором периодических колебаний типа НГПК-3М.

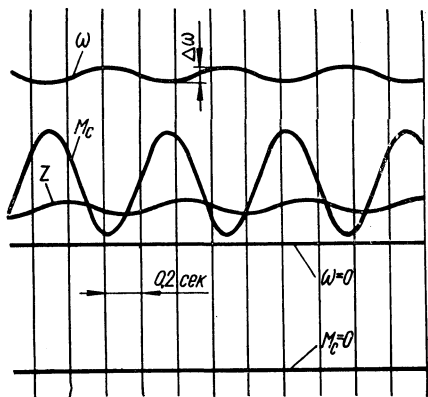
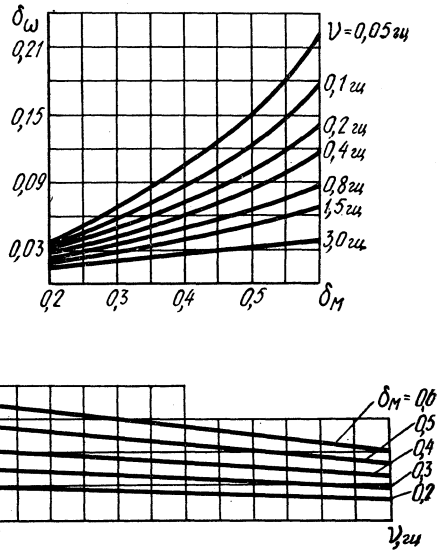
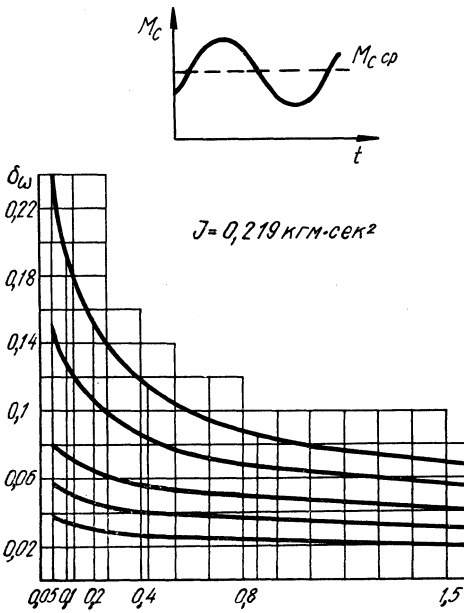
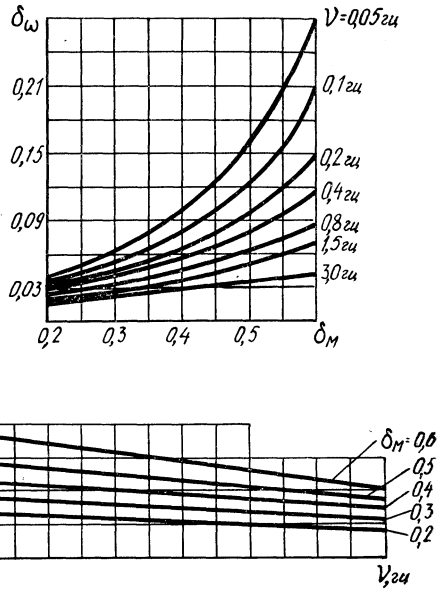
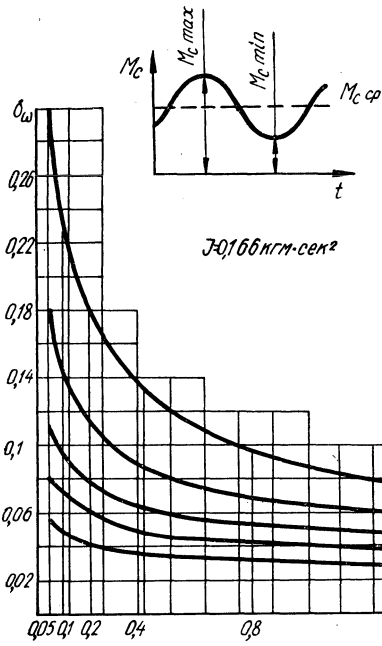


Рис. 5. Образец осциллограммы решения модели на АВМ

Образец осциллограммы решения задачи приведен на рис. 5. Из такой осциллограммы определялась частота  $\nu$ , степень неравномерности момента сопротивления  $\delta_m$  и величина изменения угловой скорости  $\Delta\omega$ . По результатам решения построены зависимости колебаний угловой скорости коленчатого вала двигателя, выраженные степенью неравномерности хода двигателя:

$$\delta_\omega = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{cp}} = \frac{\Delta\omega}{\omega_{cp}}$$





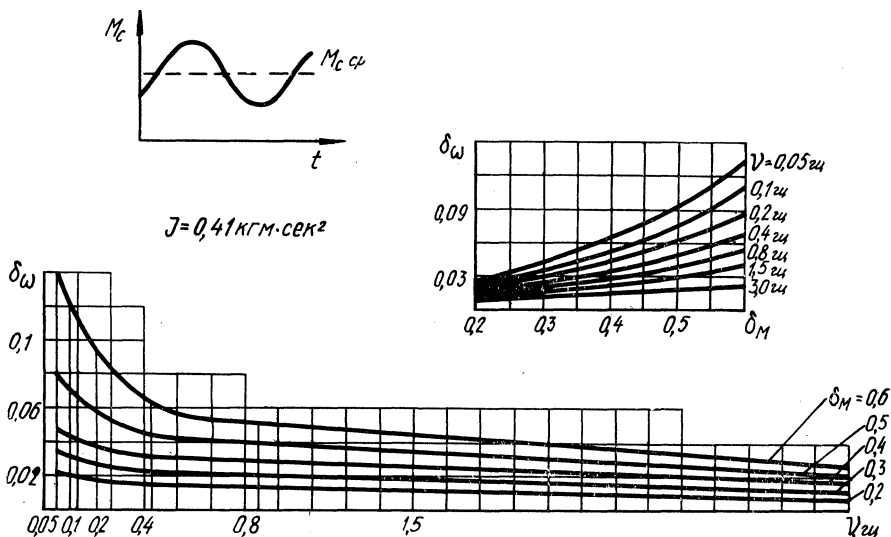


Рис. 6. Амплитудные характеристики дизеля при работе:

*a* — на первой передаче; *б* — на пятой передаче; *в* — с балансирной машиной постоянного тока

в функции степени неравномерности и частоты изменения момента сопротивления.

Анализ этих зависимостей позволяет сделать следующие выводы:

1. Наиболее сильное влияние на неравномерность хода двигателя  $\delta_\omega$  оказывает неравномерность нагрузки  $\delta_M$  в области малых частот — 0,8 гц и ниже. Причем, чем больше степень неравномерности момента сопротивления, тем до более высоких частот сказывается ее действие на колебания угловой скорости.

2. Частоты изменения момента сопротивления выше 1,5 гц практически не воспринимаются двигателем и не могут вызывать значительных колебаний угловой скорости, способных повлечь за собой существенные изменения выходных параметров двигателя (рис. 4, *a*, *б*, *в* и рис. 6, *a*, *б*, *в*).

3. С увеличением момента инерции подвижных частей системы «двигатель — трактор» в 2 раза неравномерность хода двигателя уменьшается во всем диапазоне частот и степеней неравномерности момента сопротивления примерно во столько же раз (рис. 6, *a*, *б*, *в*).

### Л и т е р а т у р а

[1] Крутов В. И. Автоматическое регулирование двигателей внутреннего сгорания. М., 1968. [2] Малиновский Е. Ю., Зарецкий Л. Б. Математическое моделирование в исследовании строительных машин. М., 1966.

Л. Я. Волчок, Н. П. Цаюн

## ПРОЦЕСС СЖАТИЯ ВОЗДУХА В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ПУСКЕ

Возможность возникновения первых вспышек топлива в цилиндре дизеля во время его пуска в холодном состоянии определяется температурой и давлением (а точнее, плотностью) воздуха в конце хода сжатия. Особенности условий протекания процесса сжатия при пуске, в результате которых эти параметры могут не достигнуть нужного уровня и двигатель не запустится, заключаются в следующем.

Во время пуска температура стенок цилиндра такая же, как у окружающего воздуха. Поэтому на протяжении всего процесса сжатия теплоотдача идет только в направлении от воздуха к стенкам. В то же время при работе двигателя температура воздуха в цилиндре на значительной части хода поршня в такте сжатия ниже температуры стенок, в связи с чем тепловой поток вначале направлен от стенок к воздуху и только на оставшейся части хода поршня меняет направление. В этом заключается одна из причин повышенной теплоотдачи в стенку при сжатии во время пуска.

Благоприятным фактором, снижающим теплоотдачу в стенку, является малая скорость вихревого движения воздуха в цилиндре во время пуска, чему соответствует и малый коэффициент теплоотдачи.

Угловая скорость вращения вала двигателя во время пуска мала и неравномерна, причем наиболее медленное вращение приходится на конец хода сжатия. Соответственно этому велика продолжительность такта сжатия, и как следствие — велики потери тепла в стенку.

По этой же причине возрастает и утечка воздуха из цилиндра через неплотности, что также понижает давление и температуру воздуха в конце сжатия. Анализ процесса сжатия с переменным количеством воздуха показывает [1], что давление  $p_c$  и температура  $T_c$  воздуха в конце сжатия следующим образом зависят от относительного количества воздуха в цилиндре и начальных значений

давления  $p_0$  и температуры  $T_0$ , которые для случая пуска холодного двигателя такие же, как у наружного воздуха:

$$p_c = p_0 \varepsilon^n m^n; \quad (1)$$

$$T_c = T_0 \varepsilon^{n-1} m^{n-1}. \quad (2)$$

Здесь  $m = \frac{G_c}{G_a}$  — относительное количество воздуха в цилиндре в конце сжатия;  $Q_a$  и  $G_c$  — количество воздуха в цилиндре в начале и конце сжатия.

При медленном вращении вала двигателя сжатие воздуха начинается только после полного закрытия впускного клапана. До этого времени воздух вытесняется поршнем через открытый клапан обратно во впускную трубу. Поэтому в расчетах следует принимать не конструктивную  $\varepsilon$ , а действительную  $\varepsilon_d$  степень сжатия. Последняя, исходя из кинематических соотношений для кривошипно-шатунного механизма, может быть следующим образом выражена в зависимости от угла запаздывания закрытия впускного клапана  $\varphi_{в.к}$ :

$$\varepsilon_d = \frac{\varepsilon - 1}{2} \left[ 1 + \cos \varphi_{в.к} + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi_{в.к}) \right] + 1. \quad (3)$$

Один из способов повышения действительной степени сжатия состоит в увеличении зазора в клапанном механизме [2]. При этом не только повышается степень сжатия, но и увеличивается количество воздуха, поступающего в цилиндр во время пуска двигателя. Установление повышенных зазоров в клапанном механизме с последующим сокращением их до нормальной величины возможно осуществить при помощи штанг из материала с большим коэффициентом теплового расширения или путем применения особого гидравлического толкателя.

Для уменьшения утечек воздуха из цилиндра через неплотности можно заливать в цилиндры уплотнительную смесь, состоящую из масла и дизельного топлива [3].

Чтобы повысить температуру воздуха в конце сжатия, применяют различного рода подогреватели (электрические, факельные). Подогреватели устанавливаются во впускной системе или непосредственно в цилиндре (электрические свечи накаливания).

Изучению влияния перечисленных здесь факторов и вспомогательных средств на температуру и давление воздуха в конце сжатия и посвящена настоящая работа.

Объектом испытания служил тракторный двигатель Д-50 с размерностью цилиндра  $110 \times 125$  мм и мощностью 50 л. с. при 1700 об/мин. Опыты проводились на специальной экспериментальной установке [4], предназначенной для исследования пуска автотракторных дизелей при низких температурах. Установка включает холодильную камеру и пусковое устройство с электростарте-

ром, вынесенное за пределы камеры и позволяющее проворачивать двигатель с различными скоростями. Во время испытаний двигатель прокручивался электростартером без подачи топлива в цилиндры. При этом снимались осциллограммы, содержащие запись следующих величин: а) давления воздуха в цилиндре; б) температуру его; в) отметки углового перемещения коленчатого вала через каждые 5 или 10°; г) отметки начала открытия и конца закрытия впускного клапана; д) отметки в. м. т.; е) отметки времени.

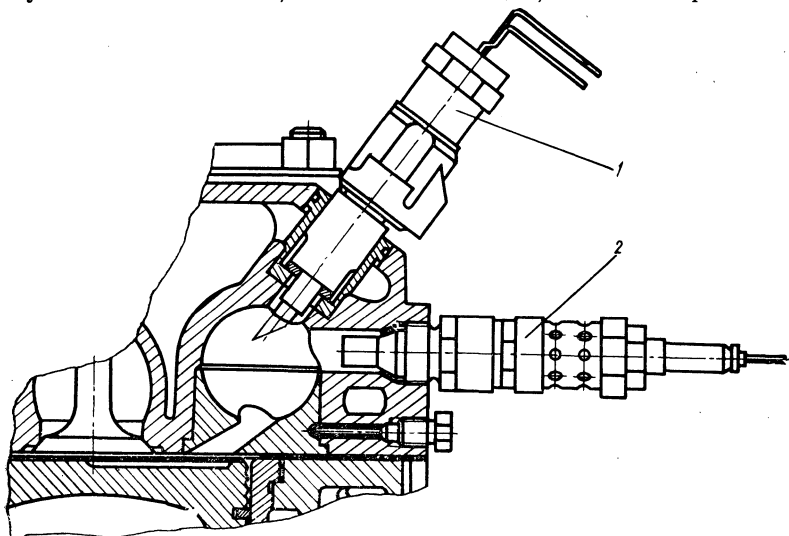


Рис. 1. Установка датчиков температуры (1) и давления (2) в вихревой камере

Давление измерялось при помощи пьезоэлектрического индикатора, а температура — термометром сопротивления из вольфрамовой проволоки диаметром 7 мм. Датчик температуры 1 (рис. 1) устанавливался на место форсунки, а датчик давления 2 — на место свечи накаливания. Конфигурация датчиков и штуцера для установки выбиралась с таким расчетом, чтобы не вызвать изменения степени сжатия в испытуемом цилиндре. Датчики устанавливались в первом и третьем цилиндрах.

Отметки углового перемещения коленчатого вала наносились на осциллограмму при помощи диска со щелями, насаженного на коленчатый вал, оптического устройства с источником света и фотоэлемента с усилителем фототокков. Запись фазы открытия впускного клапана производилась с помощью устройства, состоящего из упругой пластины, опирающейся на коромысло клапанного механизма. На пластину наклеивались два тензометрических датчика, которые позволили записывать деформацию пластины во время открытия клапана.

Запись производилась на осциллографе Н-117. Осциллограф включался до начала вращения вала, и запись продолжалась на

протяжении 5—7 циклов. Каждый опыт повторялся трижды с перерывами не менее 5 мин. Образец осциллограммы приведен на рис. 2. На осциллограмме выявляются характерные особенности протекания диаграмм давления и температуры воздуха в цилиндре.

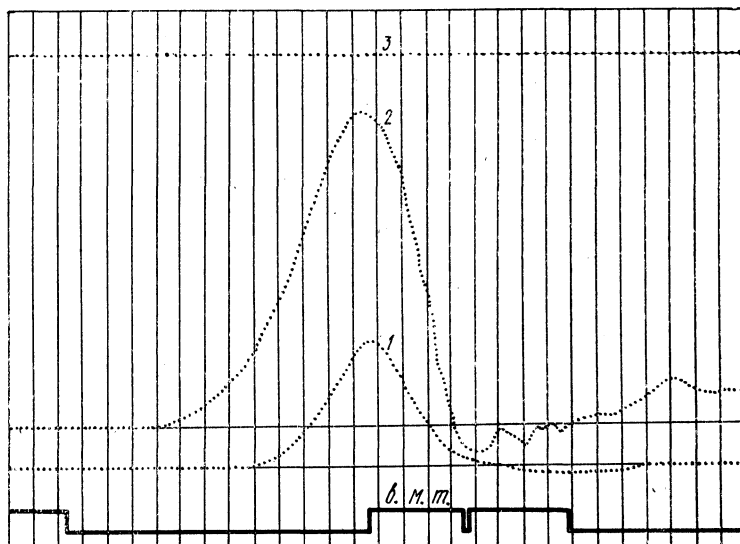


Рис. 2. Осциллограмма сжатия и расширения воздуха в цилиндре дизеля при малом числе оборотов:

1 — давление; 2 — температура; 3 — угловые отметки через 5° поворота коленчатого вала

Вследствие утечек воздуха из цилиндра и односторонней теплоотдачи (от воздуха к стенкам) давление и температура воздуха в конце расширения оказываются меньшими, чем были в начале сжатия; давление на 0,20—0,25 кг/см<sup>2</sup>, а температура на 40—60°С ниже, чем у наружного воздуха.

Обработка результатов эксперимента сводилась к графическому представлению и определению показателя политропы сжатия и относительного количества воздуха. Определение показателя политропы и относительного количества воздуха производилось на основании решения уравнений (1) и (2) заменой в них конструктивной степени сжатия двигателя  $\epsilon$  на действительную степень сжатия  $\epsilon_d$ . У двигателя Д-50  $\epsilon = 16$ , а  $\epsilon_d$  соответственно углу запаздывания закрытия впускного клапана  $\varphi_{в.к} = 46^\circ$  получается на основании выражения (3) равной 14,2.

Обозначим относительное давление конца сжатия через  $\pi_{с.т. е.}$

$$\frac{p_c}{p_0} = \pi_{с.т. е.} \quad (4)$$

и соответственно относительную температуру конца сжатия через  $\theta_c$ :

$$\frac{T_c}{T_0} = \theta_c. \quad (5)$$

Из уравнений (1) и (2) получаем:

$$\pi_c = \varepsilon_d^n m^n$$

и

$$\theta_c = \varepsilon_d^{n-1} m^{n-1},$$

откуда

$$m = \frac{\pi_c}{\theta_c \varepsilon_d}; \quad (6)$$

$$n = \frac{\lg \pi_c}{\lg \pi_c - \lg \theta_c}. \quad (7)$$

Для сопоставления относительного количества воздуха в конце сжатия  $m$  с относительной величиной утечки воздуха через неплотности цилиндра  $\delta$ , определяемой опытным путем, отыщем связь между ними. В соответствии с принятой методикой определения утечек [3] величина  $\delta$  выражает отношение количества воздуха  $\Delta G$ , вытекшего из цилиндра за такты сжатия и расширения, к количеству воздуха  $G_3$ , поступившего в цилиндр в такте впуска к моменту закрытия впускного клапана, т. е.

$$\delta = \frac{\Delta G}{G_3}. \quad (8)$$

Величина  $m$  выражает отношение всего количества воздуха в цилиндре в конце сжатия ко всему количеству его в начале сжатия, поэтому в ней учитывается утечка только за время сжатия. Если обозначить через  $\psi$  долю утечки воздуха, приходящуюся на такт сжатия, то величину  $m$  можно выразить так:

$$m = \frac{G_3 + G_{к.с} - \psi \Delta G}{G_3 + G_{к.с}}. \quad (9)$$

Здесь  $G_{к.с}$  — вес воздуха, заключенного в объеме камеры сжатия  $V_c$ , по состоянию на конец впуска. В случае холодного пуска двигателя  $G_{к.с} = V_c \gamma_0$ , где  $\gamma_0$  — удельный вес наружного

воздуха. Точно так же вес зашедшего в цилиндр воздуха к моменту закрытия впускного клапана  $G_3$  можно выразить в виде  $G_3 = V_h^1 \gamma_0$ , где  $V_h^1$  — рабочий объем цилиндра за вычетом части объема, потерянной в результате запаздывания закрытия впускного клапана.

Учитывая, что

$$\frac{G_{к.с}}{G_3} = \frac{V_c \gamma_0}{V_h^1 \gamma_0} = \frac{1}{\epsilon_d - 1},$$

и принимая во внимание равенство (8), нетрудно получить искомое соотношение в следующем виде:

$$\delta = \frac{1 - m}{\psi \left( 1 - \frac{1}{\epsilon_d} \right)}. \quad (10)$$

Долю утечки воздуха из цилиндра  $\psi$ , приходящуюся на такт сжатия, можно вычислить из осциллограммы давления и температуры, если допустить, что суммарное проходное сечение всех неплотностей цилиндра остается неизменным. Тогда приняв его за

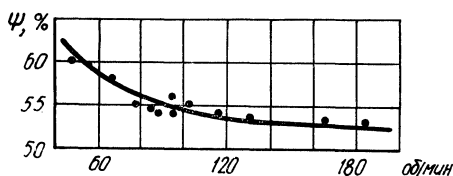


Рис. 3. Доля утечки воздуха из цилиндра, приходящаяся на такт сжатия

единицу и разбив осциллограмму на интервалы, соответствующие одинаковым изменениям объема, можно по формулам истечения вычислить для каждого интервала утечку воздуха. Просуммировав найденные для каждого интервала утечки за такт сжатия и за оба такта (т. е. за сжатие и расширение), можно найти долю утечки  $\psi$ , приходящуюся на такт сжатия. Результаты этих расчетов представлены на рис. 3, из которого видно, что по мере повышения числа оборотов значение коэффициента  $\psi$  уменьшается, приближаясь к 0,5 при числе оборотов свыше 220 в минуту.

Выражение (10) позволяет вычислять величину утечек  $\delta$  по относительному количеству воздуха в цилиндре в конце сжатия  $m$ , определяемому из осциллограмм давления и температуры.

Проведенные расчеты показали, что определяемая таким путем величина утечки воздуха несколько превышает величину ее, определяемую опытным путем.

Так как принятая методика и примененные измерительные устройства для определения утечек воздуха [2] исключают возможность заметных погрешностей в вычислении величины  $\delta$ , то эти расхождения могут быть вызваны только погрешностями в определении величин  $\psi$  и  $m$  в сторону их уменьшения.

Чтобы определить влияние на параметры состояния воздуха в конце сжатия продолжительности прокручивания, сняты непрерывные осциллограммы на протяжении 15 сек при разных скоростях вращения, чему соответствуют от 30 до 40 циклов. Результаты этих опытов представлены в таблице 1.

Т а б л и ц а 1

Давление и температура воздуха в конце сжатия при длительной прокрутке двигателя

Число оборотов	$P_c$			$T_c$		
	1-й цикл	2—5-й циклы	Последующие циклы	1-й цикл	2—5-й циклы	Последующие циклы
<i>об/мин</i>	$\kappa\Gamma/\text{см}^2$	$\kappa\Gamma/\text{см}^2$	$\kappa\Gamma/\text{см}^2$	°К	°К	°К
144	32,0	34,0—33,5	33,0	560	600—580	585
178	33,0	36,0	35,5	575	625	630
234	33,5	36,5	36,0	580	640	644
276	35,0	38,0	37,0	—	—	—

Таким образом, лишь для первого цикла давление и температура заметно ниже значений, соответствующих данному скоростному режиму. Это объясняется более низкой средней угловой скоростью вращения коленчатого вала в начале прокрутки. В дальнейшем давление достигает своего наибольшего значения на протяжении примерно четырех последующих циклов, а затем слегка снижается. То же наблюдается и с температурой, но без снижения при дальнейшей прокрутке. Однако разница в величинах давления и температуры от цикла к циклу очень мала, и поэтому можно считать, что при длительной прокрутке условия в конце сжатия практически остаются неизменными.

Влияние скорости вращения вала и состояния смазки цилиндра на давление и температуру конца сжатия показано на рис. 4.

Наибольший рост давления и температуры сжатия с увеличением скорости вращения наблюдается в области малых чисел оборотов. Начиная со 175—200 *об/мин* и выше, они очень слабо изменяются.

Для оценки уплотняющего действия в цилиндре смазочного масла проведены три серии опытов: после длительной (до 30 дней) стоянки двигателя (рис. 4, кривые 3 и 3'), спустя одни сутки после остановки двигателя (кривые 2 и 2') и с заливкой в цилиндры по 20  $\text{см}^3$  смеси смазочного масла с дизельным топливом в пропорции 2:1 непосредственно перед прокруткой (кривые 1 и 1').

В опытах по прокрутке двигателя после длительной стоянки давление конца сжатия на 6—7  $\kappa\Gamma/\text{см}^2$ , а температура на 45—50° С получились ниже, чем при прокрутке двигателя, простоявшего лишь одни сутки. Это снижение давления и температуры, по-видимому, обусловлено стеканием и частичным испарением слоя смазки на стенках цилиндра и поршня, что ухудшало уплотнение поршня



в цилиндре и приводило к повышенным утечкам воздуха из него. Для проверки этого предположения были проведены дополнительные опыты по измерению утечки воздуха. Результаты этих опытов показали, что после длительной стоянки двигателя утечки воздуха из цилиндра в диапазоне скоростей вращения 50—250 об/мин изменялись в пределах  $\delta=45-15\%$  против 27—7% на двигателе после суточной стоянки.

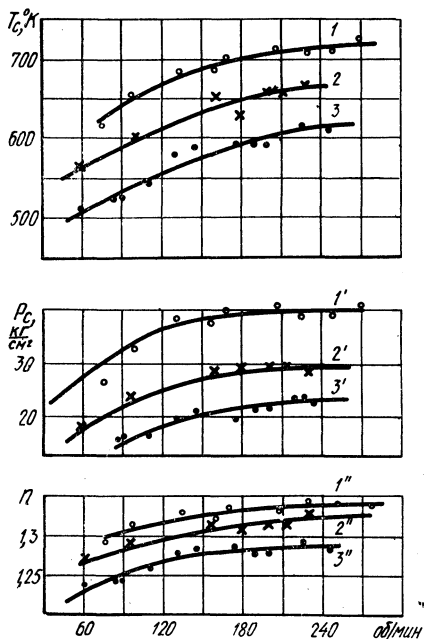


Рис. 4. Зависимость давления и температуры конца сжатия от числа оборотов и от состояния смазки цилиндра:

1 — опыты с заливкой 20 см<sup>3</sup> топливомасляной смеси; 2 — опыты спустя одни сутки после запуска двигателя; 3 — опыты после длительной стоянки двигателя (30 дней)

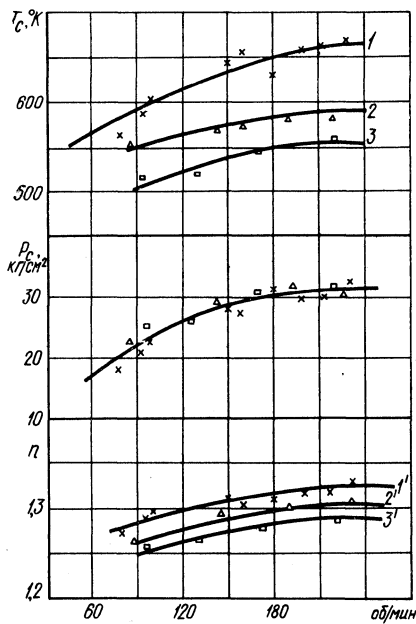


Рис. 5. Влияние температуры окружающего воздуха и двигателя на состояние его в конце сжатия:

1 —  $t=+10^\circ\text{C}$ ; 2 —  $t=-5^\circ\text{C}$ ; 3 —  $t=-15^\circ\text{C}$

Опыты с заливкой в цилиндры смеси масла с топливом через свечное отверстие показали, что уплотнение поршня в цилиндре значительно улучшается, в результате чего давление (кривая 1') и температура (кривая 1) конца сжатия возрастают. Поэтому заливка уплотнительной жидкости может существенно улучшить пусковые качества двигателя. Однако при этом заметно возрастает момент сопротивления прокручиванию, из-за чего применение этого средства возможно только при исправном состоянии пусковой системы и полностью заряженной батарее.

Влияние температуры воздуха и двигателя на параметры конца сжатия показано на рис. 5.

Изменение начальной температуры в пределах от  $+10^{\circ}\text{C}$  до  $-15^{\circ}\text{C}$  приводит к снижению температуры конца сжатия примерно на  $50-60^{\circ}$ . Давление при этом остается без изменения и лишь при больших оборотах слегка снижается при повышении температуры.

На рис. 6 показано влияние на параметры конца сжатия фаз открытия впускного клапана или, что то же, действительной степени сжатия. Кривые 1 и 3 показывают изменение давления и температуры конца сжатия при нормальных фазах открытия впускно-

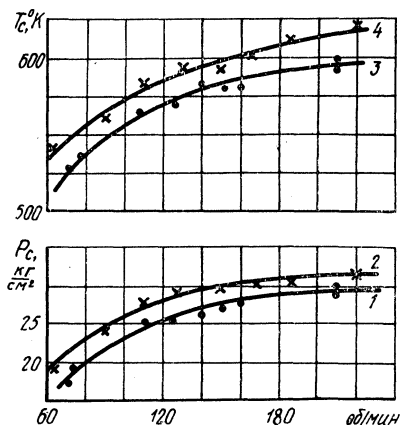


Рис. 6. Влияние фаз (действительной степени сжатия) на параметры конца сжатия:

1, 3 — с нормальными фазами; 2, 4 — с уменьшенными фазами

го клапана ( $10^{\circ}$  до в. м. т. и  $46^{\circ}$  после н. м. т.), чему соответствует действительная степень сжатия 14,2; кривые 2 и 4 — то же, но при сокращенных фазах ( $5^{\circ}$  после в. м. т. и  $25^{\circ}$  после н. м. т.) и действительной степени сжатия, равной 15,48.

Происшедшее при этом повышение давления и температуры конца сжатия почти полностью соответствует увеличению действительной степени сжатия.

Опыты по изучению влияния подогрева воздуха на его температуру в конце сжатия проводились с четырьмя видами нагревательных устройств:

- а) четыре свечи накаливания типа СНД-100Б3 суммарной мощностью 280 вт, установленных в вихревых камерах цилиндров;
- б) две свечи накаливания типа СН-150 суммарной мощностью 240 вт, установленные во впускной трубе против подводящих патрубков;
- в) один фланцевый подогреватель мощностью 400 вт, установленный у входного фланца впускной трубы;
- г) электрофакельный подогреватель, установленный у входного фланца впускной трубы.

Опыты показали, что эффективность свечей накаливания сравнительно невысокая (рис. 7): при  $t = -15^{\circ}\text{C}$  свечи, установленные в вихревых камерах, повышают температуру конца сжатия на  $30-35^{\circ}$ , а установленные во впускном трубопроводе — на  $10-20^{\circ}$ . Последние цифры достаточно хорошо согласуются с результатами

измерения температуры воздуха на входе в цилиндр [2]. При включении свечей накаливания, установленных во впускном трубопроводе, температура воздуха на входе в цилиндр повышается на 5—8°. Такому повышению температуры воздуха на входе в цилиндр при степени сжатия 14,2 и среднем показателе политропы 1,3 соответствует увеличение температуры конца сжатия на 11—18°.

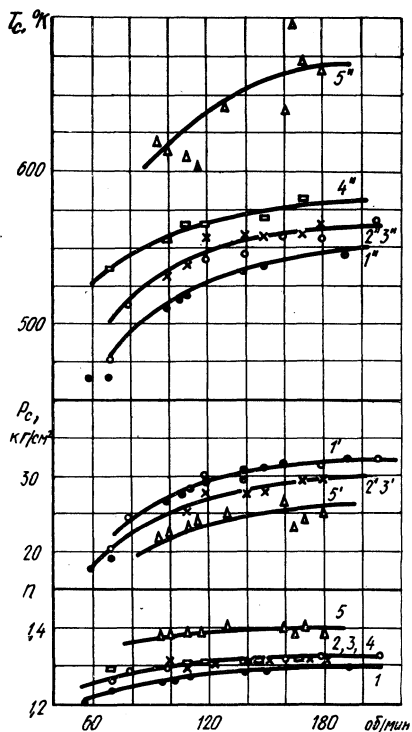


Рис. 7. Влияние различных средств подогрева впускного воздуха на параметры конца сжатия дизеля при пуске:

1 — опыты без средств подогрева; 2 — опыты с применением двух свечей СН-150; 3 — опыты с применением фланцевого подогревателя; 4 — опыты с применением четырех свечей СНД-10Б3; 5 — опыты с применением электрофакельного подогревателя

Нетрудно подсчитать, каково должно быть повышение температуры воздуха на входе в цилиндр при полном использовании тепла, выделенного свечами накаливания. Свечи накаливания мощностью 240 *вт* выделяют в час 175 *ккал*. Часовой расход воздуха у двигателя Д-50 при 200 *об/мин* и коэффициенте наполнения 0,88 [2] составляет около 32,5 *кг*. При полном использовании тепла должно происходить повышение температуры этого количества воздуха на 22°, вместо 5—8° в действительности.

Столь низкий коэффициент полезного действия (около 25%) свечей накаливания обусловлен целым рядом причин: велико излучение тепла раскаленной спиралью свечи, которое не воспринимается воздухом, а попадает на стенки трубы; велика доля тепла, передающегося через арматуру свечи к стенкам трубы, и, наконец, отдача тепла подогретым воздухом стенкам трубы.

В электрофакельном подогревателе воздух нагревается факелом горящего дизельного топлива, которое распыливается жиклером и поджигается свечой накаливания. Расход топлива составляет около 5 *г* в минуту. Допуская полное сгорание его, нетрудно

показать, что тепловая мощность подогревателя эквивалентна примерно 4 000 *вт*, т. е. в десять с лишним раз больше мощности электрических подогревателей. В соответствии с этим повышение температуры конца сжатия при включении электрофакельного подогревателя достигает 100—140°.

При подогреве воздуха на впуске давление конца сжатия слег-

ка понижается (на  $1-2 \text{ кг/см}^2$ ), что может быть объяснено большей теплоотдачей в стенки подогретым воздухом.

Показатель политропы сжатия при прокручивании двигателя со скоростью  $200 \text{ об/мин}$  лежит в пределах  $1,28-1,32$  и несколько снижается при меньших скоростях.

### Выводы

1. С увеличением числа оборотов прокручивания двигателя температура и давление конца сжатия возрастают, однако темпы роста постепенно замедляются, и при скоростях свыше  $200 \text{ об/мин}$  они практически остаются неизменными.

2. На величину давления и температуры конца сжатия сильное влияние оказывает состояние слоя смазки цилиндра-поршневой группы, от которого зависит уплотнение цилиндра и соответственно величина утечки воздуха. После длительной стоянки двигателя (свыше месяца) слой смазки сильно истощается (стекает, высыхает), в результате чего давление и температура конца сжатия получаются очень низкими.

3. Уменьшение угла запаздывания закрытия впускного клапана приводит к увеличению действительной степени сжатия и может существенно повысить давление и температуру воздуха в конце сжатия.

4. Повышение или понижение температуры окружающего воздуха на определенную величину вызывает соответствующее изменение температуры конца сжатия на величину, в  $2,2-2,4$  раза большую. Давление конца сжатия при этом остается практически неизменным.

5. Применение подогревающих устройств по-разному изменяет температуру конца сжатия.

Свечи накалывания, установленные в вихревой камере, повышают ее на  $30-35^\circ$ , установленные во впускной трубе — на  $10-20^\circ$ , электрофакельный подогреватель — на  $100-140^\circ$ . Подсчеты показывают, что эффективность использования тепла подогревателей не превышает  $25\%$ .

6. Показатель политропы сжатия при прокручивании двигателя лежит в пределах  $1,26-1,32$ , причем большие значения соответствуют большим скоростям прокручивания.

### Л и т е р а т у р а

[1] Волчок Л. Я., Цаюн Н. П., Прокашко П. В. К вопросу о термодинамических процессах при переменном количестве газа. — «Изв. вузов. Энергетика», 1972, № 2. [2] Волчок Л. Я., Цаюн Н. П., Прокашко П. В. Исследование наполнения и утечек заряда через неплотности цилиндров при пуске тракторного дизеля. — Труды Белорус. ин-та механизации сельск. хоз-ва. Вып. 24. Горки, 1972. [3] Буртакова В. Я. Влияние жидкостного уплотнения деталей цилиндропоршневой группы на пусковые свойства двигателя Д-21М. — «Тракторы и сельскохозяйственные машины», 1969, № 5. [4] Волчок Л. Я., Прокашко П. В. Экспериментальная установка и методика исследования пуска тракторных двигателей при низких температурах. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Исследование автотракторных двигателей. Минск, 1971.

Л. Я. Волчок, П. В. Прокашко

## ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИКИ ПУСКА ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ

Для пуска двигателя внутреннего сгорания его коленчатый вал необходимо привести во вращение от постороннего источника энергии. Процесс проворачивания двигателя при пуске (динамика пуска) характеризуется величиной угловой скорости, продолжительностью этого вращения, моментом сопротивления, расходуемой мощностью и работой, затрачиваемой на пуск. От значения каждой из этих величин и закона их изменения зависят размеры и вес пускового устройства, одного из основных агрегатов двигателя.

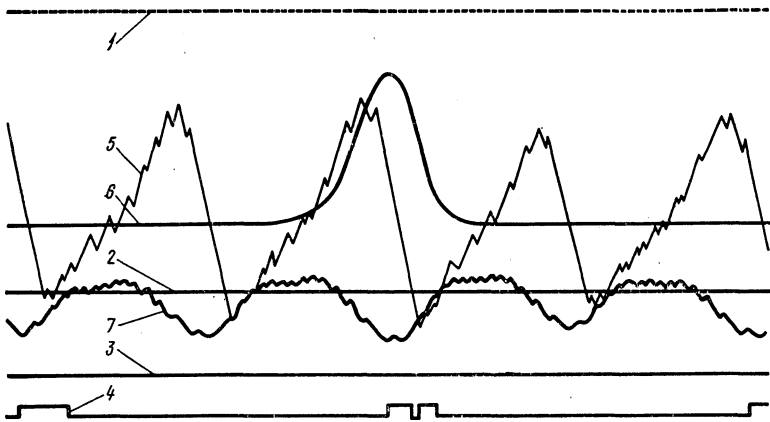


Рис. 1. Образец оциллограммы прокрутки двигателя с компрессией:

1 — угловые отметки через  $10^\circ$ ; 2 — нулевая линия крутящего момента; 3 — то же, угловой скорости; 4 — отметки в м. т.; 5 — крутящий момент; 6 — давление в цилиндре; 7 — угловая скорость

Угловая скорость и момент сопротивления при проворачивании коленчатого вала двигателя во время его пуска отличаются большой неравномерностью (рис. 1). В соответствии с этим для характеристики динамики пуска наряду со средними значениями этих величин большую роль играют и мгновенные значения их.

Минимальное среднее число оборотов, которое нужно сообщить двигателю для обеспечения пуска, и соответствующий этому режиму момент сопротивления быстро возрастают с понижением температуры двигателя. В еще большей мере возрастает мощность, которую должно развивать пусковое устройство. Поэтому пусковое устройство, которым оборудован двигатель, в состоянии обеспечить надежный пуск без применения подогрева и других средств для его облегчения только до определенной минимальной температуры.

Во время пуска двигателя при более высоких температурах у такого пускового устройства создается избыток крутящего момента, что позволяет ему сообщить двигателю число оборотов выше минимального пускового числа оборотов для данного теплового состояния и тем самым повысить надежность пуска. Степень надежности пуска при данном тепловом состоянии можно оценивать коэффициентом запаса пускового числа оборотов  $\xi_n$ :

$$\xi_n = \frac{n_{п.ст} - n_{п.мин}}{n_{п.мин}},$$

где  $n_{п.ст}$  — число оборотов (среднее), сообщаемое стартером двигателю в данных температурных условиях;  $n_{п.мин}$  — минимальное пусковое число оборотов (среднее) двигателя в тех же условиях.

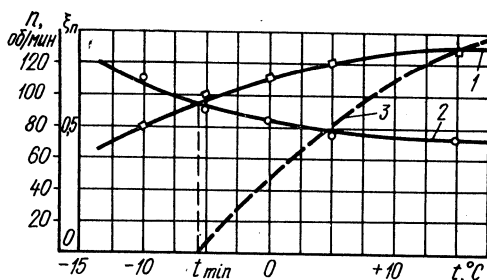


Рис. 2. Характеристика надежности пуска:

1 — число оборотов вала при прокрутке стартером; 2 — минимальное пусковое число оборотов; 3 — коэффициент запаса пускового числа оборотов

На рис. 2 показана зависимость этого коэффициента от температуры для двигателя Д-50.

Такая характеристика позволяет определять минимальную температуру  $t_{мин}$ , при которой еще возможен пуск двигателя без применения вспомогательных средств для его облегчения, и может служить для сравнительной оценки пусковых качеств двигателя с данной пусковой системой.

Принудительное вращение вала двигателя стартером происходит с большой неравномерностью (рис. 1), которую принято характеризовать степенью неравномерности  $\delta_n$ :

$$\delta_n = \frac{\omega_{max} - \omega_{min}}{\omega_{cp}},$$

где  $\omega_{\max}$  и  $\omega_{\min}$  — максимальное и минимальное значение угловой скорости вращения вала на протяжении одного цикла (двух оборотов коленчатого вала) в период установившегося вращения;  $\omega_{\text{ср}}$  — средняя угловая скорость, определяемая по продолжительности тех же двух оборотов коленчатого вала.

Степень неравномерности вращения убывает с увеличением числа цилиндров двигателя, а для одного и того же двигателя с ростом среднего числа оборотов. Так, для четырехцилиндрового двигателя Д-50 при проворачивании от электростартера со средним числом оборотов 50, 100 и 200 в минуту степень неравномерности вращения составляет соответственно 2,1; 0,9 и 0,25.

Минимум угловой скорости вращения вала приходится на период последней четверти хода поршня в такте сжатия одного из цилиндров. В этот период перепад температур воздуха и стенок цилиндра наибольший и соответственно наибольшая отдача тепла стенкам. Поэтому снижение в этот период скорости вращения увеличивает время соприкосновения воздуха со стенками и тем самым понижает температуру конца сжатия. В этот же период происходит впрыск топлива в цилиндр. При малой скорости вращения вала значительно ухудшается распыливание топлива, что также неблагоприятно сказывается на возникновении первых вспышек топлива.

Таким образом, условия возникновения первых вспышек топлива в цилиндрах при пуске двигателя определяются не столько средней скоростью вращения вала, как ее минимальным значением. Поэтому скоростные условия пуска целесообразно характеризовать как средней скоростью и степенью неравномерности, так и относительной минимальной скоростью вращения  $\omega_{\min}$ , представляющей собой отношение минимальной угловой скорости  $\omega_{\text{мл}}$  на протяжении одного цикла к среднему значению ее  $\omega_{\text{ср}}$  за тот же период:

$$v_{\min} = \frac{\omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}} .$$

Так, для двигателя Д-50 относительная минимальная угловая скорость, определяющая действительные условия пуска, в диапазоне средних чисел оборотов от 100 до 200 в минуту изменяется от 0,43 до 0,9, а степень неравномерности — соответственно от 0,85 до 0,25 (рис. 3).

При неравномерном вращении вала наряду с записью угловой скорости в функции времени необходимо располагать угловым перемещением и угловым ускорением коленчатого вала. Первое нужно для перестройки графика крутящего момента, записанного в функции времени, в график зависимости его от угла поворота с целью последующего определения среднего значения крутящего момента. Угловое ускорение нужно для определения момента от сил инерции движущихся масс двигателя. Оно находится методом графического дифференцирования кривой угловой скорости, записываемой на осциллограмме прокрутки двигателя. Для построения графика углового перемещения в функции времени производится

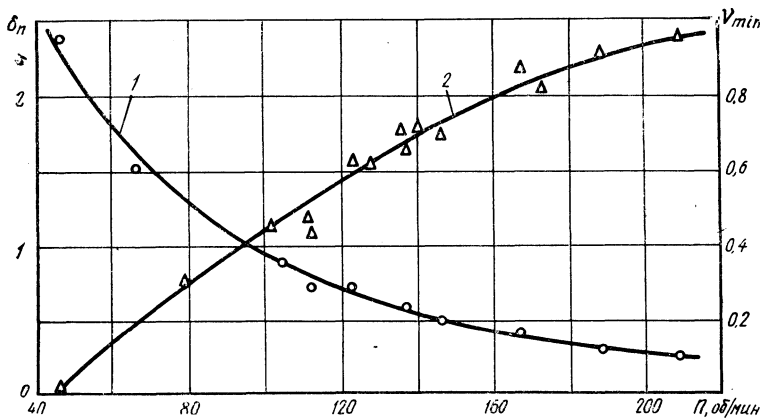


Рис. 3. Степень неравномерности прокрутки двигателя 1 и минимальная относительная скорость вращения 2.

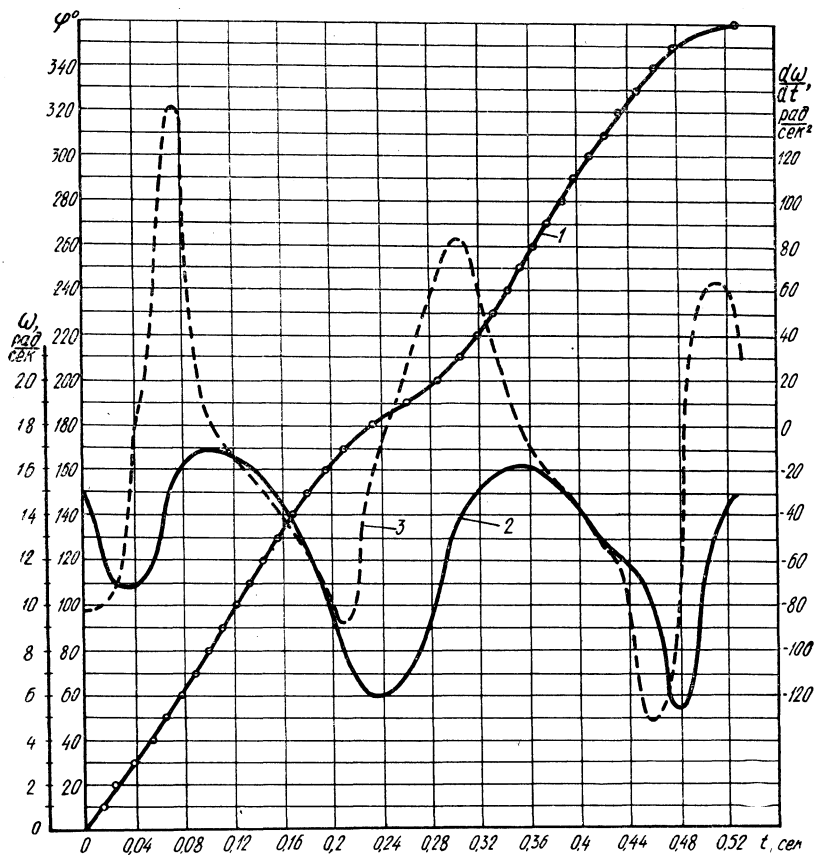


Рис. 4. Диаграммы углового перемещения 1, скорости 2 и ускорения 3



запись сигналов через равные угловые интервалы поворота вала с помощью фотоэлектрического устройства. Оно состоит из диска с узкими радиальными щелями по окружности через каждые  $5^\circ$ . Щели двух размеров по длине и чередуются через одну. Диск насажен на коленчатый вал, и при вращении его периодически прерывают световым лучом, идущим от лампы к фотоэлементу. Вследствие этого через каждые  $5^\circ$  или  $10^\circ$  (в зависимости от положения фотоэлектрического устройства относительно щелей) генерируется импульс тока, записываемый осциллографом.

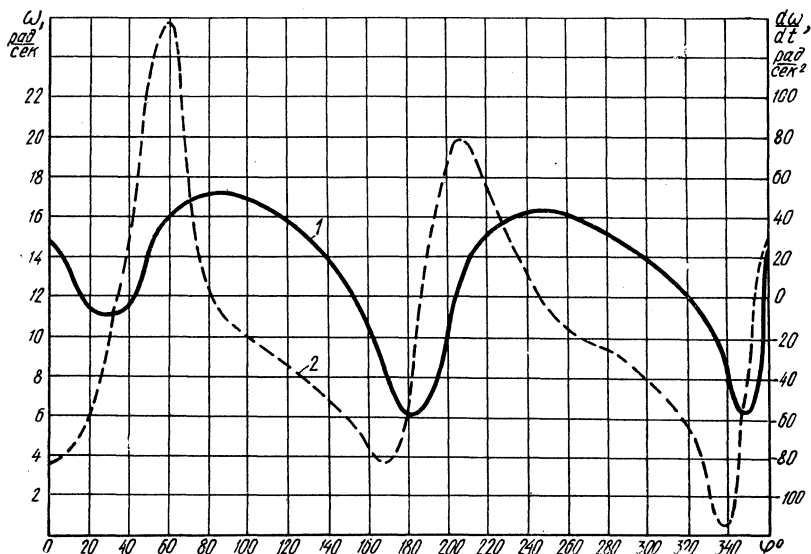


Рис. 5. Диаграммы угловой скорости 1 и ускорения 2 в функции от угла перемещения

На рис. 1 показан образец осциллограммы, содержащий запись угловой скорости  $\omega$  и отметок углового перемещения вала через каждые  $10^\circ$ —1. На основании этой осциллограммы построен график углового перемещения на протяжении одного оборота вала и кривая углового ускорения (рис. 4). Такая диаграмма в свою очередь позволяет построить график угловой скорости и ускорения в зависимости от угла поворота вала (рис. 5) и тем самым определить зону наименьших скоростей вращения вала.

Момент сопротивления при проворачивании вала во время пуска двигателя обусловлен действием нескольких сил, которые в различные периоды вращения сочетаются в разных комбинациях.

Таковыми периодами являются: а) трогание из неподвижного состояния (начало вращения); б) разгон до установившегося режима вращения; в) вращение при установившемся режиме до возникновения первых вспышек топлива; г) разгон при совместном действии пускового устройства и газовых сил; д) самостоятельное вращение двигателя под действием только газовых сил.

Ниже приводятся результаты исследования момента сопротивления при трогании с места (периода).

Момент сопротивления в начале движения создается только силами трения покоя при наличии слоя смазки между трущимися поверхностями. При этом момент от сил трения прямолинейно движущихся элементов (поршней, колец) зависит от положения кривошипов коленчатого вала, так как разным положениям соответствуют разные величины плеча, на которое действует эта сила.

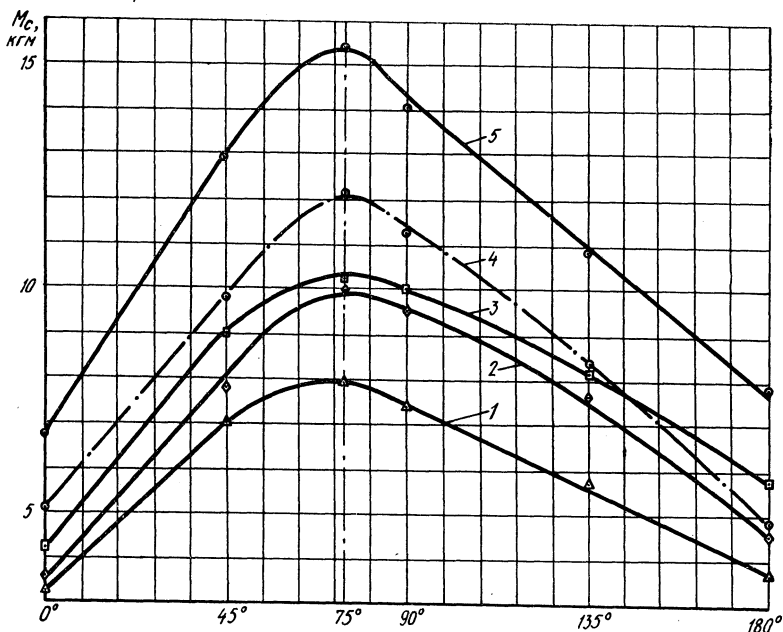


Рис. 6. Момент сопротивления при трогании вала из неподвижного состояния в зависимости от углового положения кривошипов при разных температурах:

1 —  $-2,5^{\circ}\text{C}$ ; 2 —  $+6^{\circ}\text{C}$ ; 3 —  $+14^{\circ}\text{C}$ ; 4 —  $-12^{\circ}\text{C}$  после двухнедельной стоянки; 5 —  $+8^{\circ}\text{C}$  (то же)

Опыты по определению момента сопротивления при трогании проведены на двигателе Д-240 методом нагружения вала постепенно нарастающим моментом. Для этого к торцу маховика при разных угловых положениях вала крепился горизонтально рычаг, к которому подвешивался плавно увеличивающийся груз до возникновения вращения.

Как показали эти опыты (рис. 6), для приведения вала во вращение из неподвижного состояния наибольший момент необходимо приложить в том случае, когда кривошипы занимают положение, близкое к горизонтальному, и наименьший — при вертикальном положении, т. е. когда поршни находятся в мертвых точках. При этом отношение максимального момента к минимальному лежит

в пределах 2—2,5. Это объясняется, как указывалось выше, разной величиной плеча, на которое действует сила трения поршней и колец о стенки цилиндра. При вертикальном положении кривошипа длина плеча равна нулю и момент создается только за счет сил трения вращающихся элементов.

Такая же закономерность наблюдалась и в опытах Х. Крузе [1].

При понижении температуры момент сопротивления при трогании не только не повышается, но даже несколько уменьшается. Это может быть связано с тем, что зазоры в сочленениях (в особенности в паре поршень — цилиндр) увеличиваются с понижением температуры. В опытах Х. Крузе он оставался практически неизменным в широком диапазоне температур.

Величина момента возрастает при длительной стоянке двигателя. Так, после 14 суток стоянки момент возрос примерно в 1,5 раза по сравнению с моментом после суточного перерыва в работе.

Наблюдения за остановками четырехцилиндровых двигателей (Д-50, Д-240, А-41 и др.) из прогретого состояния показали, что кривошипно-шатунный механизм самопроизвольно останавливается в положениях, близких к горизонтальному расположению колен (отклонения в ту или другую сторону лежат в пределах 15—20°). Таким образом, наиболее вероятное исходное положение коленчатого вала при пуске четырехцилиндрового двигателя является самым неблагоприятным для трогания с места.

Проведенный выше частичный анализ динамики вращения двигателя при пуске позволяет сделать следующие выводы.

1. Оценку условий пуска двигателя целесообразно производить не только по среднему значению угловой скорости вращения вала, но и по его минимальному значению на протяжении каждого оборота.

2. Оценку надежности пуска при данной температуре можно производить по коэффициенту запаса пускового числа оборотов, представляющему собой отношение среднего числа оборотов, сообщаемого стартером двигателю, к минимальному пусковому числу оборотов при той же температуре.

3. Крутящий момент, который необходимо приложить к валу для трогания его из неподвижного состояния, зависит от исходного положения вала, температуры двигателя и длительности стоянки двигателя. У четырехтактного двигателя во время остановки вал занимает положение, когда момент сопротивления при трогании с места наибольший.

## Л и т е р а т у р а

[1] Крузе Х. Анализ сил трения при холодном пуске двигателя внутреннего сгорания.— МТЗ, 1966, 27, № 5.

А. С. Шафаревич, А. В. Муханько

## АНАЛИЗ РЕЗУЛЬТАТОВ ИССЛЕДОВАНИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В МЕЖЦИЛИНДРОВЫХ ПЕРЕМЫЧКАХ БЛОКА ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЯ Д-50

На Минском моторном заводе проведен большой объем конструкторско-исследовательских работ по определению характера деформации межцилиндровых перемычек в блоках серийного производства и в блоках с рядом конструктивных изменений. Проведение этих работ вызвано в первую очередь тем, что в эксплуатации имеют место случаи разрушения блоков по межцилиндровым перегородкам даже при незначительных минусовых температурах, а также и тем, что деформации перегородок вызывают в свою очередь искажение формы гильзы, при этом ухудшаются технико-экономические показатели двигателя.

Для выяснения характера величин деформации перемычек блока и способов их снижения исследовались напряжения в перемычках между цилиндрами, вызванные как силами давления газов, так и монтажными нагрузками в зависимости от выступления гильз на серийных блоках и блоках с рядом конструктивных изменений.

Определение напряжений в межцилиндровых перемычках блока от сил давления газов выполнялось в стендовых и эксплуатационных условиях работы двигателя.

Влияние конструктивных параметров блока и других деталей двигателя на изменение напряжений в межцилиндровых перемычках и в перемычках между расточками под гильзы и резьбовыми отверстиями под шпильки крепления головки блока определяли на стенде при помощи тензодатчиков.

Выбор вариантов изменения конструктивных параметров в серийном блоке в значительной степени ограничен как производственными возможностями, так и конструктивными.

Были проверены следующие варианты: 1) блок серийного производства; 2) блок с утолщенными перемычками; 3) блок с утолщенными перемычками и дополнительными ребрами; 4) блок с высотой перемычки 95—100 мм (серийные — 70—74 мм).

На вариантах 1—4 было проверено влияние глубины цековки под шпильки крепления головки блока.

В результате проведенных опытов установлено, что при работе двигателя на различных режимах в стендовых и эксплуатационных условиях напряжения в перемычках между расточками для установки гильз невелики и достигают  $100\text{--}150 \text{ кг/см}^2$ . Эти напряжения суммируются с напряжениями, возникающими при затяжке головки, которые растут пропорционально величине момента затяжки и достигают максимального значения в плоскости разъема и со стороны проема. В остальных местах напряжения от затяжки гаек крепления головки значительно меньше.

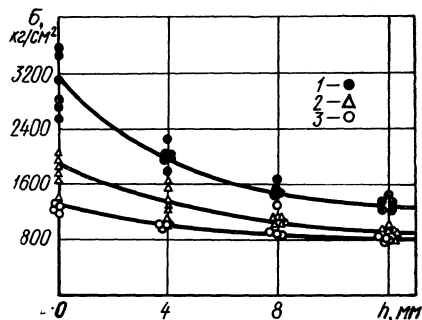


Рис. 1. Изменение напряжений у резьбовых отверстий в зависимости от глубины цековки в перемычках различной ширины и момента затяжки  $14 \text{ кгМ}$ :

1 — ширина перемычки  $2,8\text{--}4,2 \text{ мм}$ ; 2 — ширина перемычки  $6,5\text{--}7,2 \text{ мм}$ ; 3 — ширина перемычки  $13\text{--}13,7 \text{ мм}$

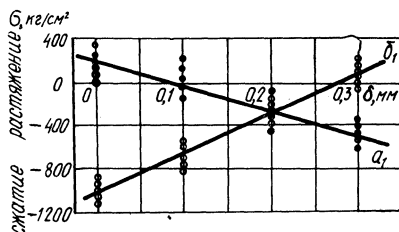


Рис. 2. Зависимость напряжений в перемычках блока от выступа бурта гильзы при затяжке моментом  $18 \text{ кгМ}$ .

Проверка намеченных вариантов конструктивных изменений показала, что все изменения при выступании гильз в пределах, оговоренных в чертеже, кроме увеличения высоты перемычки, существенных изменений величины напряжений от усилий затяжки гаек крепления головки не вызывают. Увеличение высоты перегородок на  $25\text{--}30 \text{ мм}$  уменьшает эти напряжения в  $1,5\text{--}2,5$  раза. При этом в перемычках в плоскости разъема могут появляться напряжения сжатия. Так как чугун на сжатие работает значительно лучше, чем на растяжение, то некоторое увеличение напряжений в перемычках в плоскости разъема не может быть опасным.

Характер изменения напряжений в зависимости от глубины цековки приведен на рис. 1.

На рис. 2 приведен характер изменения напряжений в перемычках блока в зависимости от выступа гильз цилиндров при затяжке гаек крепления головки блока моментом  $18 \text{ кгМ}$ . Кривая  $a_1$  показывает характер изменения напряжений на верхней плоскости перемычки; кривая  $b_1$  — в проеме.

Влияние увеличения высоты перегородки на 25—30 мм на прочность межцилиндровых перегородок было дополнительно проверено во время размораживания блоков в морозильной камере при незначительных минусовых температурах и в процессе размораживания блоков на улице при температуре до  $-18^{\circ}\text{C}$ . В обоих случаях на серийных блоках межцилиндровые перемычки были разрушены, на блоках с увеличенной высотой перегородок при размораживании в морозильной камере перемычки остались целыми. При размораживании на улице была обнаружена трещина на перемычке между третьим и четвертым цилиндрами, а также был разрушен блок по заднему торцу.

Из вышеизложенного ясно, что увеличение высоты перегородок на 25—30 мм целесообразно как с точки зрения снижения напряжений в 1,5—2,5 раза, так и с точки зрения увеличения прочности блока в этих местах при незначительных минусовых температурах. Указанные изменения уже внедряются в производство.

В. Д. Науменко, В. А. Пресман,  
А. Л. Гутман, В. Л. Шилёнков

## СНИЖЕНИЕ ИЗНОСА ДЕТАЛЕЙ ГИЛЬЗОПОРШНЕВОЙ ГРУППЫ ДВИГАТЕЛЯ Д-50 ЗА СЧЕТ ПОВЫШЕНИЯ ЭФФЕКТИВНОСТИ МАСЛЯНО-КОНТАКТНОГО ВОЗДУХООЧИСТИТЕЛЯ

Как известно, абразивный износ является определяющим в работе гильзопоршневой группы тракторных двигателей и характеризуется зависимостью работы сил трения от процессов микропластических деформаций и срезания металла в тонких поверхностных слоях твердыми абразивными частицами.

Износостойкость  $I$  металлов, подверженных абразивному истиранию [1], является в основном функцией предела прочности  $\sigma$  металла, его твердости  $H_B$  и вязкости  $a_K$ .

$$I = f(\sigma_B, H_B, a_K).$$

Эта корреляция верна при одинаковых качествах, идентичных условиях закрепления абразива, температурах, стабильности условий воздействия окружающей среды. Она определяет один из путей повышения долговечности деталей гильзопоршневой группы — улучшение механических свойств используемых материалов. Другой путь открывают исследования изнашивающего воздействия абразивных частиц на металл и разработка на этой основе мероприятий по повышению эффективности воздухоочистителей.

Изучению влияния абразивных частиц на износ деталей двигателя посвящено много исследований, которыми установлено, что абразивные частицы размером 15—30  $\mu\text{м}$  вызывают наибольший износ деталей гильзопоршневой группы. Такие частицы необходимо отделять от воздуха, направляемого в цилиндры двигателя. Частицы размером 1  $\mu\text{м}$  и менее не оказывают износного эффекта. Это и определяет требования к воздухоочистителям по тонкости очистки.

Работами НАТИ [2] установлены зависимости между коэффициентом пропуска пыли воздухоочистителем и средним диаметром абразивных частиц, попадающих в двигатель.

В современных воздухоочистителях масляно-контактного типа снижение коэффициента пропуска достигается использованием новых синтетических материалов. На Минском моторном заводе для

воздухоочистителя двигателя Д-50 была разработана фильтрующая набивка переменной плотности, включающая две кассеты из капрновых нитей диаметром 0,41 мм (нижняя — грубой очистки) и 0,27 мм (верхняя — тонкой очистки). Владимирский тракторный завод для двигателя Д-37М применяет в качестве тонкой ступени очистки кассеты из пенополиуретана.

Опыт Минского моторного завода по эксплуатации масляно-контактных воздухоочистителей показывает, что коэффициент пропуска и тонкость очистки недостаточно характеризуют эффективность воздушного фильтра тракторного двигателя.

Важное значение для оценки износозащитных свойств воздухоочистителя имеет пылеемкость.

Малая пылеемкость вызывает необходимость частых технических уходов за воздухоочистителями, вынуждает осуществлять их в неблагоприятных полевых условиях. Это затрудняет высококачественное проведение технического ухода, в результате снижается эксплуатационная надежность узла.

Таким образом, от условий запыленности, в которых работает тракторный двигатель (от 0,01 до 1,0 г/м<sup>3</sup> воздуха), зависит пылеемкость воздушного фильтра как фактор, определяющий его эксплуатационную эффективность. Незначительная пылеемкость некоторых весьма эффективных по коэффициенту пропуска автомобильных воздухоочистителей [3] обуславливает их непригодность для тракторного двигателя.

Капроновая щетина, применяемая для изготовления фильтрующих элементов воздухоочистителя, обладает низкими адгезионными свойствами, поэтому после остановки двигателя масло легко смывает с нитей пылинки, увлекая их за собой, и стекает в поддон, обеспечивая самоочистку фильтрующей набивки и создавая тем самым благоприятные условия для очистки воздуха.

В процессе эксплуатации воздухоочистителей с капроновыми фильтрующими элементами было установлено, что основным фактором, лимитирующим пылеемкость, является не загрязнение фильтрующих элементов, а засорение обоймы из металлической сетки, расположенной под элементами. Повышение силы сцепления загрязнителя с материалом сетки, а также большое количество ячеек способствуют загрязнению металлической сетки, что уменьшает ее живое сечение и приводит к повышению сопротивления, ухудшению самоочистки фильтрующих элементов, а следовательно, к снижению пылеемкости воздухоочистителя.

С целью повышения пылеемкости масляно-контактного воздухоочистителя с капроновыми фильтрующими элементами на ММЗ была разработана конструкция опорной обоймы (решетки) из литьевого пластика, которая устанавливается вместо металлических сеток.

Обойма 12 (рис. 1) представляет собой диск с кольцевыми 9 и радиальными 11 ребрами, высота которых больше ширины. Ребра имеют положительный угол встречи потока воздуха, движущегося в корпусе воздухоочистителя снизу вверх. Живое сечение



обоймы, ограниченное кольцевыми и радиальными ребрами, больше живого сечения металлической сетки.

Применение обойм из литьевого пластика с низкими адгезионными свойствами (равными адгезионным свойствам материала фильтрующих элементов) обеспечивает, как показали стендовые

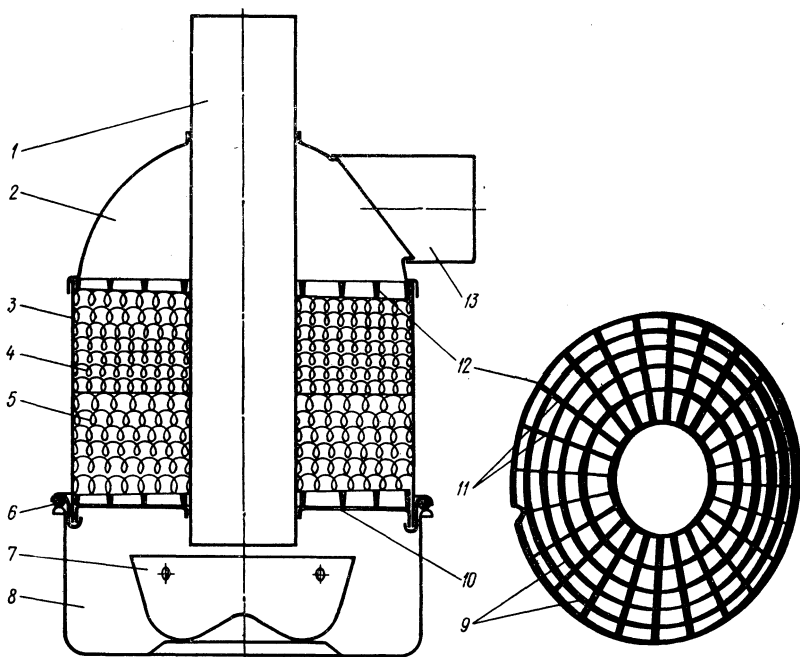


Рис. 1. Усовершенствованный воздухоочиститель двигателя Д-50:

1 — центральная труба; 2 — головка; 3 — корпус; 4 — верхний фильтрующий элемент; 5 — нижний фильтрующий элемент; 6 — уплотнительное кольцо; 7 — чашка; 8 — поддон; 9 — кольцевые ребра; 10 — замыкающая обойма; 11 — радиальные ребра; 12 — опорная обойма (решетка); 13 — патрубок отводящий

испытания, хорошую самоочистку фильтрующих элементов и опорной обоймы, а также выравнивание скоростей движения воздуха в набивке — все это существенно повышает пылеемкость воздухоочистителя.

На рис. 1 показана усовершенствованная конструкция воздухоочистителя двигателя Д-50. Воздушный фильтр состоит из корпуса 3, головки 2, центральной трубы 1 и поддона 8. Внутри корпуса 3 между опорными обоймами 12 установлены два фильтрующих элемента 4 и 5 из капроновой щетины. Фильтрующие элементы с решетками 12 фиксируются от осевых перемещений при помощи замыкающей обоймы 10, завальцованной в нижней части корпуса воздухоочистителя. Для направления потока воздуха на фильтрующие элементы к поддону 8 приварена чашка 7. Уплотнение поддона и корпуса осуществляется резиновым кольцом 6.

Испытания модернизированного воздухоочистителя проводились на безмоторном стенде, соответствующем требованиям ГОСТа 8002—62. Показатели фильтров определялись при запыленности воздуха  $0,5 \text{ г/м}^3$  кварцевой пылью с удельной поверхностью  $5600 \text{ см}^2/\text{г}$  и постоянном расходе воздуха  $196 \text{ м}^3/\text{ч}$ . В процессе

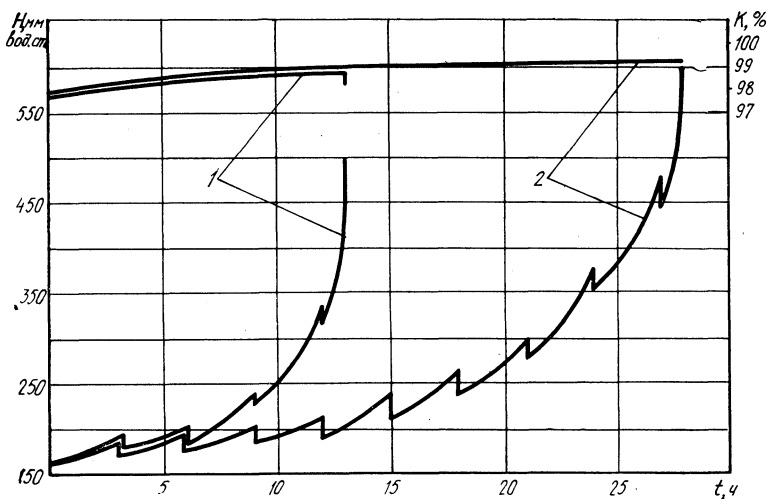


Рис. 2. Характеристики воздухоочистителей двигателей Д-50 по пылеемкости:

1 — воздухоочиститель с капроновыми фильтрующими элементами и опорными обоймами из металлической сетки; 2 — воздухоочиститель с капроновыми фильтрующими элементами и опорными обоймами из литевого пластика

испытаний через 30 мин работы измерялось сопротивление воздухоочистителей, а через 3 ч следовала остановка, необходимая для заполнения дозатора пылью, для замены абсолютного фильтра и определения коэффициента очистки.

На рис. 2 представлены характеристики воздухоочистителей двигателя Д-50 по пылеемкости. Из графика видно, что пылеемкость фильтров с капроновыми обоймами составляет 28 ч против 13 ч у воздухоочистителей с металлическими сетками. Соответственно было задержано пыли 2740 г и 1270 г. Причем воздухоочиститель с капроновыми обоймами работал до предельного сопротивления 600 мм вод. ст., а в воздухоочистителе с металлическими сетками уже при сопротивлении 500 мм вод. ст. наблюдался унос масла из поддона.

Кривая сопротивления 2 (рис. 2) наглядно выражает способность масляно-контактного воздухоочистителя с капроновыми фильтрующими элементами и пластмассовыми решетками к самоочистке, т. е. к восстановлению после непродолжительной остановки сопротивления, близкого к начальному.

Необходимо отметить, что в связи со значительным увеличением пылеемкости и ростом коэффициента очистки  $K$  по мере за-

грязнения фильтра средний коэффициент очистки воздухоочистителей с пластмассовыми обоймами выше среднего коэффициента очистки воздухоочистителя с металлическими сетками.

Начальное сопротивление воздухоочистителей двух вариантов практически одинаково и составляет 160 мм вод. ст.

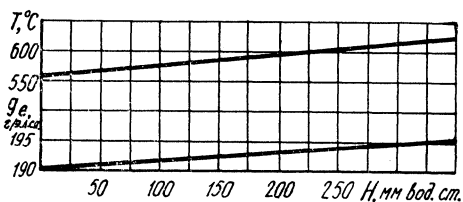


Рис. 3. Зависимость удельного расхода топлива и температуры выхлопных газов двигателя Д-50 (при  $p_e = 6,3 \text{ кг/см}^2$ ) от сопротивления воздухоочистителя

Тенденция повышения мощности серийных двигателей за счет форсирования по оборотам обостряет проблему выбора минимальной эффективности и допустимых сопротивлений воздухоочистителей для тракторов. Компоновка современного пропашного трактора «Беларусь» практически исключает возможность увеличения объемов воздушного фильтра.

Для выбора технических характеристик воздухоочистителя двигателя Д-50 на ММЗ проведены специальные исследования, позволившие определить зависимость экономических показателей двигателя и температуры выхлопных газов (рис. 3) от сопротивления воздухоочистителя, а также зависимость износа деталей гильзопоршневой группы (рис. 4) от эффективности воздухоочистителя.

Ухудшение удельного расхода топлива и повышение температуры выхлопных газов на двигателе при  $p = 6,3 \text{ кг/см}^2$  прямо пропорционально повышению сопротивления воздухоочистителя.

С увеличением эффективности воздухоочистителя интенсивность изнашивания деталей гильзопоршневой группы уменьшается. Износ поршневых колец, определенный по накоплению продуктов изнашивания в смазочном масле двигателя методом нейтронно-активационного анализа, как видно из графика (рис. 4), выражается нелинейной зависимостью от коэффициента пропуска пыли  $\epsilon$ . Износ гильз выражается аналогичной зависимостью. Резкое увеличение износов поршневых колец наблюдается при коэффициенте пропуска, превышающем 2,5%. За 100 ч работы двигателя с воздухоочистителем, имеющим коэффициент пропуска 1%, отмечен износ гильз на 28,5% меньший, чем при работе с воздухоочистителем, коэффициент пропуска которого 2,5%.

Практически требуемую долговечность деталей гильзопоршневой группы обеспечивают воздухоочистители с коэффициентом пропуска менее 1,5%.

Эксплуатационные испытания большой партии двигателей на тракторах с воздухоочистителями, коэффициент пропуска которых составлял 0,8—1,5% при пылеемкости 26—30 ч, показали доста-

точную надежность и эффективность системы очистки воздуха, обеспечивающую долговечность моторов 5000 моточасов. В связи с повышением пылеемкости изменена периодичность обслуживания серийных воздухоочистителей, что наряду с повышением долговечности обеспечило значительный экономический эффект.

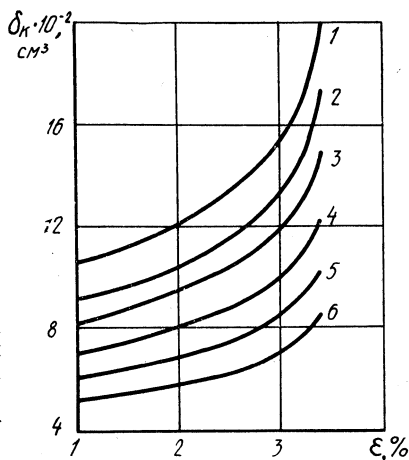


Рис. 4. Зависимость износа поршневых колец двигателя Д-50 от коэффициента пропуска воздухоочистителя:

1 — 120 ч работы двигателя; 2 — 160 ч; 3 — 80 ч; 4 — 60 ч; 5 — 40 ч; 6 — 20 ч

### Выводы

1. Зависимость износа гильз и поршневых колец от коэффициента пропуска пыли описывается нелинейным законом. Износы деталей гильзопоршневой группы двигателя резко возрастают при увеличении коэффициента пропуска воздухоочистителя более 2,5%.

2. Средний коэффициент пропуска масляно-контактного воздухоочистителя тракторного двигателя долговечностью в пределах 4500—5000 моточасов должен быть не более 1,5%.

3. Применение опорных решеток из материала с низкими адгезионными свойствами в масляно-контактном воздухоочистителе существенно повысило его эксплуатационную эффективность и снизило трудоемкость технических уходов.

### Литература

- [1] Костецкий Б. И. Износостойкость деталей машин. М., 1950. [2] Маев В. М. Исследование воздухоочистителей тракторных двигателей с целью обоснования допустимой эффективности очистки. Автореф. канд. дис. М., 1964. [3] Корнев М. С. Автомобильные воздухоочистители. М., 1961.

А. Т. Гринюк, А. Г. Латокурский

## ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКЦИИ ПОРШНЕВЫХ КОЛЕЦ НА РАСХОД МАСЛА НА УГАР ДВИГАТЕЛЯ Д-50

Надежность работы двигателей предполагает определенный уровень безотказной работы всех агрегатов и деталей, высокую топливную экономичность и низкий расход картерного масла. Расход масла двигателя определяется заменой масла при технических уходах и расходом его на угар во время работы. Как показал ряд исследований, расход масла на угар в основном зависит от работоспособности поршневых колец. Если учесть, что замена вышедших из строя поршневых колец требует практически полной разборки двигателя, то станет ясно, насколько важно создать надежный и долговечный комплект поршневых колец.

Повышение работоспособности комплекта поршневых колец двигателя Д-50 проводилось за счет повышения износостойкости колец, а также за счет улучшения маслосбрасывающей способности всех колец путем усовершенствования их конструкции.

Износостойкость поршневых колец двигателя Д-50 повысилась благодаря легировке материала молибдена в пределах 0,3—0,5%, а маслосъемных поршневых колец — дополнительно еще путем хромирования наружной рабочей поверхности.

Исходный комплект поршневых колец двигателя Д-50 (рис. 1, I) состоял из трех компрессионных колец прямоугольного сечения и маслосъемных колец скребкового типа, устанавливаемых по два в четвертую и пятую канавки поршня.

Специальные исследования показали, что при изготовлении поршневых колец прямоугольного сечения наружная рабочая поверхность имеет незначительную конусность, что приводит к контакту кольца с гильзой цилиндров двигателя по линии у одного из торцов. Если кольцо окажется установленным в двигателе таким образом, что этот торец будет находиться ближе к камере сгорания, то при ходе поршня к нижней мертвой точке образуется масляный клин, отжимающий кольцо от цилиндра. При этом маслосбрасывающая способность кольца резко ухудшается.

Для улучшения маслосбрасывающей способности второго и третьего компрессионных колец на верхнем торце их была введена

торсионная выточка, благодаря которой кольца приобрели тарельчатость в рабочем состоянии в пределах  $25'$ , что обеспечило гарантийный контакт кольца с гильзой цилиндров по линии у нижнего торца. Это позволило снизить расход масла двигателя на угар в 3 раза.

Увеличение тарельчатости до  $40'$  дает незначительное снижение расхода масла на угар.

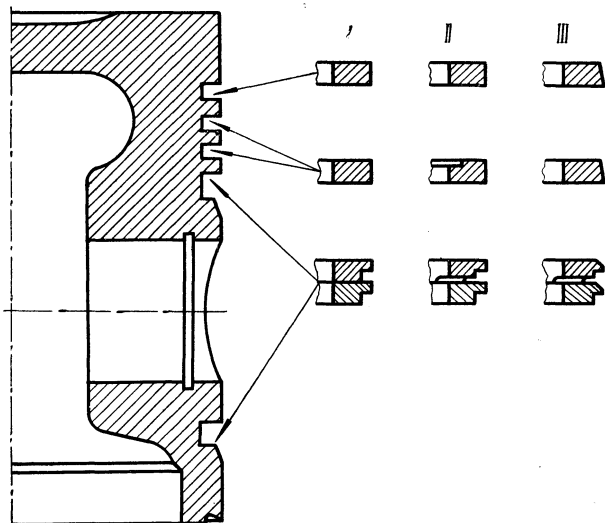


Рис. 1. Комплект поршневых колец двигателя Д-50:  
 I — исходный; II — внедренный в производство; III — рекомендованный для перспективных двигателей

Существенное влияние на расход масла на угар оказывает применение компрессионных колец с конусной рабочей поверхностью вместо колец с торсионной выточкой (рис. 2). Лучшая маслосбрасывающая способность колец с конусной поверхностью по сравнению с кольцами, имеющими торсионную выточку, объясняется более равномерной конусностью рабочей поверхности колец по периметру, а также полным прилеганием торцов колец к соответствующим поверхностям канавок поршня.

Введение торсионной выточки на торце верхнего компрессионного кольца существенно не повлияло на расход масла на угар, а лишь увеличило прорыв газов в картер двигателя.

Маслосъемные скребковые кольца исходного комплекта обладали тем недостатком, что практически не обеспечивали отвода масла, снимаемого с зеркала цилиндра кольцом, установленным сверху в канавке.

Установка на двигатель коробчатых колец, имеющих дренажные окна для отвода масла, снизила расход масла на угар в 1,2 раза, а введение дренажных пазов на нижнем торце скребкового кольца, установленного сверху в канавке поршня, позволило умень-

шить расход масла на угар почти в 1,6 раза. Лучшая маслосбрасывающая способность скребковых маслосъемных колец обусловливается тем, что их рабочие кромки приспособляются к макрогеометрии рабочей поверхности гильзы независимо друг от друга.

Приспособляемость кольца предполагает его беззазорное прилегание по всему периметру к зеркалу гильзы цилиндра, размеры которой в процессе работы двигателя изменяются.

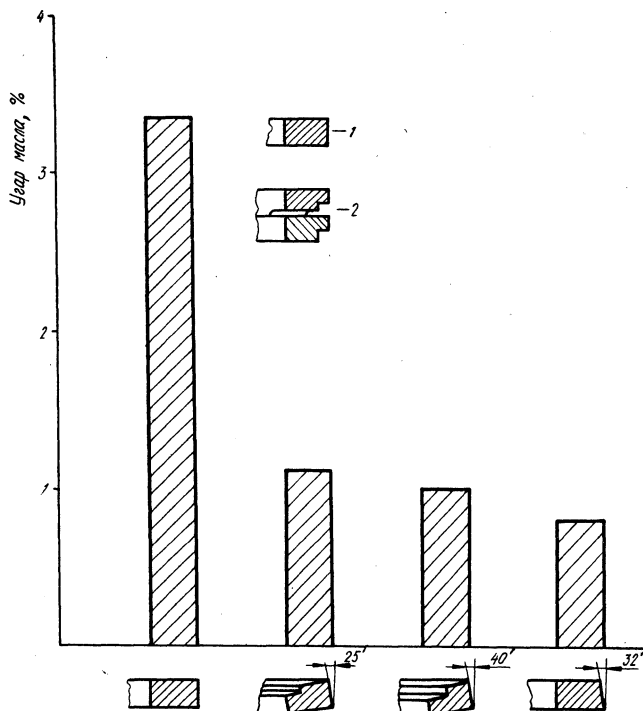


Рис. 2. Влияние конструкции компрессионных колец на расход масла на угар:

1 — первое компрессионное кольцо; 2 — маслосъемные кольца

Значительное повышение работоспособности дает применение определенной эпюры удельных давлений кольца на зеркало гильзы цилиндра, которая в свою очередь определяет форму кольца в свободном состоянии. Важным фактором, определяющим работоспособность маслосъемных колец, является удельное давление рабочей кромки кольца на поверхность гильзы цилиндров. Удельное давление кольца на гильзу цилиндров повышалось путем уменьшения высоты рабочей кромки с 1,4 мм до 0,5 мм при неизменной упругости кольца.

Как показали исследования, расход масла на угар снижается пропорционально уменьшению высоты рабочей поверхности скребкового кольца. Однако уменьшение высоты скребка до размера ме-

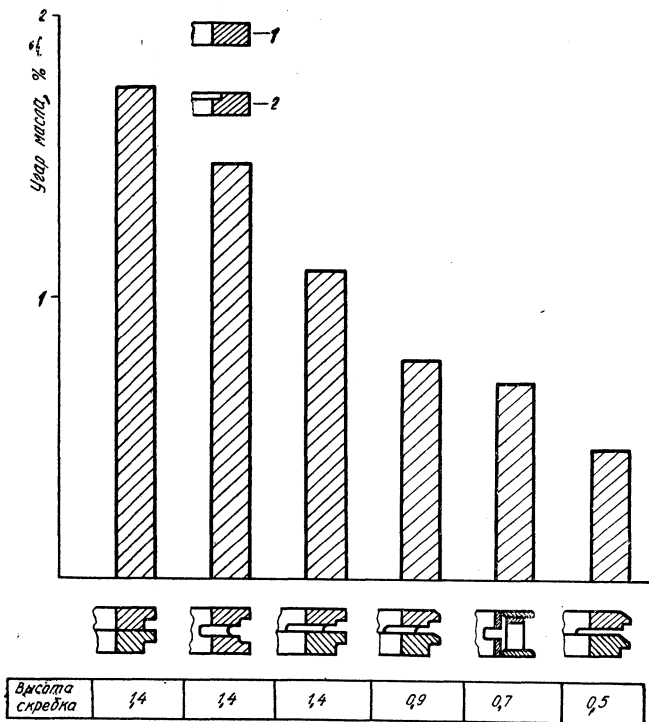


Рис. 3. Влияние конструкции маслосъемных колец на расход масла на угар:

1 — первое компрессионное кольцо; 2 — второе и третье компрессионные кольца

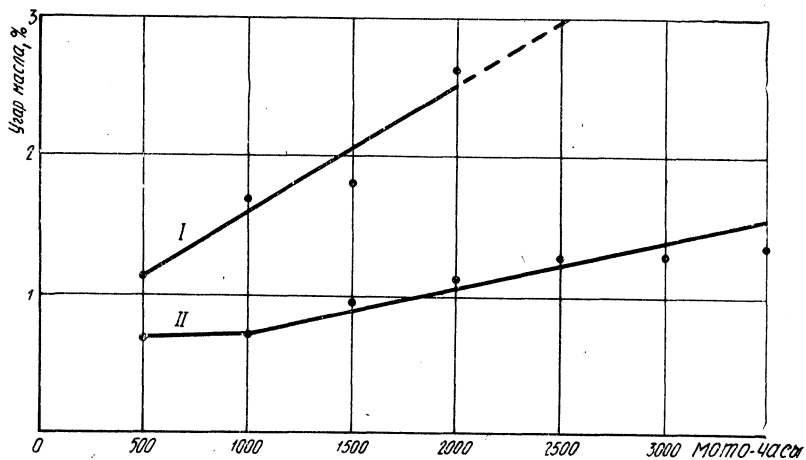


Рис. 4. Изменение расхода масла в процессе эксплуатации на двигателях, укомплектованных исходным (I) и внедренным в производство (II) комплектами поршневых колец



нее 0,5 мм нецелесообразно из-за значительного усложнения технологии изготовления и уменьшения механической прочности скребка.

Влияние конструкции маслосъемных колец на расход масла на угар показано на рис. 3. Здесь же приведены результаты испытаний стальных витых колец с осевыми и радиальными расширителями конструкции НАТИ.

По результатам исследований для двигателя Д-50 был внедрен в производство новый комплект поршневых колец (рис. 1, II). Как показали сравнительные эксплуатационные испытания, новый комплект колец обеспечивает повышение долговечности двигателя Д-50 с 3500 до 4500 моточасов, при одновременном снижении эксплуатационного расхода масла с 2,5 до 2% к расходу топлива, а также гарантирует расход масла на угар после обкатки двигателя не более 1% к расходу топлива (рис. 4).

Экономический эффект от внедрения нового комплекта поршневых колец составил до 1150 тыс. руб. в народном хозяйстве. Для перспективного ряда двигателей рекомендован комплект поршневых колец (рис. 1, III), в состав которого входят компрессионные кольца с конусной рабочей поверхностью и маслосъемные кольца с повышенным удельным давлением.

В. А. Савело, Э. А. Рапницкий,  
А. Н. Сарапин

## ДОЛГОВЕЧНОСТЬ ДИЗЕЛЕЙ Д-50

Повышение производительности тракторов неразрывно связано с повышением надежности и долговечности устанавливаемых на них двигателей.

Взамен устаревших конструкций промышленность начала выпускать новые тракторные дизельные двигатели, характеризующиеся более совершенными удельными показателями и более высоким сроком службы до первого капитального ремонта.

Вместо дизеля Д-48 для тракторов «Беларусь» на Минском моторном заводе выпускается дизель Д-50. Этот дизель постоянно совершенствуется: повышаются его удельные показатели надежности, увеличивается долговечность.

С начала выпуска по настоящее время моторесурс дизеля Д-50 увеличился в 1,6 раза и составляет 5000 моточасов. Это достигнуто путем внедрения целого комплекса конструкторских и технологических мероприятий по увеличению прочности и износостойкости основных деталей, обладавших недостаточной долговечностью.

Таковыми деталями, имевшими недостаточную долговечность, были отдельные детали кривошипно-шатунного механизма и механизма газораспределения. Для повышения их надежности и долговечности применены высококачественные материалы.

Вкладыши коленчатого вала вместо сплава АСМ изготавливаются из сплава АО-20; поршневые кольца — из чугунов, легированных молибденом; впускные и выпускные клапаны — из высококачественной жаростойкой стали 4Х10С2М; коленчатый вал — из стали, рафинированной синтетическими шлаками (45СШ); поршень — из алюминиевого сплава АЛ-25; поршневой палец — из стали 12ХНЗА.

Более высокая прочность рабочей поверхности поршневых колец достигнута путем хромирования ее пористым хромом (верхнее компрессионное кольцо и маслосъемные кольца).

Большие износы и нестабильность геометрии имели такие поверхности деталей двигателя, как расточка бобышек поршня под

палец, расточка верхней головки шатуна под втулку и расточка постелей блока цилиндров под коренные вкладыши. Упрочнение этих поверхностей достигнуто благодаря раскатке их роликом.

Внедрено искусственное старение блока и головки цилиндров, снимающее остаточные напряжения в отливке, что предотвращает коробление блока во время работы и образование трещин в головке цилиндров по перемычке.

Кроме того, на нижней плоскости головки цилиндров введены три поперечные прорези (между цилиндрами), являющиеся компенсаторами теплового расширения головки, что способствует уменьшению явлений трещинообразования в головке. Одновременно повышены качество изготовления деталей, точность выполнения их геометрии, обеспечивающие оптимальные рабочие зазоры в соединениях.

Наряду с упрочнением деталей проводились работы по защите их от абразивного и коррозионного износов, являющихся одним из основных направлений увеличения надежности и долговечности двигателей. Защита деталей дизеля Д-50 от абразивного износа проводилась путем совершенствования фильтров очистки масла, топлива и воздуха.

Для улучшения очистки масла на двигателе Д-50 внедрена полнопоточная масляная реактивная центрифуга, применение которой дает снижение износа шеек коленчатого вала и других деталей в 1,5—2 раза.

С целью улучшения очистки дизельного топлива на двигателе внедрен в качестве фильтра тонкой очистки топлива бумажный фильтрующий элемент, имеющий высокую тонкость фильтрации (0,003 мм) и высокий срок службы (1500 ч вместо 700 ч при банкобросных катушках).

Для улучшения очистки воздуха на двигателе Д-50 внедрен фильтрующий элемент воздухоочистителя, изготовленный из капронового волокна, обладающий хорошими фильтрующими свойствами. По данным испытаний, фильтрующие элементы, изготовленные из капронового волокна, дают уменьшение износа деталей гильзопоршневой группы в 1,5—2 раза по сравнению с применением кассет из проволоочной путанки.

Основным условием, вызывающим интенсивное коррозионное изнашивание деталей, является низкий температурный режим двигателя. Чтобы уменьшить коррозионное изнашивание деталей, совершенствовались средства для автоматического поддержания нормальной рабочей температуры двигателя (не ниже 80°C) и применялись масла с антикоррозионными присадками (ВНИИ НП-360 и др.). В результате значительно увеличена износостойкость деталей в основных сопряжениях.

При проведении сравнительно длительных испытаний (в течение 3000—5000 ч) двигателей Д-50 серийного исполнения и с мероприятиями по повышению долговечности установлено, что дизель с улучшениями имеет износы основных деталей в 2—3 раза меньшие, чем серийный (табл. 1).

Таблица 1

## Величины износов деталей серийного и улучшенного двигателей

Основные сопряжения	Износы, мм (после 3000 ч работы под нагрузкой) двигателей	
	серийного	после внедрения мероприятий
Зазоры в замке 1-го компрессионного кольца	0,65	0,2
То же малосъемного кольца	0,6	0,2
Гильза (диаметральный износ)	0,132	0,06
1-е компрессионное кольцо—канавка	0,09	0,04
Шатунная шейка—подшипник	0,077	0,045
Коренная шейка—подшипник	0,073	0,035
Поршневой палец—втулка	0,032	0,01
Гильза—поршень	0,03	0,022
Поршневой палец—бобышка	0,025	0,015

Таблица 2

## Расчеты долговечности основных деталей

Сопряжение		Износ сопряженных пар за 1000 ч работы, мк (темп износа)		Средний зазор по чертежу на новый двигатель, мм	Предельно допустимый зазор, мм	Долговечность, ч (расчетная)
		первая деталь	вторая деталь			
Гильза—поршень		50	10	0,16	0,6	9000
Поршневое кольцо—канавка	первое кольцо (компрессионное)	26	10	0,1	0,5	11 100
	четвертое кольцо (маслосъемное)	6,6	6,6	0,06	0,5	33 500
Коренная шейка—вкладыш		8	6	0,102	0,40	21 000
Шатунная шейка—вкладыш		8	8	0,094	0,40	19 000
Всасывающий клапан—направляющая втулка		10	13	0,079	0,40	14 200
Выхлопной клапан—направляющая втулка		13	14	0,093	0,40	10 900
Шейка распредвала—втулка		3	3	0,081	0,40	53 000
Втулка шатуна—поршневой палец		8	2	0,024	0,20	17 600

На основании данных длительных испытаний и с учетом того, что темп износа деталей представляет собой линейную зависимость износа от времени, произведено определение расчетной долговечности основных деталей двигателя по формуле

$$A = \frac{l - l_0}{\Delta_1 + \Delta_2} 1000 \text{ ч},$$

где  $A$  — расчетная долговечность, ч;  $l$  — предельно допустимый зазор в сопряжении,  $мк$ ;  $l_0$  — средний зазор по чертежу,  $мк$ ;  $\Delta_1$  и  $\Delta_2$  — износы на 1000 ч работы трущихся пар,  $мк$  (темп износа).

Результаты расчетов долговечности приведены в табл. 2.

Из табл. 2 видно, что основные детали дизеля Д-50 имеют достаточно высокую долговечность, значительно превышающую установленный моторесурс 5000 ч.

А. Н. Сарапин, В. А. Королев

## УНИФИКАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ И ТРАКТОРОВ СЕМЕЙСТВА «БЕЛАРУСЬ»

На Минском тракторном и Минском моторном заводах постоянно совершенствуются выпускаемые двигатели и тракторы. Взамен тракторов МТЗ-5М освоено производство нового, более совершенного трактора МТЗ-50.

При разработке конструкции трактора МТЗ-50 решались задачи улучшения удельных характеристик трактора и максимально возможная унификация деталей и узлов.

**Улучшение удельных характеристик.** Вес трактора МТЗ-50 по сравнению с МТЗ-5М снижен на 14%, увеличена мощность двигателя с 35,4 до 40,5 *квт* при одновременном снижении удельного расхода топлива с 272 до 266 *г/квт·ч*.

Металлоемкость тракторов систематически снижалась. У трактора МТЗ-2 выпуска 1953 г. она была очень высокая — 120 *кг/квт*; МТЗ-50 имеет удельную металлоемкость 67 *кг/квт*. Для лучших конструкций тракторов зарубежных фирм металлоемкость составляет 67—82 *кг/квт*.

Таким образом, тракторы с маркой «Беларусь», ранее имевшие довольно высокую удельную металлоемкость, достигли уровня лучших зарубежных образцов.

С учетом возросших требований сельского хозяйства к универсальным пропашным тракторам новый трактор оборудован прогрессивными механизмами и выгодно отличается от ранее выпускавшихся моделей.

**Унификация тракторов «Беларусь».** При значительных конструктивных и технических отличиях новой модели трактора МТЗ-50 от ранее выпускавшихся в нем использована 731 унифицированная деталь и узел, в том числе 64 стандартизованные детали, 5 нормализованных и 662 заимствованные из других машин. Одной из особенностей трактора МТЗ-50 является заимствование целых апробированных узлов, показавших хорошие результаты в работе на других машинах: приводной шкив, задние и передние колеса, водяной насос, ротор центробежного фильтра, фильтрующие элементы

воздухоочистителя, топливные форсунки, свечи накаливания, пусковой двигатель, узлы гидросистемы и др.

Степень унификации у трактора МТЗ-50 составляет более 51%. Таким образом, оригинальных деталей и узлов лишь около 49% от общей номенклатуры деталей и узлов трактора.

Высокая степень унификации позволила в сжатые сроки освоить массовое производство этой модели.

Универсальный пропашной трактор МТЗ-50 был принят как базовая модель, и на его основе с максимально возможной унификацией узлов и деталей разработано семейство тракторов «Беларусь», состоящее из тракторов повышенной проходимости (МТЗ-52) и тракторов для возделывания различных технических культур: хлопка (МТЗ-50Х), свеклы (Т-54С), виноградников (Т-54В), лесного трактора (Т-54Л) и др.

Кроме того, модификацией трактора МТЗ-50 является трактор МТЗ-50Л, а трактора МТЗ-52 — трактор МТЗ-52Л, которые имеют запуск от пускового двигателя.

Широкое заимствование узлов и деталей при создании различных модификаций обеспечило высокую степень унификации семейства тракторов «Беларусь», что показано в табл. 1.

Модели тракторов, подготавливаемые в настоящее время к производству, также имеют высокую степень унификации.

**Унификация двигателей тракторов «Беларусь».** Двигатель Д-50, выпускаемый Минским тракторным заводом, используется в качестве силового агрегата на колесных тракторах МТЗ-50, МТЗ-50Л, МТЗ-52, МТЗ-52Л, МТЗ-50Х и гусеничных тракторах Т-54В, Т-54С и Т-54Л. Двигатель отличается от ранее выпускавшихся двигателей Д-48 пониженным весом, улучшенными мощностными и экономическими показателями, уменьшенными габаритами, более высокой долговечностью.

Конструкция узлов и механизмов двигателя рассчитана на длительную, не менее 5000 моточасов, работу без капитального ремонта при условии правильной его эксплуатации и своевременного технического обслуживания.

Степень унификации двигателя Д-50 с двигателем Д-48 составляет 23%. В конструкции двигателя Д-50 удалось использовать свыше 200 деталей, применявшихся на двигателе Д-48. Унифицированы не только отдельные детали, но и такие узлы, как водяной насос, ротор центробежного масляного фильтра, фильтрующие элементы воздухоочистителя, топливные форсунки, свечи накаливания и др.

Общий коэффициент унификации двигателя Д-50 по количеству наименований деталей, освоенных промышленностью, составляет 44%. Высокий коэффициент унификации позволил в сжатые сроки освоить массовое производство этого двигателя.

Масса двигателя Д-50 по сравнению с двигателем Д-48 снижена с 630 кг до 400 кг, что дает значительное снижение трудоемкости его изготовления и снижение удельной металлоемкости двигателя.

Таблица 1

## Унификация тракторов семейства «Беларусь»

Базовая модель трактора и модификации	Общее количество деталей (узлов)	В том числе								Степень унификации, %
		ориги- нальных	унифици- рованных	в том числе						
				стандарти- зованных	нормализо- ванных	заимство- ванных	в том числе			
							с базовой модели	с машин этого же семейства	с других машин	
МТЗ-50	1426	695	731	64	5	662	—	390	272	51,0
МТЗ-50Л	1427	30	1397	64	4	1329	667	391	271	98,0
МТЗ-52	1565	137	1428	67	5	1356	676	390	290	91,0
МТЗ-52Л	1564	166	1398	67	4	1327	646	391	290	90,0
МТЗ-50Х	1477	169	1308	57	4	1247	559	311	377	88,5
МТЗ-50 с полугусеничным ходом	1660	27	1633	—	—	1633	1610	22	1	98,4
Т-54В	2627	1000	1627	67	9	1551	1392	88	71	62,0
Т-54Л	2738	131	2607	74	10	2523	1392	1058	73	95,2
Т-54С	2664	53	2611	66	10	2535	1391	1071	73	98,1



## Унификация двигателей

Базовая модель	Модификация	Степень унификации, %
Д-50—четырёхцилиндровый вихрекамерный дизель (запуск от электростартера) мощностью 40,5 <i>квт</i>	Д-50Л—дизель с запуском от пускового двигателя мощностью 40,5 <i>квт</i>	98,0
	Д-240—высокооборотный дизель с непосредственным впрыском топлива мощностью 55 <i>квт</i>	84,5
	Д-260—шестицилиндровый дизель мощностью 66 <i>квт</i>	75,0

Разработанная конструкция дизеля Д-50 была принята как базовая, и на ее основе создан целый ряд модификаций двигателей, имеющих высокую степень унификации с базовой моделью (табл. 2).

Модификации двигателей конструктивно выполнены при широкой унификации с использованием деталей базовой модели двигателя Д-50: деталей кривошипно-шатунного механизма, механизма газораспределителя, системы смазки, охлаждения и пуска, электрооборудования и др.

Высокая унификация позволяет значительно сократить сроки подготовки производства двигателя. Так, например, менее двух лет потребовалось для того, чтобы начать массовый выпуск дизелей Д-50Л, включая подготовку производства.

Создание семейства двигателей с сохранением преемственности по всем основным узлам и деталям с базовой моделью двигателей Д-50 при одновременном повышении мощностных и экономических показателей улучшает их удельные характеристики. Об этом убедительно свидетельствуют следующие данные по изменению удельной массы модификаций двигателей.

Марка двигателя	Д-48	Д-50Л	Д-50	Д-260	Д-240
Удельная масса, <i>кг/квт</i>	18,8	11,5	10,2	9,1	7,3

У лучших зарубежных образцов тракторных дизелей удельная масса колеблется от 7,6 до 11,5 *кг/квт*.

По своим мощностным показателям и удельным характеристикам двигатель Д-50 и его модификации находятся на уровне лучших двигателей своего класса.

**Экономическая эффективность унификации тракторов** (табл. 3). В результате высокой степени унификации семейства тракторов «Беларусь» значительно сокращены сроки и затраты на проектирование и подготовку производства, разработку технологических процессов, проектирование и изготовление технологической оснастки, и тем самым обеспечен значительный экономический эффект в сфере подготовки производства.

Результаты работы завода по созданию совершенных конструкций тракторов обеспечивают экономическую эффективность не

## Экономическая эффективность унификации при разработке семейства тракторов «Беларусь»

№ п. п.	Технические и экономические показатели	Единица измерения	МТЗ-50	МТЗ-50Л	МТЗ-52	МТЗ-52Л	МТЗ-50Х	МТЗ-50ПХ	Т-54В	Т-54Л	Т-54С
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	Количество наименований деталей (узлов) в одном изделии										
	а) всего	шт.	1426	1427	1565	1564	1477	1660	2627	2738	2664
	б) оригинальных при $У=30\%$	шт.	998	999	1096	1095	1034	1162	1839	1917	1865
	в) оригинальных при достигнутой степени унификации	шт.	695	30	137	166	169	27	1000	131	53
2	Затраты на проектирование оригинальных деталей										
	а) одной детали	руб.	150	150	150	150	150	150	150	150	150
	б) всех деталей при $У=30\%$	тыс. руб.	149,7	149,8	164,4	164,2	155,1	174,3	275,8	287,5	279,7
	в) всех деталей при достигнутой степени унификации	тыс. руб.	104,2	4,5	20,6	24,9	25,4	4,1	150,0	19,6	7,9
3	Экономия за счет уменьшения затрат на проектирование оригинальных деталей	тыс. руб.	45,5	145,3	143,8	139,3	129,7	170,2	125,8	267,9	271,8
4	Затраты на проектирование технологических процессов и оснастки для оригинальных деталей										
	а) одной детали	руб.	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
	б) всех деталей при $У=30\%$	тыс. руб.	998,0	999,0	1096,0	1095,0	1034,0	1162,0	1839,0	1917,0	1865,0
	в) всех деталей при достигнутой степени унификации	тыс. руб.	695,0	30,0	137,0	166,0	169,0	27,0	1000,0	131,0	53,0

1	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
5	Экономия за счет уменьшения затрат на проектирование технологических процессов и оснастки для оригинальных деталей	тыс. руб.	303,0	969,0	959,0	929,0	865,0	1135,0	839,0	1786,0	1812,0
6	Затраты на изготовление и внедрение оснастки для оригинальных деталей										
	а) одной детали	руб.	8425	8425	8425	8425	8425	8425	8425	8425	8425
	б) всех деталей при $U=30\%$	тыс. руб.	8408,1	8416,5	9233,8	9225,3	8711,4	9789,8	15493,6	16150,7	15712,6
	в) всех деталей при достигнутой степени унификации	тыс. руб.	5855,4	252,7	1154,2	1398,5	1423,8	227,5	8425,0	1103,7	446,5
7	Экономия за счет уменьшения затрат на изготовление оснастки для оригинальных деталей	тыс. руб.	2552,7	8163,8	8079,6	7826,8	7287,6	9562,3	7068,6	15047,0	15266,1
8	Общая экономия по каждой модели трактора	тыс. руб.	2901,2	9278,1	9182,4	8895,1	8282,3	10867,5	8033,4	17100,9	17349,9
9	Суммарная экономия по всему семейству тракторов «Беларусь»	тыс. руб.				91890,8					
10	Годовой экономический эффект	тыс. руб.	91890,8 - 0,12 = 11026,9								

## Экономическая эффективность использования совершенных конструкций тракторов

Сопоставляемые модели тракторов		Экономическая эффективность в расчете на годовую программу выпуска, тыс. руб.
применяются в настоящее время	ранее применялись	
МТЗ-50	МТЗ-5МС	12900,0
МТЗ-52	МТЗ-50	3096,0
МТЗ-50Х	Т-28Х4	5688,0
МТЗ-50ПГХ	МТЗ-50	1421,0
Т-54В	Т-50В	1165,6
Т-54С	Т-38М	1671,7
Т-54Л	ТДТ-55	1987,0

только на заводе-изготовителе, но и в народном хозяйстве — в колхозах и совхозах, эксплуатирующих эти тракторы.

Экономическая эффективность в народном хозяйстве от эксплуатации тракторов семейства «Беларусь» совершенной конструкции, выпущенных только за один год, показана в табл. 4.

Суммарный экономический эффект составляет около 28 млн. руб.

**Специализация производства тракторов «Беларусь».** Совершенство конструкции и высокая степень унификации созданных на МТЗ тракторов способствовали последовательно проводившейся специализации производства.

В 1956—1957 гг. Минским тракторным заводом, кроме трактора МТЗ-5, выпускались гусеничные трелевочные тракторы ТДТ-40 и ТДТ-60, дизельные двигатели Д-40 и пусковые двигатели ПД-10. Большая номенклатура выпускаемых изделий тормозила увеличение производства необходимых народному хозяйству тракторов «Беларусь». Поэтому был разработан перспективный план специализации МТЗ на выпуске тракторов «Беларусь». В соответствии с планом специализации производство трелевочных тракторов ТДТ-40 было передано Онежскому тракторному заводу, трелевочных тракторов ТДТ-60 — Алтайскому тракторному заводу, пусковых двигателей ПД-10 — Гомельскому заводу тракторных пусковых двигателей, а дизельных двигателей — Минскому моторному заводу. На специализированные заводы передано производство некоторых запчастей и гидроарматуры.

В результате специализации завода значительно увеличился выпуск тракторов. Так, в 1971 г. по сравнению с 1959 г. выпущено тракторов «Беларусь» более чем в 2,7 раза, а их долговечность до первого капитального ремонта увеличилась с 2500—3000 ч до 5000 ч, срок гарантии повышен с 18 до 24 месяцев.

**Д. М. Пинский, В. А. Рожанский**

## **О ВЕЛИЧИНЕ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ ДИЗЕЛЯ**

Создание долговечных, надежных, экономичных дизелей связано с более рациональной организацией рабочего процесса и в первую очередь процесса сгорания.

Одним из важнейших параметров, от которого в значительной мере зависят мощностные и экономические показатели двигателя, является величина степени сжатия. В дизелях приходится ограничивать степень сжатия до такой величины, чтобы максимальное давление цикла не превышало допустимых пределов и в то же время обеспечивался их надежный запуск. Это не позволяет получать в двигателях с воспламенением от сжатия высоких мощностных и экономических показателей.

В последнее время появились работы, посвященные исследованию процесса сгорания в двигателях при изменяющейся в зависимости от нагрузки степени сжатия. Применение в дизелях переменной степени сжатия открывает новые возможности существенного улучшения их показателей, создает благоприятные условия для применения различных топлив, высокого наддува, сохранения постоянными параметров двигателей в горных условиях, улучшения пусковых свойств. Поэтому целесообразно рассмотреть вопросы влияния величины степени сжатия на пуск, показатели двигателя при наддуве, при использовании различных топлив и при работе в горных условиях.

В процессе пуска дизеля, когда число оборотов не превышает 150—200 в минуту, создаются неблагоприятные условия для воспламенения топлива. При медленном вращении коленчатого вала увеличивается теплообмен между зарядом в цилиндре двигателя и стенками, что уменьшает значение показателя политропы сжатия. Все это приводит к уменьшению давления и температуры в конце такта сжатия, значение которых находится в степенной зависимости от показателя политропы сжатия.

Низкое давление и температура в цилиндре двигателя в момент впрыска способствуют тому, что топливо слабо испаряется и

в значительной мере достигает холодных стенок камеры сгорания. Ухудшение смесеобразования и низкая температура стенок камеры сгорания затрудняет воспламенение топлива и запуск двигателя. Особенно ухудшается запуск двигателя в холодное время года. Для обеспечения надежного пуска двигателя при низких температурах необходимо создать в камере сгорания давление и температуру, достаточные для своевременного воспламенения и сгорания топлива.

Опыты, проведенные рядом исследователей, свидетельствуют о большом влиянии степени сжатия на пусковые характеристики двигателя. Более высокая степень сжатия повышает давление и температуру конца сжатия на всех пусковых режимах. В результате сокращаются минимальное число пусковых оборотов и время пуска, что улучшает эксплуатационные свойства двигателя. На рис. 1 показано влияние степени сжатия на минимальные пусковые обороты двигателя [1].

Такой метод улучшения пусковых свойств дизеля получил известное распространение. Еще в 30-х гг. для облегчения пуска двигателей Листер—Рикардо, Геншель—Лянова, Дейче—Верке и других применяли увеличение степени сжатия с 15 до 19 путем отсоединения ручную дополнительных объемов [2].

Автоматическое изменение степени сжатия при работе двигателя достигается применением различных устройств (ПАРСС, ВКАРО и др.). По данным фирмы «Континенталь», с применением ПАРСС (поршня, автоматически регулирующего степень сжатия) двигатель «Континенталь AVDS-1100», имея степень сжатия, равную 21, запускался на дизельном топливе при минимальной температуре минус 31,7°С без применения вспомогательных средств, а при стандартной степени сжатия, равной 16, он запускался лишь при минимальной температуре минус 8,3°С. Аналогичные результаты получены при холодном пуске французской фирмой «Испано-Сюиза», разработавшей вихревую камеру, автоматически регулируемого объема — ВКАРО. Таким образом, эффективно улучшить пусковые свойства двигателей с воспламенением от сжатия можно, лишь увеличив степень сжатия. Одно из средств повышения литровой мощности дизеля — применение газотурбинного наддува, кото-

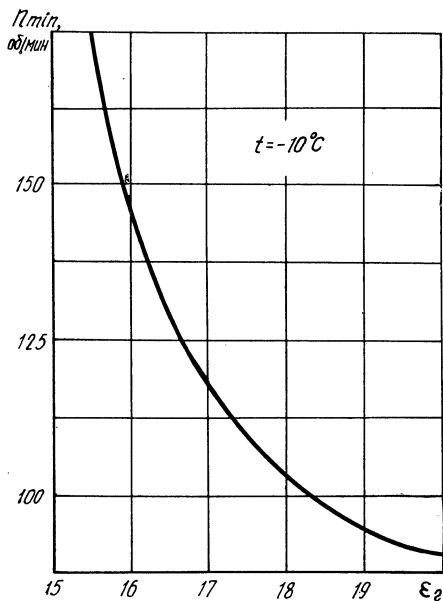


Рис. 1. Минимальные пусковые числа оборотов дизеля при различных степенях сжатия (двигатель Д-37М)

рый за последнее десятилетие стал широко внедряться в автотракторном двигателестроении. Двигатели с турбонаддувом обладают существенными преимуществами по весовым показателям, габаритным размерам и экономичности.

Основное препятствие, сдерживающее широкое применение повышенного и высокого наддува, — рост максимального давления сгорания. Даже применение нормального наддува приводит к увеличению максимального давления сгорания на 25—40%. При высоком наддуве максимальное давление сгорания достигает 150—200  $\text{кг/см}^2$ . При наддуве величина максимального давления сгорания существенно зависит от степени сжатия и может быть уменьшена путем снижения последней.

В работах Д. А. Портнова показано, что при согласовании давления наддува и степени сжатия можно повысить мощность двигателя, сохранив неизменным максимальное давление сгорания. Но уменьшение степени сжатия ухудшает экономичность и пусковые свойства двигателя. Применение устройств, автоматически изменяющих степень сжатия, позволяет ограничить максимальное давление сгорания без существенного ухудшения экономичности. На двигателе «Континенталь AVDS-1100» с высоким наддувом при применении ПАРСС было достигнуто среднее эффективное давление 28,15  $\text{кг/см}^2$ , что позволило увеличить мощность почти в три раза, причем максимальное давление сгорания не превысило 112  $\text{кг/см}^2$ . Степень сжатия при этом снизилась до 7,8. Получение того же среднего эффективного давления, когда степень сжатия, равная 14, при прочих равных условиях сопровождалось бы ростом максимального давления сгорания до 230  $\text{кг/см}^2$ .

Таким образом, регулирование величины степени сжатия позволит широко применять форсирование двигателей путем использования повышенного и высокого наддува.

Наряду с повышением литровой мощности не менее важной задачей является обеспечение двигателю свойств многотопливности. Современные многотопливные двигатели создаются на базе дизелей. Самовоспламеняемость легких топлив хуже, чем дизельных. Вследствие высокой испаряемости легких топлив и большой задержки воспламенения в цилиндре двигателя к моменту воспламенения образуется большое количество однородной смеси, быстрое сгорание которой носит взрывной характер, вызывая жесткую работу и резкое повышение давления в цилиндре.

Обеспечение двигателю свойств многотопливности возможно несколькими методами. Период задержки воспламенения топлива в основном зависит от температуры и давления в цилиндре двигателя к моменту впрыска топлива. При применении легких топлив в обычных дизелях эти параметры могут оказаться недостаточными для воспламенения топлива и устойчивой работы двигателя.

Чтобы обеспечить необходимую скорость протекания физико-химических процессов в топливе, перед воспламенением температура сжатого воздуха  $T_b$  в цилиндре двигателя должна превышать

температуру самовоспламенения  $T_{св}$  топлива на 150—200°C, т. е.  $T_{в} = T_{св} + (150 - 200^\circ\text{C})$ .

Один из способов повышения температуры и давления заряда в цилиндре двигателя — увеличение степени сжатия. Поэтому во многих двигателях, приспособленных для работы на различных топливах, степень сжатия увеличена на 4—6 единиц. Например, предкамерные многотопливные двигатели Даймлер—Бенц, по данным фирмы, могут работать на всех топливах, смазочных маслах и на бензинах с любым октановым числом, что было достигнуто путем повышения степени сжатия на 2—6 единиц, в то время как серийные двигатели при  $\epsilon = 16$  работали на этих топливах неудовлетворительно. Предкамерные двигатели фирмы «Интернейшнл Харвестер» хорошо работали как на полной, так и на частичной нагрузке при использовании автомобильных бензинов только при увеличении степени сжатия с 15 до 21. В этом случае удельный расход топлива был почти одинаковым с получаемым на дизельном топливе, а дымность несколько ниже.

Двигатели фирмы «Континенталь», действующие по М-процессу, наиболее приспособлены к многотопливной работе. Мягко и бездымно они работают на дизельном топливе и бензине с высоким октановым числом лишь при повышении степени сжатия с 14,5 до 21,3. Первоначальное повышение степени сжатия до 18,5 оказалось недостаточным.

Степень сжатия многотопливных модификаций двигателей фирмы MAN, работающих по М-процессу, достигает 23—24 единиц. Для возможности работы двигателя с воспламенением от сжатия при таких высоких степенях сжатия необходимо применять устройства, регулирующие степень сжатия, которые бы создавали необходимые температуры и давления для воспламенения различных топлив и в то же время препятствовали росту максимального давления сгорания.

Работа двигателя в горных условиях отличается рядом особенностей, которые обуславливают изменение его показателей. При увеличении высоты над уровнем моря уменьшается температура и давление атмосферного воздуха. В первую очередь это сказывается на величине весового наполнения цилиндров. Исследования, проведенные Г. Ш. Барбакадзе [3], показывают, что с изменением высоты от 0 до 4000 м над уровнем моря весовое наполнение двигателя Д-20 уменьшилось на 39%. В связи с этим давление и температура конца сжатия в цилиндре падают, что ведет к ухудшению процесса сгорания в двигателе. На рис. 2 [4] показано влияние плотности входящего воздуха на величины  $p_c$ ,  $T_c$  и  $n_1$  в двигателе ЯМЗ-236.

По данным работы [5], в двигателе Д-54 при увеличении высоты над уровнем моря от 0 до 4000 м давление конца сжатия снизилось с 36 до 21 кг/см<sup>2</sup>. Одновременно с этим наблюдаются нежелательные явления при подаче топлива в цилиндр двигателя: изменяются скорость истечения струи топлива из форсунки, точность распыливания и дальность, оптимальное значение угла опере-



жения впрыска. Указанные явления приводят к резкому увеличению периода задержки воспламенения. Например, в двигателе Д-54 [5] период задержки воспламенения возрастает по сравнению с величиной на уровне моря на высоте 1000 м на 16%, на высоте 2000 м — на 51%, на высоте 3000 м — на 90%. В результате этого увеличивается жесткость работы двигателя, процесс сгорания растягивается, протекает вяло, возрастает догорание и увеличиваются

тепловые потери, что приводит к падению мощности и росту расхода топлива.

Степень сжатия, оптимальная при работе двигателя в нормальных условиях, оказывается недостаточной для обеспечения надежной работы при увеличении высоты над уровнем моря. По данным работы [5], для соблюдения постоянства давления и температуры в конце сжатия в двигателе Д-54 на высоте 1000 м степень сжатия должна составить 19, а на высоте 4000 м — 23, при исходной  $\varepsilon = 16$ . По мнению Г. Ш. Барбакадзе [3], для соблюдения постоянства этих параметров с ростом высоты необходимо на каждые 1000 м увеличить степень сжатия примерно на 10%. В табл. 1 [3] приведены данные о влиянии величины степени сжатия на максимальное давление сгорания  $p_z$ , период задержки воспламенения  $\tau_i$  и жесткость  $dp/d\phi$  в двигателе Д-20 при работе на разной высоте.

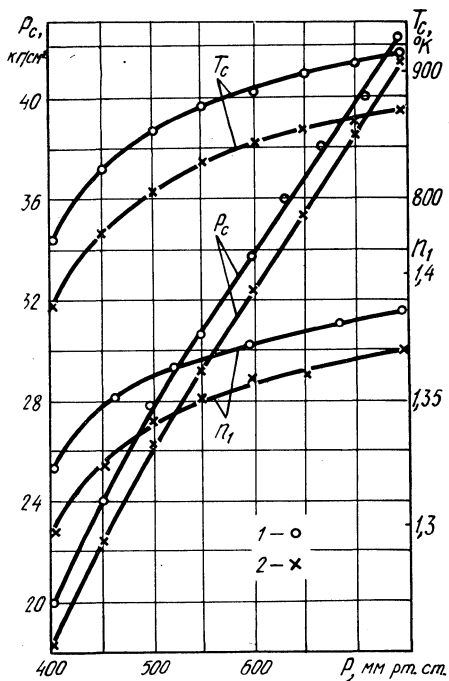


Рис. 2. Влияние плотности входящего в цилиндр дизеля воздуха на показатель политропы, давление и температуру конца сжатия: 1—2100 об/мин; 2—1500 об/мин

Однако применение высоких степеней сжатия для двигателей, работающих в изменяющихся горных условиях, связано с известными трудностями. Если радиус действия трактора невелик и ограничен несколькими десятками километров, то радиус действия автомобиля доходит до нескольких сотен километров. Поэтому тракторному двигателю, работающему на определенной высоте, можно было бы задать при изготовлении соответствующую степень сжатия. Для автомобильного двигателя этого сделать нельзя. В противном случае при эксплуатации автомобиля в нормальных условиях чрезмерно возрастает температура и давление в конце сгорания, что вызовет недопустимую нагрузку на детали кривошипно-шатунного механизма. Отсюда видно, как необходимо при непо-

**Влияние величины степени сжатия на показатели процесса сгорания  
в двигателе Д-20**

Степень сжатия	Высота 0			Высота 4000 м		
	$p_z$ , кг/см <sup>2</sup>	$\tau_i$ , сек <sup>10<sup>-3</sup></sup>	$dp/d\varphi$ , кг/см <sup>2</sup> ·град	$p_z$ , кг/см <sup>2</sup>	$\tau_i$ , сек <sup>10<sup>-3</sup></sup>	$dp/d\varphi$ , кг/см <sup>2</sup> ·град
13,5	63,3	1,26	6,9	47,6	1,91	10,1
14,6	68,5	1,07	6,5	54,9	1,60	9,1
15,4	72,3	1,01	6,3	56,1	1,22	8,7
16,9	82,0	0,88	6,2	64,0	1,22	7,9
17,9	86,4	0,81	6,0	65,2	1,09	7,4

стоянстве высотных условий иметь устройство, позволяющее изменять степень сжатия в двигателе в зависимости от высоты над уровнем моря с целью создания оптимальных условий для его нормальной работы.

Рассмотренные различные условия работы дизелей показывают, что для существенного улучшения их показателей двигателя должны иметь регулируемую по величине степень сжатия. Наличие переменной степени сжатия позволяет иметь двигатели, пригодные для работы в различных эксплуатационных условиях, обладающие свойством многотопливности, допускающие применение наддува без специального усиления деталей кривошипно-шатунного механизма.

Основное препятствие к использованию таких двигателей в настоящее время — недостаточная надежность и сложность конструкции устройств, автоматически регулирующих степень сжатия, а также почти полное отсутствие теоретических исследований рабочего процесса подобных двигателей, его закономерностей и условий, обеспечивающих получение наивысших мощностных и экономических показателей. Поэтому работы по теоретическому исследованию рабочего процесса двигателей с переменной степенью сжатия, созданию основных конструкций для таких двигателей и их экспериментальному исследованию актуальны и необходимы.

### Л и т е р а т у р а

[1] *Купершмидт В. Л., Эфрос В. В.* Влияние степени сжатия на пусковые характеристики дизеля с неразделенной камерой сгорания. — «Тракторы и сельхозмашины», 1968, № 1. [2] *Волчок Л. Я.* Системы пуска автотракторных дизелей. — «Дизелестроение», 1938, № 10. [3] *Барбакадзе Г. Ш.* Исследование целесообразности повышения степени сжатия дизеля в высокогорных условиях. Автореф. дис. Тбилиси, 1963. [4] *Пономарев О. П., Пьядичев Э. В.* Исследование работы дизеля ЯМЗ-236 в условиях пониженного барометрического давления. — «Автомобильная промышленность», 1964, № 8. [5] *Махалдиани В. В.* О двигателях для горных автомобилей и тракторов. Тбилиси, 1968.

**В. М. Щ е б р о в**

## **ПРИНЦИПЫ ОРГАНИЗАЦИИ СОВРЕМЕННОГО АВТОРЕМОНТНОГО ПРОИЗВОДСТВА**

Исторически сложилось так, что развитие авторемонтного производства в нашей стране пошло в свое время по пути создания мелких предприятий, подчиненных различным ведомствам, большинство из которых по профилю не компетентны руководить авторемонтными заводами (АРЗ). Создание таких предприятий определялось сиюминутной потребностью в ремонте автомобильного парка без учета перспективы. В результате производственные мощности подавляющего большинства существующих предприятий не превышают 1000 капитальных ремонтов в год, а номенклатура продукции, выпускаемой одним заводом, насчитывает несколько десятков наименований.

Вместе с тем общий объем авторемонтного производства страны в настоящее время приближается к объему производства автомобильной промышленности. Число капитально ремонтируемых двигателей превышает выпуск новых. К тому же авторемонтные предприятия обеспечивают лишь 60—65% общей потребности в капитальных ремонтах, что вынуждает остальную часть ремонтных работ выполнять на транспортных и промышленных предприятиях, зачастую на примитивном оборудовании, не считаясь с расходами труда, времени и материалов.

Даже на крупных ремонтных заводах энерговооруженность производственных рабочих ниже, чем в автомобильной промышленности, в 2—3 раза. Трудоемкость восстановления единицы поверхности деталей в среднем в 8—10 раз выше трудоемкости при изготовлении; трудозатраты на механическую обработку единицы поверхности при ремонте в 3—40 раз выше, чем при изготовлении на автозаводах. Удельный вес механической обработки (по зарплате) почти в 5 раз больше, чем при изготовлении деталей на автозаводах.

Однако тот факт, что ремонтные предприятия при карликовых масштабах производства остаются рентабельными, свидетельствует об огромных экономических возможностях этой формы производства.

Существование авторемонтного производства было бы невысказано, если бы оно не обладало рядом важных достоинств. При капитальном ремонте используется большое количество деталей, которые в процессе эксплуатации почти не изнашиваются. Общая стоимость таких деталей 30—35% от себестоимости изделий, поступающих на сборку нового автомобиля. Стоимость основных материалов, применяемых для ремонта, составляет 2—3% от таких же расходов при изготовлении автомобиля. Расходы на материалы и работы, предшествующие механической обработке заготовок, на крупных автозаводах составляют, по данным В. А. Какуевичко, 76,5% общей стоимости, а себестоимость восстановления деталей на крупных АРЗ составляет от 30 до 40% стоимости изготовления этих деталей на автозаводах.

Неправомерны, с нашей точки зрения, появляющиеся иногда в печати сравнения качественных показателей продукции авторемонтных заводов и автомобильной промышленности, поскольку нельзя сопоставлять предприятия, имеющие различные уровни организации и масштабы производства, различные технологические возможности и материально-техническое обеспечение.

Уровень организации в машиностроении определяется в основном двумя факторами: номенклатурой изделий и производственной программой. Автомобильная промышленность и авторемонтное производство имеют одни и те же объекты производства, а объемы производства почти одинаковы. Естественно, напрашивается вывод, что уровни организации этих производств также должны быть одинаковыми, т. е. ремонт автомобилей должен выполняться на заводах поточно-массового производства с узкой специализацией.

В настоящее время предпринимаются определенные шаги в направлении специализации, главным образом по моделям автомобилей и агрегатов. Это дает некоторый эффект, но он очень далек от максимально возможного, так как структура авторемонтного производства, его оборудование и технологические методы остаются прежними.

Наиболее сложной и важной задачей является обеспечение качества (в том числе надежности) отремонтированных изделий на уровне новой продукции. Для этого необходимо, чтобы у отремонтированных и новых изделий были одинаковы следующие показатели:

- а) физико-механические свойства материалов деталей;
- б) точность размеров и формы деталей;
- в) качество сопряженных поверхностей;
- г) точность сборки и балансировки.

Первое требование удовлетворяется наиболее просто, так как материалы новых и отремонтированных деталей одинаковы. Остальные показатели могут быть идентичны, если обработка ремонтируемых деталей и узлов будет выполняться с использованием тех же технологических приемов, оборудования и оснастки, что и в массовом производстве новых деталей.

В настоящее время на ремонтных заводах применяется мно-

жество способов восстановления деталей. Некоторые из них (наплавка ответственных деталей, имеющих ремонтные размеры) широко распространены только из-за низкого уровня организации ремонта и технической эксплуатации автомобилей. Например, шейки коленчатых валов современных двигателей после пробега 200—250 тыс. км изнашиваются незначительно — на 0,03—0,05 мм. Такой вал целесообразнее всего восстановить перешлифовкой шеек на первый ремонтный размер. Однако из-за отсутствия соответствующих вкладышей шейки наплавляют или перешлифовывают на тот размер, для которого имеются вкладыши. Ресурс вала при этом уменьшается в несколько раз. Высокая износостойкость коленчатых валов отечественных автомобилей и последовательное использование всех ремонтных размеров могут обеспечить работоспособность этой детали на протяжении пробега более 1 млн. км без наращивания размеров наплавкой или другими способами.

Все способы наплавки малопродуктивны, требуют постоянного присутствия рабочего, вызывают структурные изменения материала детали, снижают усталостную прочность, сопровождаются возникновением значительных внутренних напряжений и деформаций детали, сопряжены с большим расходом электроэнергии.

С точки зрения внедрения в массовое производство, наплавка деталей и многие другие способы восстановления являются технологическими тупиками. Было бы ошибочным механически перенести эти способы в условия крупных специализированных предприятий. В условиях массового ремонтного производства право на существование имеют лишь способы, которые в максимальной степени можно механизировать и автоматизировать. В первую очередь к ним следует отнести обработку на ремонтные размеры, восстановление обработкой давлением и гальваническими покрытиями.

Поступающие в ремонт детали незначительно отличаются от новых своими размерами и формой. Установлено, что почти 50% деталей имеют износ от 0,01 до 0,07 мм и лишь 5% деталей — 0,5 мм и выше. Коробление блоков цилиндров и головок блоков не превышает 0,15—0,20 мм, картеров коробок передач — 0,3—0,5 мм и т. д. Такие детали в принципе можно обрабатывать на том же оборудовании и приспособлениях, которые применялись для изготовления этих деталей в массовом производстве, так как система СПИД допускает возможность подналадки на размер. Поскольку в процессе эксплуатации изнашивается незначительная часть поверхностей, особенно в сложных корпусных деталях, во время ремонта возможно применение упрощенных вариантов автоматических линий или линий агрегатных станков. Одинаковые режимы обработки и инструмент, применяемые во время изготовления и ремонта, одинаковое оборудование, технологическая оснастка гарантируют одинаковые точность и качество поверхности деталей.

Один из наиболее перспективных способов восстановления — обработка давлением. В принципе все кованные стальные детали,

даже такие сложные, как шлицевые валы и зубчатые колеса, могут быть восстановлены этим способом.

Процессы электролитических покрытий, применяемых для восстановления изношенных поверхностей корпусов, шеек валов и других деталей, могут быть автоматизированы почти полностью на базе существующего оборудования и средств автоматики.

Со времени создания первых авторемонтных предприятий произошли коренные изменения автомобильного парка в количественном и качественном отношении. Устарело само понятие о капитальном ремонте, поскольку на АРЗ узлы и агрегаты раскомплектовывают, детали обезличивают, автомобиль собирают из деталей, ранее не входивших в состав его узлов и агрегатов. По существу имеет место вторичное производство, а не капитальный ремонт. Это производство следует рассматривать как самостоятельную отрасль машиностроения, уровень организации которой должен определяться не ведомственным подчинением, а номенклатурой изделий и объемом производства с учетом потребности страны.

Осуществление рациональной организации авторемонтного производства возможно при условии подчинения всех авторемонтных предприятий единому ведомству, имеющему следующие функции: вторичное производство автомобилей, узлов и агрегатов; изготовление запасных частей, отдельных узлов и агрегатов; модернизация подвижного состава в процессе ремонта; организация автоматизированного складского хозяйства; управление авторемонтным производством страны; научные исследования в области технологии ремонта, автоматизации технологических процессов; изучение износных процессов в условиях эксплуатации; координация технической политики с автомобильной промышленностью и другими машиностроительными ведомствами.

В основу организации новой системы (назовем ее условно «Авторемонт») предполагается положить следующие принципы:

- 1) установление единиц норм качества (в том числе надежности) для новых и отремонтированных узлов и агрегатов;
- 2) ликвидация существующей ведомственной подчиненности всех авторемонтных предприятий;
- 3) отказ от капитального ремонта полнокомплектных автомобилей;
- 4) создание централизованных станций технического обслуживания (СТО) для выполнения сложных видов технического обслуживания и текущего ремонта; к функциям СТО относится разборка автомобилей на узлы и агрегаты перед их отправкой на заводы вторичного производства;
- 5) создание узкоспециализированных ремонтных предприятий по выпуску комплектных изделий, узлов, агрегатов;
- 6) передача производства запасных частей в компетенцию системы «Авторемонт».

В состав системы вторичного производства автомобилей должны быть включены следующие основные типы предприятий: ремонтно-сборочные заводы, заводы по ремонту агрегатов с пред-

метной специализацией, специализированные заводы по изготовлению и ремонту агрегатов и узлов, автоматизированные склады запасных частей, агрегатов, узлов и ремфонда, заводы по ремонту электрооборудования, аккумуляторов.

Создание системы «Авторемонт» предусматривает полную реорганизацию авторемонтного производства в стране. Решение этой сложной задачи должно выполняться на базе тщательной научной, конструкторской и технологической подготовки. Примерная очередность отдельных стадий работы приведена ниже:

1) предварительное технико-экономическое обоснование;

2) развертывание научных исследований в области разработки новых способов восстановления деталей, совершенствования технологии ремонта, автоматизации технологических процессов; изучение износных процессов и реальных ресурсов долговечности деталей и узлов автомобилей;

3) конструкторская подготовка на автозаводах, в процессе которой ремонтпригодности деталей и узлов должно придаваться такое же значение, как надежности и долговечности; создание научно обоснованных принципов унификации узлов и деталей автомобилей;

4) технологическая подготовка: разработка технологических процессов механической обработки восстанавливаемых деталей на автоматических линиях и агрегатных станках. Разработка технологии и проектирование автоматических линий восстановления деталей. Разработка комплектов оборудования и приспособлений для восстановления деталей обработкой давлением;

5) проектирование систем автоматизированного складского хозяйства;

6) организация выпуска изделий на отдельных специализированных заводах с использованием изношенных деталей наряду с новыми заготовками. Например, организация завода по изготовлению и ремонту карданных передач на базе одного из существующих заводов карданных валов;

7) изучение опыта работы нового предприятия, уточнение и доводка технологии, расширение программы выпуска до экономически оптимальной, учитывая потребности страны;

8) создание заводов по изготовлению и ремонту агрегатов на базе комплексной автоматизации технологических процессов;

9) создание системы автоматизированных складов «Авторемонт»;

10) создание автосборочных (ремонтосборочных) заводов вторичного производства;

11) создание АСУ объединения «Авторемонт».

**Н. И. Щерба, В. И. Ангельский**

## **КРИТЕРИИ ДЛЯ КОРРЕКТИРОВКИ РЕЖИМОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ**

Техническое обслуживание имеет цель уменьшить интенсивность изнашивания деталей, повысить надежность, долговечность автомобилей, безопасность движения и уменьшить загрязненность воздуха отработавшими газами.

Периодичность технического обслуживания должна быть оптимальной для каждого автомобиля в отдельности. Проведение его для отдельных автомобилей с недопробегом вызывает непроизводительный излишний расход материальных средств и трудовых ресурсов. Проведение же технического обслуживания с завышенной периодичностью ведет к интенсивному износу деталей автомобиля, уменьшению их надежности, долговечности и безопасности работы, увеличивает расход топлива и количество вредных компонентов в отработавших газах.

Согласно проведенным исследованиям Е. С. Кузнецова [2, 3], режим технического обслуживания автомобилей должен корректироваться в зависимости от технического состояния автомобиля и факторов, на него влияющих. К таким факторам относятся дорожные условия, квалификация шофера, возраст автомобиля, климатические условия, организация движения, характеристика перевозимых грузов, организация хранения автомобилей, качество применяемых эксплуатационных материалов и др.

Согласно существующему положению о техническом обслуживании, корректировка должна проводиться непосредственно на предприятиях, эксплуатирующих автомобили.

В процессе эксплуатации на автомобиль воздействует весь комплекс факторов с переплетением положительных и отрицательных сторон. Поэтому правильный учет этих факторов при определении оптимального режима технического обслуживания и особенно его периодичности для каждого автомобиля представляет большую сложность. Чтобы автотранспортные предприятия могли производить объективную корректировку режима технического обслуживания, необходимо иметь достаточно простые и надежные критерии, на основании которых производилась бы корректировка.



Проведенный анализ показывает, что одним из таких критериев является удельный расход топлива автомобилем в эксплуатации. На основании литературных данных [1] и проведенных в данной работе исследований можно сделать вывод, что весь комплекс факторов, определяющих режимы технического обслуживания или периодичность диагностики, влияет и на удельный расход топлива автомобилем.

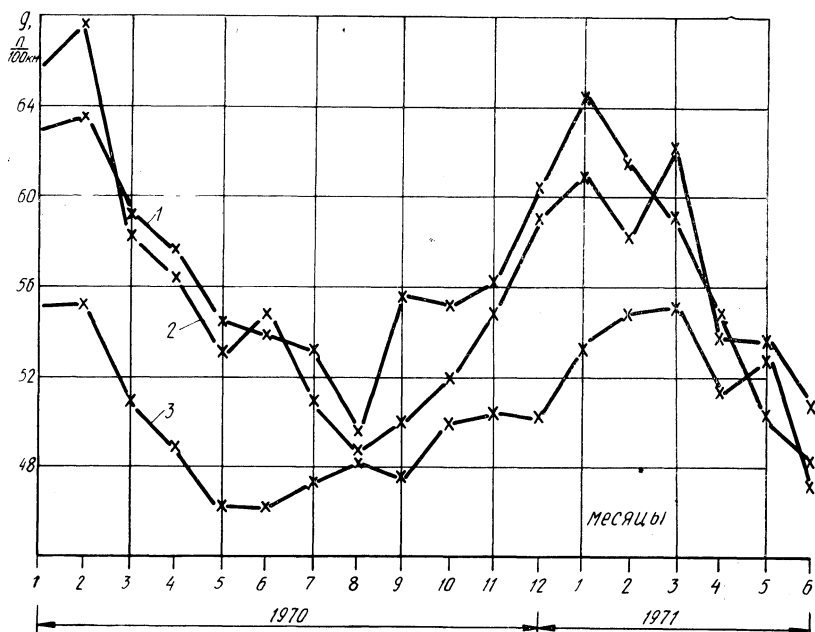


Рис. 1. Эксплуатационный расход топлива автомобилями:  
1 — 1-я группа автобусов; 2 — 2-я группа автобусов; 3 — 3-я группа автобусов

Ниже приведены результаты исследований взаимосвязи удельного расхода топлива при эксплуатации автомобилей с их техническим состоянием, характеризуемым величиной потока отказов и неисправностей, а также длительностью простоев в ремонте.

Объектом исследования являлись три группы автобусов ЛАЗ-695Е автоколонны 2427 г. Минска. Данные для изучения и анализа брались за каждый месяц в течение 1970 г. и первой половины 1971 г. В каждой из трех групп находилось по 15 автобусов ЛАЗ-695Е.

1 группа — автобусы, у которых преимущественно имел место повышенный расход топлива;

2 группа — автобусы с расходом топлива в пределах нормы за весь изучаемый период;

3 группа — автобусы преимущественно с экономией топлива.

Возраст автобусов по группам был подобран приблизительно одинаковым. В каждой группе находилось по 5 автобусов, имею-

щих пробег с начала эксплуатации 100—200 тыс. км и по 10 автобусов с пробегом 200—300 тыс. км.

В процессе изучения определялись следующие данные по каждой из трех групп автобусов:

- 1) среднеарифметическая величина удельного эксплуатационного расхода топлива в  $л/100 км$  —  $g$ ;
- 2) среднеарифметическая величина количества отказов и неисправностей на 10000 км пробега —  $n$ ;
- 3) среднеарифметическая величина количества целодневных простоев автобусов в ремонте на 10 000 км пробега —  $N$ .

Величины  $g$ ,  $n$ ,  $N$  определялись за каждый месяц изучаемого периода в течение 1970 г. и первой половины 1971 г.

Графики расхода топлива  $g$  каждой из групп автомобилей по месяцам изучаемого периода времени представлены на рис. 1. Анализ показывает, что в автотранспортном предприятии расход топлива автомобилями изменяется по сезонам. Наименьший приходится на летний период. В условиях же зимней эксплуатации значительное количество топлива расходуется на подогрев и разогрев двигателей.

Можно предположить, что автомобили с более высоким расходом топлива находились под воздействием сочетания более неблагоприятных факторов в условиях эксплуатации. Это в свою очередь должно сказаться на их техническом состоянии. Данное положение подтверждается анализом графиков среднего количества отказов и неисправностей на 10000 км пробега ( $n$ ) каждой из трех групп автобусов по месяцам изучаемого периода, представленных на рис. 2.

Количество отказов и неисправностей у автомобилей 1-й группы с повышенным расходом топлива в 1,5—2 раза больше по сравнению с автомобилями 3-й группы с меньшим расходом топлива. Подобное соотношение наблюдается также при сравнении 2-й группы автомобилей с остальными.

Здесь следует отметить, что изменение количества отказов и неисправностей автомобилей в течение календарного срока может не всегда соответствовать удельному расходу топлива в эксплуатации, а запаздывать по сравнению с расходом топлива. Такое запаздывание объясняется тем обстоятельством, что влияние факторов, вызывающих процесс изменения технического состояния автомобиля в первую очередь будет сказываться на величине эксплуатационного расхода топлива.

На рис. 3 представлены графики целодневных простоев автобусов в ремонте на 10000 км пробега. У автомобилей с повышенным расходом топлива наблюдается значительное увеличение целодневных простоев в ремонте. Здесь следует иметь в виду, что изменение количества целодневных простоев автомобилей в ремонте не всегда может соответствовать изменению расхода топлива. Это объясняется влиянием на количество целодневных простоев автомобилей в ремонте чисто организационных вопросов работы предприятия.

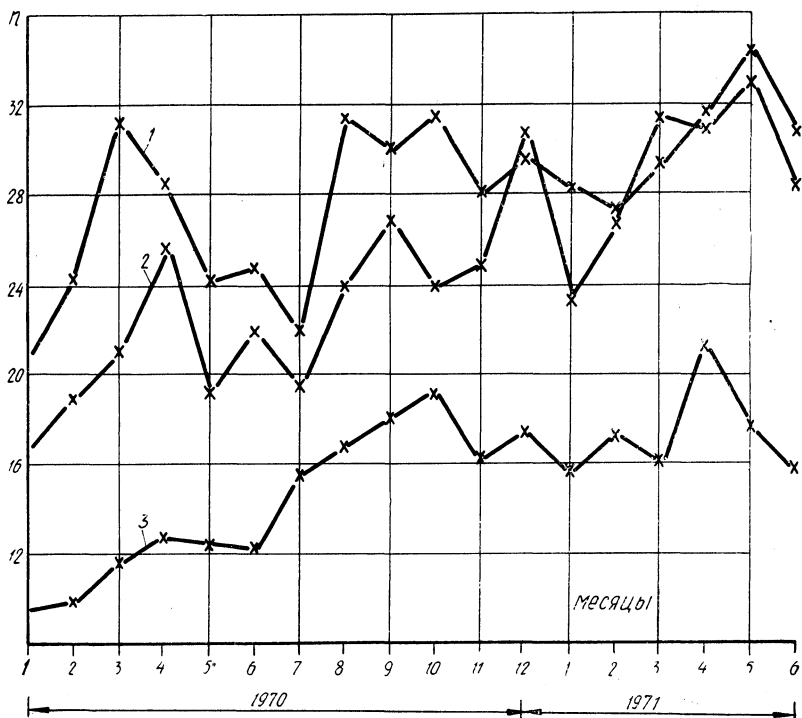


Рис. 2. Количество отказов автомобилей:

1 — 1-я группа автобусов; 2 — 2-я группа автобусов; 3 — 3-я группа автобусов

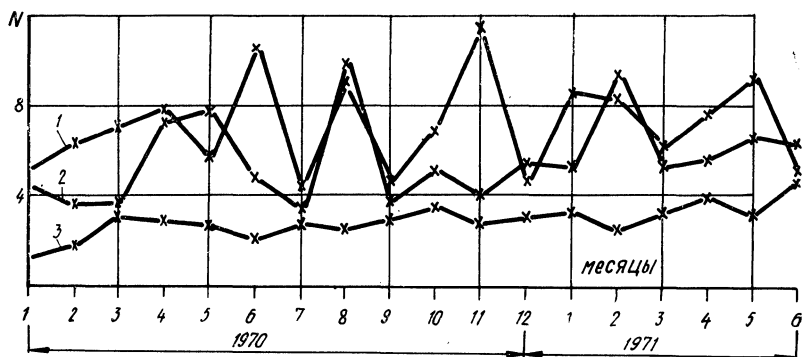


Рис. 3. Количество целодневных простоев автомобилей в ремонте:

1 — 1-я группа автобусов; 2 — 2-я группа автобусов; 3 — 3-я группа автобусов

Таким образом, установлено, что изменение эксплуатационной величины расхода топлива автомобилем характеризует процесс изменения его технического состояния при выполнении транспортной работы.

Так как на величину эксплуатационного расхода топлива влияет весь комплекс факторов, от которых зависит техническое состояние автомобиля, эту величину можно принять в качестве объективного критерия для оценки условий его работы при корректировке режима технического обслуживания или периодичности диагностики в условиях автотранспортных предприятий. Такую корректировку особенно важно проводить для технического обслуживания № 2, при котором выполняется значительный объем ремонтно-предупредительных и регулировочных работ.

Эксплуатационный расход топлива позволяет проводить корректировку режима технического обслуживания или периодичности диагностики для каждого автомобиля в отдельности. Пользование таким критерием не представляет затруднений, так как в автотранспортных предприятиях ведется систематический учет расхода топлива каждым автомобилем.

Вопрос о том, в какой степени должна проводиться корректировка режима технического обслуживания или периодичности диагностики может быть решен непосредственно на предприятии, эксплуатирующем автомобили в конкретных условиях работы.

#### Л и т е р а т у р а

- [1] *Крамаренко Г. В.* Техническое обслуживание автомобилей. М., 1968. [2] *Кузнецов Е. С.* Режимы технического обслуживания автомобилей. М., 1963. [3] *Кузнецов Е. С.* Рациональные режимы технического обслуживания и методика их корректирования. М., 1960.

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ДИАГНОСТИРОВАНИЯ ПЕРЕДНЕГО МОСТА ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Обеспечение эффективной работы автомобильного транспорта в условиях возросшей в последние годы интенсивности движения автомобилей, а также необходимость снижения затрат на техническое обслуживание и ремонт автомобилей, которые в себестоимости перевозок составляют 15—25%, требуют разработки мероприятий по обеспечению высокой эксплуатационной надежности автомобилей и их агрегатов.

Правильная установка управляемых колес существенно влияет на многие эксплуатационные качества автомобилей. В настоящее время разработаны многочисленные методы и средства диагностики передних мостов автомобилей, сравнительная оценка и правильное использование которых обуславливает качество диагностических работ.

Качество диагностики автомобиля в целом зависит от результатов определения технического состояния его агрегатов без разборки и правильности заключения о необходимом объеме выполнения профилактических или ремонтных воздействий.

Цель контроля технического состояния переднего моста автомобилей — определить неисправности, вызывающие нарушение установки передних колес, ухудшающие устойчивость и управляемость автомобиля, что снижает безопасность движения и увеличивает утомляемость водителя.

Основные причины, обуславливающие возникновение неисправностей переднего моста, — износы сопряженных деталей (втулок, шкворней), деформация деталей (балки, рычагов, тяг), нарушение регулировок. Эти неисправности приводят к нарушению углов установки передних колес, от которых в значительной мере зависят эксплуатационные качества автомобилей, а также износ шин на этих колесах.

Оценка технического состояния переднего моста у грузовых автомобилей производится по следующим параметрам: а) величине схождения передних колес; б) величине угла развала колес; в)

величине радиального и осевого зазоров в шкворневых соединениях; г) величине зазора в подшипниках ступиц колес.

В процессе эксплуатации автомобилей величины этих параметров изменяются от установленных техническими условиями значений до предельно допустимых.

Основные причины, вызывающие изменение диагностических параметров переднего моста, представлены ниже.

<b>Наименование диагностических параметров</b>	<b>Неисправности, приводящие к изменению диагностических параметров</b>
Величина схождения передних колес.	Ослабление резьбовых соединений рулевой трапеции. Деформация деталей рулевой трапеции от действия на них внешних сил. Износ деталей шарнирных соединений.
Угол развала передних колес.	Деформация балки передней оси (изгиб и скручивание). Износ деталей в шкворневых соединениях.
Величина радиального и осевого зазоров в шкворневых соединениях. Люфт в подшипниках ступиц передних колес.	Износ рабочих поверхностей деталей в шкворневых соединениях. Нарушение регулировки подшипников ступиц передних колес.

Некоторые из перечисленных выше факторов вызывают не только изменение диагностических параметров, но в значительной степени влияют на работоспособность узла или механизма.

Так, от правильного выбора оптимальной величины зазора (натяга), т. е. от правильной регулировки подшипников ступиц колес, зависят такие параметры, характеризующие их работоспособность, как величина упругой деформации элементов подшипников в точках контакта тел качения с беговыми дорожками, определяющая их нагруженность, рабочая температура подшипника, сопротивление вращению и др.

Проведенные нами экспериментальные исследования влияния регулировки подшипников ступиц колес на их работоспособность показывают, что при движении автомобиля за счет неровностей покрытия дороги при наличии люфта в подшипниках возникают дополнительные динамические нагрузки, способствующие снижению их работоспособности.

Техническое состояние деталей шкворневых соединений оказывает заметное влияние на работу рулевого управления, и прежде всего на величину люфта рулевого колеса (люфт возрастает на 3—5%) и потерь на трение [1].

Для контроля установки передних колес грузовых автомобилей могут быть использованы или стационарные специальные стенды, или различной конструкции переносные приборы, которые по принципу действия можно разделить на механические, оптические, электрические и оптико-электрические.

На рис. 1 представлена схема одной из конструкций барабанного стэнда для проверки установки передних колес грузовых автомобилей на диагностической станции.

Стэнд состоит из подвижных тележек 3 с барабанами 4, приводимыми во вращение электродвигателями 1 через цепную или клиноременную передачу 2, пружинных стабилизаторов 5 для установки тележки в нейтральное положение и измерительного устройства

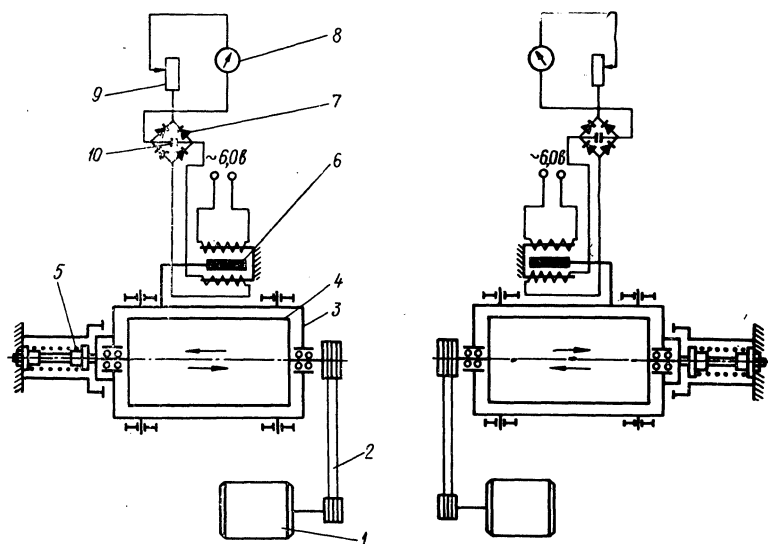


Рис. 1. Схема стэнда с беговыми барабанами для контроля установки передних колес автомобилей:

1 — электродвигатель; 2 — привод барабанов (клиноременная передача); 3 — подвижная тележка; 4 — барабан; 5 — пружинный стабилизатор; 6 — индуктивный датчик; 7 — выпрямитель; 8 — указатель правильности установки колес; 9 — переменное сопротивление (потенциометр); 10 — конденсатор

для регистрации осевого смещения подвижных тележек под действием боковых сил, возникающих в результате взаимодействия управляемых колес с барабанами во время их вращения.

При перемещении тележки из нейтрального положения в ту или другую сторону в зависимости от величины схождения или расхождения передних колес в катушках вторичной обмотки индуктивного датчика 6 появится разность э. д. с., величина которой пропорциональна перемещению сердечника, жестко связанного с тележкой, соответственно перемещению стрелки указателя 8.

Для проверки углов установки передних колес автомобилей многие зарубежные фирмы выпускают различные оптические приборы или механические измерительные устройства.

Французской фирмой «ВЕМ» выпускается оптический прибор БЕМ-665, который предназначен для проверки правильности взаимного расположения передней и задней осей автомобиля, углов

развала колес, продольного и поперечного наклона шкворней, искривленности обода.

Широкое распространение за рубежом получил прибор фирмы Dunlop (рис. 2) для проверки развала колес, а также продольного и поперечного наклонов шкворня [2].

При проверке прибор прижимается контактными площадками обеих лапок к ободу переднего колеса и устанавливается таким

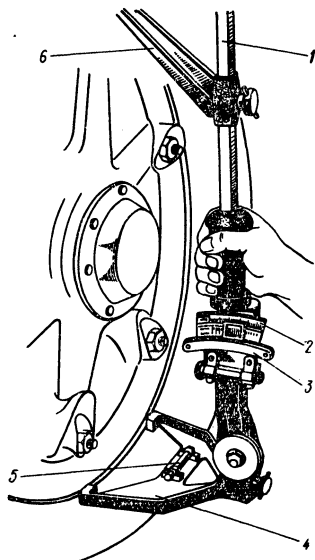


Рис. 2. Прибор для проверки углов развала колес и наклона шкворней:  
1 — штанга; 2 — сегмент со шкалами;  
3 — шарнирный указатель с уровнем;  
4 — двойная лапка; 5 — нижний уровень;  
6 — подвижная лапка.

образом, чтобы нижний уровень совпадал с нулем. Установив верхний уровень перемещением указателя 3 на нуль, против риски указателя по соответствующей шкале непосредственно отсчитывается величина угла развала колес.

Проекционный прибор, позволяющий быстро и точно оценить правильность установки передних колес автомобиля, выпускает также английская фирма Kismet, а фирмой Lausock для этой же цели выпускается механический прибор.

Углы установки передних колес автомобилей могут быть определены с помощью переносного жидкостного прибора модели М-2142, выпускаемого трестом гаражного оборудования.

Проверка технического состояния шкворневых соединений передних мостов грузовых автомобилей заключается в определении величины радиального и осевого зазоров. Для этой цели может быть использован индикаторный прибор модели НИИАТ-Т1, позволяющий измерять зазор между шкворнем и его втулками.

Давая краткую характеристику перечисленным методам и средствам диагностики передних мостов, следует отметить, что выбор их во многом зависит от возможностей автохозяев.



Конструкция установленного в автоколонне 2414 г. Минска диагностического стенда не позволяет проводить проверку установки передних колес с регистрацией реакций боковых сил в контакте с беговыми барабанами, так как последние не имеют возможности бокового смещения. Поэтому с учетом существующих средств измерения в табл. 1 приведены рекомендации по определению технического состояния передних мостов грузовых автомобилей ГАЗ и ЗИЛ.

Таблица 1

Методика определения технического состояния переднего моста грузовых автомобилей

Диагностические параметры	Метод измерения	Средства контроля	Технические условия
1	2	3	4
Схождение колес	Измерение расстояния между шинами в передней и задней частях колес на высоте 180 мм от уровня пола	Специальная линейка М-2182	Величина схождения колес должна быть в пределах: ГАЗ-53А—1,5—3,0 мм; ЗИЛ-130—5,0—8,0 мм
Угол развала передних колес	Измерение угла между осью поворотной цапфы и горизонтальной плоскостью	Переносный жидкостный прибор М-2142	Величина угла развала колес должна быть в пределах: ГАЗ-53А—1°; ЗИЛ-130—1°
Радиальный зазор в шкворневом соединении	Измерение линейного перемещения нижней части опорного тормозного диска относительно балки переднего моста	Прибор НИИАТ-Т1	Величина радиального зазора для грузовых автомобилей типа ГАЗ и ЗИЛ не должна превосходить 0,75 мм
Осевой зазор в шкворневом соединении	Измерение зазора между верхней проушиной и соединительной плоскостью балки передней оси	Плоский щуп	Величина осевого зазора в шкворневом соединении для грузовых автомобилей типа ГАЗ и ЗИЛ не должна превышать 1,5 мм
Зазор в подшипниках ступиц колес	Определяется покачиванием колеса в поперечной плоскости	—	Зазор может быть выявлен после устранения люфта в шкворневом соединении. При покачивании колес в поперечной плоскости ощутимый люфт должен отсутствовать, но колесо должно свободно вращаться от толчка рукой не менее чем на 8—10 оборотов.

Проведенные нами замеры величины схождения передних колес у 50 автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130 показали, что примерно 20% автомобилей имели отклонения от допустимых по техническим условиям значений.

Кривые распределения величины схождения колес автомобилей по данным проведенных исследований приведены на рис. 3.

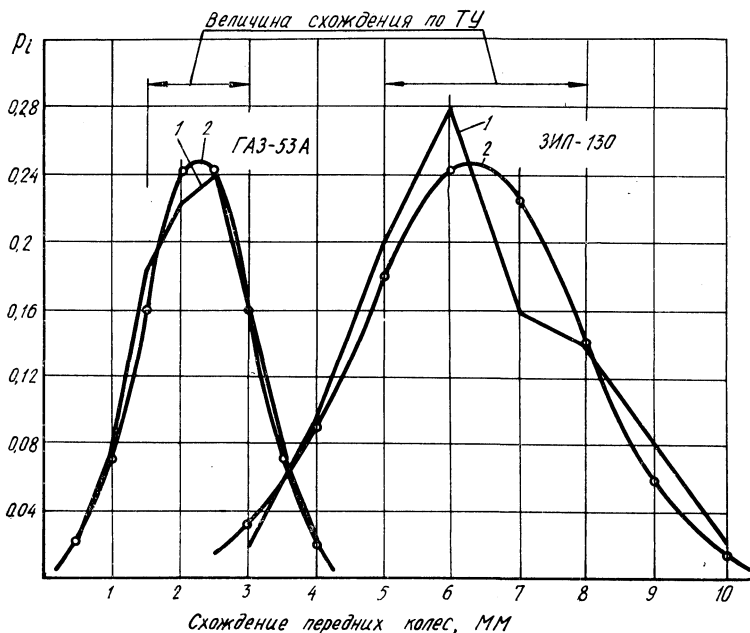


Рис. 3. Распределение величины схождения передних колес автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130:

1 — полигон; 2 — теоретическая кривая

Исходя из допустимых значений величины схождения и интенсивности ее изменения на тысячу километров пробега, можно определить оптимальную периодичность проверки и регулировки величины схождения передних колес автомобилей:

$$l_0 = \frac{\varepsilon_{\max} - \varepsilon_{\min}}{U_\varepsilon \mu} \text{ км,}$$

где  $\varepsilon_{\max}$  и  $\varepsilon_{\min}$  — допустимые значения величины схождения передних колес;  $U_\varepsilon$  — средняя интенсивность изменения величины схождения;  $\mu$  — коэффициент, учитывающий вариацию интенсивности изменения величины схождения.

По данным НИИАТ, интенсивность изменения величины схождения составляет 0,07—0,25 мм/1000 км [3], а наиболее рациональная периодичность контрольных замеров и при необходимости регулировок величины схождения составляет 10 000—11 000 км, что практически совпадает с проведением ТО-2.

#### Л и т е р а т у р а

[1] Говорущенко Н. Я. Диагностика технического состояния автомобилей. М., 1970. [2] Закин Я. Х. и др. Проверка технического состояния автомобилей. М., 1968. [3] Квитченко Я. и др. Режимы регулировки схождения колес грузовых автомобилей. — «Автомобильный транспорт», 1971, № 1.

В. И. Титков, В. К. Азаренко

## ИССЛЕДОВАНИЕ РОЛИ КИСЛОТНОСТИ РАБОЧЕГО РАСТВОРА В ПРОЦЕССЕ ХИМИЧЕСКОГО НИКЕЛИРОВАНИЯ

Одним из новых процессов, применяемых для повышения износостойкости и восстановления рабочих поверхностей деталей машин, является химическое никелирование. Этот процесс основан на способности гипофосфитов (солей фосфорноватистой кислоты) восстанавливать никель из его солей.

Для химического никелирования применяются как кислые (рН 4—6), так и щелочные (рН 8—10) растворы.

Анализ литературных данных показывает, что вопросу химического никелирования в щелочных растворах до настоящего времени уделялось меньше внимания, чем в кислых. Существенное влияние, очевидно, оказало то, что максимальная скорость осаждения покрытия в кислых растворах несколько выше, чем в щелочных. Однако щелочные растворы имеют и свои существенные преимущества перед кислыми растворами.

Основное преимущество щелочных растворов в том, что они поддаются корректированию и позволяют поддерживать максимальную скорость отложения покрытия на постоянном уровне длительное время, чего лишены кислые растворы. Кроме того, покрытие деталей, изготовленных из цветных металлов, возможно только в щелочных растворах.

Все это говорит о том, что необходимо и в дальнейшем проводить исследования щелочных растворов.

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

Наиболее распространенные составы щелочных растворов для химического никелирования приведены в табл. 1.

Основным недостатком щелочных растворов, приведенных в табл. 1, являются следующие: 1) неустойчивость растворов, связанная с улетучиванием аммиака при повышении температуры; 2) низ-

Составы щелочных растворов для химического никелирования

Компоненты раствора и условия осаждения	Концентрация раствора, г/л				
	1	2	3	4	5
Хлористый никель	46	21	30	—	—
Серноокислый 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—35
Уксуснокислый аммоний	—	—	—	—	25—35
Кислотность раствора pH	8—9	8—9	8—9	8—9	8—10
Температура	80—88	85—89	90	78—85	78—85
Скорость осаждения, мкм/ч	12	16	12	8—12	10

Примечание. Кислотность раствора достигается введением 25%-ной гидроокиси аммония или газообразного аммиака до получения раствора синего цвета, что соответствует pH раствора 8,0—10,0.

кая скорость осаждения покрытия; 3) высокое содержание лимоннокислого натрия, что повышает стоимость раствора.

Количество исследований о роли кислотности щелочных растворов в процессе химического никелирования очень ограничено, и они носят противоречивый характер.

В своей работе [1] К. М. Горбунова и А. А. Никифорова подчеркивают, что кислотность раствора оказывает значительное влияние на процесс восстановления никеля. При этом указывается на зависимость интенсивности изменения кислотности раствора от природы и концентрации буферных добавок.

По мнению Б. Е. Кордунера [2], кислотность раствора (концентрация в растворе свободной гидроокиси аммония или газообразного аммиака) не оказывает существенного влияния на процесс химического никелирования. При приготовлении рабочего раствора он предлагает добавлять газообразный аммиак до изменения цвета раствора от зеленого до устойчивого синего, который соответствует pH раствора 8,0—10,0. Кордунер считает, что нет никакой необходимости в применении потенциометрического метода контроля кислотности раствора.

В. А. Анцкайтис [3], отмечая влияние кислотности раствора на скорость осаждения покрытия, указывает на взаимосвязь интенсивности изменения кислотности раствора от плотности загрузки ванны.

Д. И. Эфрос, З. В. Шарыгина и Н. А. Музычук [4] рекомендуют доводить кислотность рабочего раствора добавлением аммиака до не исчезающей голубой окраски, что соответствует pH 8,0—9,0.

В. И. Лошаков и М. В. Сушкевич [5] считают, что кислотность щелочного раствора необходимо определять колориметрическим методом индикаторной бумагой «Фан» или «Мультфан».

Л. М. Ривкин и С. Д. Быховская [6] рекомендуют производить подщелачивание раствора добавлением газообразного аммиака до

получения раствора синего цвета, что соответствует рН раствора 8,0—10,0.

В связи с вышеизложенным, предметом исследований, представленных в данной работе, явилось изучение вопроса о влиянии кислотности щелочного раствора на скорость отложения покрытий и их внешний вид при химическом никелировании.

Исследования проводились в щелочном растворе следующего состава (в г/л):

сернокислый никель ( $\text{NiSO}_4 \cdot 7\text{H}_2\text{O}$ ) . . . . .	40—45;
сернокислый аммоний ( $(\text{NH}_4)_2\text{SO}_4$ ) . . . . .	25—30;
лимоннокислый натрий ( $\text{Na}_2\text{C}_6\text{H}_5\text{O}_7 \cdot 5\text{H}_2\text{O}$ ) . . . . .	30—35;
гипофосфит натрия ( $\text{NaH}_2\text{PO}_2 \cdot \text{H}_2\text{O}$ ) . . . . .	15—20.

Рабочая температура раствора — 88—92°C. Требуемая кислотность раствора достигалась введением в рабочий раствор соответствующего количества моноэтаноламина, который менее летуч, чем гидроксид аммония. Это дает возможность вести процесс никелирования при более высокой температуре раствора, что ведет к увеличению скорости отложения покрытия.

Скорость отложения покрытия определялась по привесу pokrываемых образцов (плоские стальные пластинки) за единицу времени.

Определение кислотности рабочих растворов производилось лабораторным рН-метром ЛПУ-01 с датчиком ДЛ-01. При измерении рН растворов использовалась автоматическая температурная компенсация прибора.

Проверка показаний прибора производилась после 30-минутного прогрева прибора. Настройка и проверка рН-метра производилась по буферным растворам приготовленных из реактивов квалификации «для рН-метрии» МРТУ 6-09-1289-64.

Отсчет показаний производился через 1,5 мин после погружения электродов и термокомпенсатора в испытуемый раствор на глубину не менее 30 мм.

Перед каждым погружением в контролируемый раствор электроды и термокомпенсатор тщательно промываются дистиллированной водой, а затем протираются фильтровальной бумагой.

**Влияние кислотности раствора на скорость осаждения покрытий и их внешний вид.** Исследование проводилось в растворах, имеющих следующие значения кислотности: рН 6,75; 7,00; 7,25; 7,50; 7,75; 8,00; 8,25; 8,50; 8,75; 8,00; 8,25; 8,50; 8,75; 9,00; 9,25; 9,50; 9,75; 10,00; 10,25 и 10,50.

При химическом никелировании образцов в растворе с рН 6,75—7,00 ванна работает нестабильно. Наблюдается значительное выделение никеля в осадок.

С изменением кислотности раствора до рН 8,00 скорость отложения покрытия заметно возрастает. Покрытия равномерные, без полос и пятен, имеют молочно-блестящий цвет.

Покрытия, полученные из растворов с кислотностью до рН

8,75, имеют серебристо-блестящий цвет, без полос, пятен и шероховатостей. Скорость отложения покрытия достигает максимума (рис. 1) при рН 8,50—9,00.

При дальнейшем увеличении рН раствора наблюдается снижение скорости восстановления никеля. Покрытия становятся более тусклые со слабым золотистым отливом.

Покрытия, осажденные на образцы из растворов с кислотностью рН 10,25—10,50, имеют тускло-блестящий цвет с ясно вы-

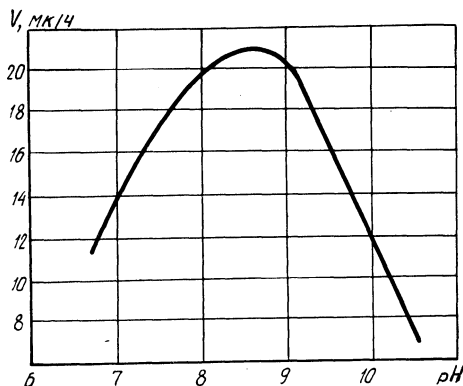


Рис. 1. Изменение скорости осаждения покрытия в зависимости от кислотности раствора

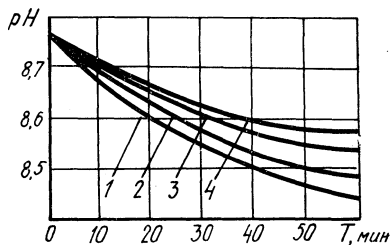


Рис. 2. Изменение кислотности раствора в зависимости от продолжительности никелирования:

1 — 0,5  $\text{дм}^2/\text{л}$ ; 2 — 1  $\text{дм}^2/\text{л}$ ;  
3 — 2  $\text{дм}^2/\text{л}$ ; 4 — 3  $\text{дм}^2/\text{л}$

раженным золотистым отливом, шероховатые. Они легко отслаиваются от основного металла и в качестве износостойких и защитных покрытий использованы быть не могут.

Различить по цвету растворы с кислотностью рН от 8,0 до 10,0 практически трудно, так как все они имеют устойчивый синий цвет. Наиболее объективную оценку кислотности раствора можно получить потенциометрическим методом.

**Влияние плотности загрузки ванны на изменение кислотности раствора.** Для исследования влияния плотности загрузки ванны и продолжительности никелирования на изменение кислотности раствора использовался рабочий раствор с рН 8,75.

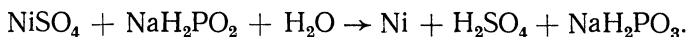
Осаждение покрытия производилось на стальные образцы. Продолжительность ведения процесса 60 мин. Кислотность раствора определялась через каждые 10 мин.

Никелирование проводилось при следующих плотностях загрузки ванны: 0,5  $\text{дм}^2/\text{л}$ ; 1,0  $\text{дм}^2/\text{л}$ ; 1,5  $\text{дм}^2/\text{л}$  и 2  $\text{дм}^2/\text{л}$ .

Исследования показали, что независимо от плотности загрузки ванны с увеличением продолжительности никелирования кислотность раствора изменяется в сторону уменьшения рН (рис. 2).

Наиболее интенсивное изменение кислотности раствора рН

происходит при химическом никелировании образцов в ваннах с низкой плотностью загрузки ( $0,5 \text{ дм}^2/\text{л}$ ). Это, очевидно, объясняется тем, что с уменьшением плотности загрузки ванны наблюдаемое увеличение скорости восстановления никеля сопровождается более интенсивным подкислением раствора. Подкисление раствора при химическом никелировании хорошо объясняется уравнением, представляющим реакцию восстановления никеля из его соли гипофосфита натрия:



Следовательно, при корректировании кислотности щелочных растворов необходимо учитывать не только продолжительность ведения процесса никелирования, но и плотность загрузки ванны.

### Выводы

1. Изменение кислотности щелочного раствора оказывает существенное влияние на скорость осаждения покрытий при химическом никелировании.
2. Существенное влияние на изменение кислотности раствора рН оказывает плотность загрузки ванны.
3. Контроль кислотности щелочных растворов должен производиться не по цвету, а потенциометрическим методом.

### Литература

[1] Горбунова К. М., Никифорова А. А. Физико-химические основы процесса химического никелирования. М., 1960. [2] Кордунер Б. Е. Опыт промышленного применения щелочного процесса химического никелирования. — В сб.: Нанесение металлических покрытий методом химического восстановления. Ч. 2. Л., 1965. [3] Анцакйтис В. А. Химическое никелирование. М., 1958. [4] Эфрос Д. И., Шарыгина З. В., Музычук Н. А. Химическое никелирование деталей машин в щелочных растворах. Горький, 1958. [5] Лошаков В. И., Сушкевич М. В. Опыт ремонта дизельной топливной аппаратуры. М., 1969. [6] Ривкин Л. М., Быховская С. Д. Химическое никелирование. Минск, 1968.

Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко, М. И. Горбацевич

## ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПНЕВМАТИЧЕСКИХ ЗВЕНЬЕВ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЯ

В работе [1] все дроссели и каналы делятся на три типа: турбулентные, ламинарные и смешанного типа. К турбулентным относятся такие дроссели, которые имеют малые отношения длины к диаметру и в которых эффект дросселирования вызывается местными потерями на входе и потерями на выходе и не сказывается действие сил трения при течении воздуха по каналу дросселя. Турбулентные дроссели предлагается рассчитывать по формуле Сен-Венана — Ванцеля для адиабатического истечения идеального газа через сопло (сужающийся насадок) из резервуара неограниченно большой емкости:

для докритического истечения

$$\frac{dm}{dt} = \varepsilon f \sqrt{2\rho_0 p_0 \frac{k}{k-1} \left[ \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{2}{k}} - \left( \frac{p_1}{p_0} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \quad (1)$$

и для критического истечения

$$\left( \frac{dm}{dt} \right)_{\text{кр}} = \varepsilon f \sqrt{2\rho_0 p_0 \frac{k}{k+1} \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{2}{k-1}}}, \quad (2)$$

где  $\frac{dm}{dt}$  — массовый мгновенный расход воздуха;  $\varepsilon$  — коэффициент расхода;  $f$  — площадь проходного сечения дросселя;  $p_0$  и  $p_1$  — абсолютные давления воздуха перед дросселем и после него;  $\rho_0$  — плотность воздуха перед дросселем;  $k$  — показатель политропы; при адиабатическом истечении  $k=1,4$ .

К ламинарным относятся дроссели цилиндрической формы с достаточно большим отношением длины  $l$  к диаметру  $d$  (в сотни раз). В них местные сопротивления на входе и на выходе ничтожны.



но малы по сравнению с потерями на трение при течении воздуха по каналу дросселя. Массовый расход воздуха через ламинарный дроссель предлагается рассчитывать по формуле Пуазейля для несжимаемой жидкости и для малых перепадов давления [1]:

$$\frac{dm}{dt} = \frac{\pi d^4 \rho}{128 \mu l} (p_0 - p_1), \quad (3)$$

где  $\mu$  — динамический коэффициент вязкости.

И наконец, дроссели смешанного типа охватывают всю область дросселей от турбулентных до ламинарных, причем турбулентные и ламинарные являются частными случаями дросселей смешанного типа. В дросселях смешанного типа следует учитывать как местные потери на входе и выходе, так и потери на трение в канале. Разнообразные по конструкции элементы тормозного привода относятся в общем случае к дросселям смешанного типа.

Дроссели смешанного типа наименее изучены. Газодинамические функции [1, 2] для таких дросселей не имеют аналитического решения. Эти газодинамические функции, кроме того, не учитывают ряда специфических особенностей тормозного привода, в частности существенно переходной характер его работы при больших диапазонах изменения параметров воздуха, нелинейность характеристик и т. д.

Как показали наши исследования, экспоненциальный закон изменения давления в постоянном объеме  $V$  при наполнении (опорожнении) его через дроссель, согласно формуле (3), совершенно не соответствует реальному характеру изменения давления. Несоответствие формул (1) и (2) действительным динамическим характеристикам пневматических звеньев пытаются в некоторых работах [3] компенсировать введением коэффициента расхода  $\epsilon$ , который определяется экспериментально как частное от деления эпитетного значения массового расхода  $(dm/dt)_{\text{оп}}$  на теоретическое значение  $(dm/dt)_{\text{теор}}$ . Однако экспериментальными исследованиями [4] установлено, что коэффициент расхода для реальных клапанов и дросселей не остается постоянным на всем диапазоне изменения перепада давления, а изменяется в некоторых случаях во много раз. Кроме того, в работах [1, 5, 6] показано, что критическая скорость  $a_{\text{кр}}$ , равная скорости звука в воздухе, а следовательно, и критический массовый расход достигаются в различных реальных устройствах при разных перепадах давления. Чем больше сопротивление потоку на входе и выходе канала и чем больше силы трения, тем при больших значениях перепада давления достигается  $a_{\text{кр}}$ . Например, Т. Ф. Кондратьевой [5] путем продувки промышленных клапанов получено критическое соотношение давлений  $(p_1/p_0)_{\text{кр}} = 0,2-0,3$ . При адиабатическом истечении воздуха через геометрическое сопло без трения, как известно, критический режим достигается при  $(p_1/p_0)_{\text{кр}} = 0,528$ . Во многих реальных звеньях тормозного привода, например при сравнительно длинных трубках, критический режим для имеющих место возможных перепадов дав-

ления не достигается. Так, например, как показали наши экспериментальные исследования, при наполнении постоянных объемов через трубопроводы  $\varnothing 8 \times 1$  и  $\varnothing 10 \times 1$ , длиной 5 м и выше критический режим не наблюдается.

Из вышеизложенного вытекает необходимость разработки методики расчета переходных процессов в звеньях тормозных систем. В наших исследованиях сделана попытка разработать указанную методику расчета и получить формулы для расчета переходных процессов в пневматических звеньях. При выводе уравнения было стремление, с одной стороны, к получению достаточно простых и удобных математических моделей, аппроксимирующих достаточно точно экспериментальные кривые на всем диапазоне изменения давления, и, с другой стороны, к получению единого уравнения для всего процесса наполнения (опораживания), даже и в тех случаях, когда на участке имеет место критический режим.

Анализ газодинамических функций [2] показал, что в каналах, через которые протекает воздух, имеется промежуточное сечение  $z$ , в котором скорость потока  $u_z$  прямо пропорциональна перепаду давлений, т. е.

$$u_z = \omega_z(p_0 - p_1). \quad (4)$$

Чем ближе дроссель смешанного типа по своим характеристикам к ламинарному, тем дальше это сечение  $z$  от выхода и ближе к входному сечению канала.

Исходя из равномерного распределения сопротивлений сил трения по длине канала (что во многих случаях подтверждается нашими экспериментами) и учитывая уравнение массового расхода воздуха и выражение (4), получаем

$$\pm \frac{dm}{dt} = \frac{a_{кр} f(1 - \sigma)}{gRT \Delta p_{кр.с}} [p_0 - (1 - \sigma)(p_0 - p_1)](p_0 - p_1), \quad (5)$$

где  $\sigma$  — параметрический коэффициент дросселя, отображающий расположение рассматриваемого дросселя в области дросселей смешанного типа. Чем ближе по динамическим свойствам рассматриваемый дроссель к ламинарному, тем выше  $\sigma$  этого дросселя, и наоборот, при приближении дросселя к соплу  $\sigma$  приближается к нулю. Коэффициент  $\sigma$  определяется опытным путем.

Путем экстремального исследования уравнения (5) и использования затем уравнения состояния газа Клапейрона — Менделеева находим при  $V = \text{const}$  и  $T = \text{const}$  для докритического режима течения

$$\frac{dp_{1,0}}{dt} = \frac{2a_{кр} f(1 - \sigma)}{V \rho_{0 \max}} [p_0 - (1 - \sigma)(p_0 - p_1)](p_0 - p_1) \quad (6)$$

и для критического режима течения

$$\frac{dp_1}{dt} = a_{кр} f \frac{\rho_{0 \max}}{2V}. \quad (6a)$$

В целях возможности использования общих методов линейной теории систем управления и упрощения анализа и синтеза сложных тормозных систем оказалось необходимым получение линейных дифференциальных газодинамических функций. Применяя разработанный нами модифицированный метод линеаризации (известные из теории автоматики способы линеаризации в нашем случае оказались неприемлемыми) с последующим введением аппроксимирующих коэффициентов  $\alpha$  и  $\beta$ , получаем следующие выражения газодинамических функций для ДЕ-звеньев [7]: для наполнения постоянного объема

$$\frac{dp_1}{dt} = \frac{a_{кр}f(1-\sigma)}{V(1+\sigma)} (\alpha p_0 - p_1) \quad (7)$$

и для опораживания постоянного объема

$$-\frac{dp_0}{dt} = \frac{a_{кр}f(1-\sigma)}{V(1+\sigma)} (p_0 - \beta p_1). \quad (8)$$

Решение этих уравнений для  $p_0 = \text{const}$  в выражении (7) и  $p_1 = \text{const}$  в выражении (8) соответственно имеет вид

$$p_1(t) = \alpha p_0 - (\alpha p_0 - p_{1 \text{ нач}}) e^{-\frac{a_{кр}f(1-\sigma)}{V(1+\sigma)} t}; \quad (9)$$

$$p_0(t) = \beta p_1 + (p_{0 \text{ нач}} - \beta p_1) e^{-\frac{a_{кр}f(1-\sigma)}{V(1+\sigma)} t}. \quad (10)$$

Как показали наши многочисленные опыты, проведенные в экспериментальном цехе Минского автозавода, уравнение (9) достаточно хорошо согласуется с экспериментальными данными на участке от  $p_a/p_{a \text{ max}} = 0,125$  до  $p_a/p_{a \text{ max}} = 0,90$  для наполнения (погрешность в пределах 5%). Формула (10) для опораживания постоянного объема аппроксимирует получающиеся при опытах кривые опораживания с точностью 15% для дросселей и 10% для трубопроводов (рис. 1 и 2).

В некоторых случаях, когда емкость трубопроводов пренебрежимо мала по сравнению с емкостью камеры, подсоединенной к концу трубопровода, и когда не интересует распределение давлений по длине трубопровода, последний можно рассматривать как сосредоточенное сопротивление (местный дроссель). Наши исследования показали, что длинный трубопровод с подключенной емкостью следует рассматривать как аperiodическое звено второго порядка (рис. 2):

$$A_2 \frac{d^2 p}{dt^2} + A_1 \frac{dp}{dt} + A_0 p = k p_{вх}. \quad (11)$$

Как известно из теории автоматики, дифференциальное уравнение (11) для аperiodического звена второго порядка эквивалентно двум аperiodическим звеньям первого порядка, включенным

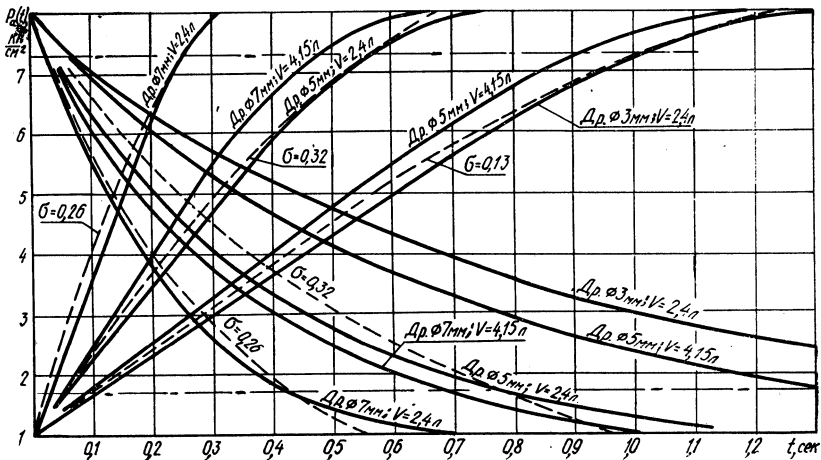


Рис. 1. Динамические характеристики дросселей: сплошная линия — экспериментальные; штриховая — расчетные

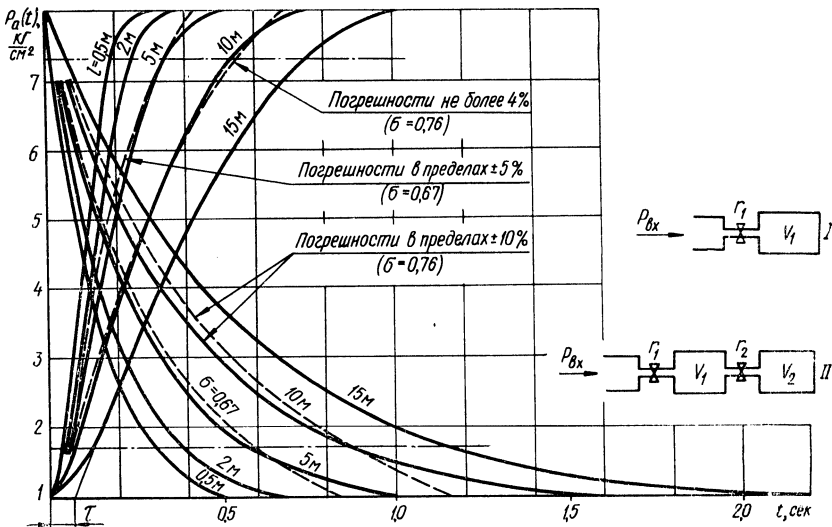


Рис. 2. Кривые наполнения и опораживания постоянного объема 1,25 л через трубопровод  $\varnothing 10 \times 1$  различной длины  $l$ :  
 сплошная линия — экспериментальные; штриховая — расчетные;  
 I — аperiodическое звено первого порядка (для коротких трубок и дросселей);  
 II — аperiodическое звено второго порядка (для длинных трубок)

последовательно, или может приближенно заменяться дифференциальным уравнением первого порядка с запаздывающим аргументом  $\tau$ , т. е. дифференциально-разностным уравнением. Следовательно, сравнительно длинные воздухопроводы с емкостью на конце  $V_2$  можно рассматривать как две последовательно подключенные емкости  $V_1$  и  $V_2$  через сосредоточенные сопротивления  $r_1$  и  $r_2$  или как

Значение времени наполнения и опораживания

V, л	∅8×1								∅10			
	0,25		1,25		2,4		4,15		0,25		1,25	
	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>
0,1	0,07	0,10	0,27	0,43	0,36	0,79	0,86	1,36	0,05	0,09	0,16	0,30
0,25	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
0,50	—	—	0,30	0,51	0,51	0,90	0,92	1,54	0,05	0,09	0,17	0,31
1,0	0,09	0,14	0,36	0,61	0,66	1,07	1,13	1,84	0,06	0,11	0,18	0,37
2,0	0,10	0,16	0,55	0,87	—	—	1,61	2,50	0,07	0,13	0,22	0,39
5,0	0,15	0,27	0,62	1,00	1,54	2,31	1,96	2,94	0,08	0,16	0,31	0,58
10,0	0,26	0,46	0,95	1,52	2,00	3,00	2,93	3,95	0,18	—	0,50	0,87
15,0	—	—	—	—	—	—	—	—	0,26	0,51	0,69	1,13
20,0	0,62	0,97	1,80	2,61	3,10	4,30	4,90	6,80	0,35	0,63	0,96	1,42

одну емкость V<sub>1</sub> с сопротивлением r<sub>1</sub>, но с запаздыванием на время τ (рис. 2). Время τ следует учитывать при построении динамических характеристик; оно составляет 0,05—0,1 сек для трубопроводов длиной 10—20 м.

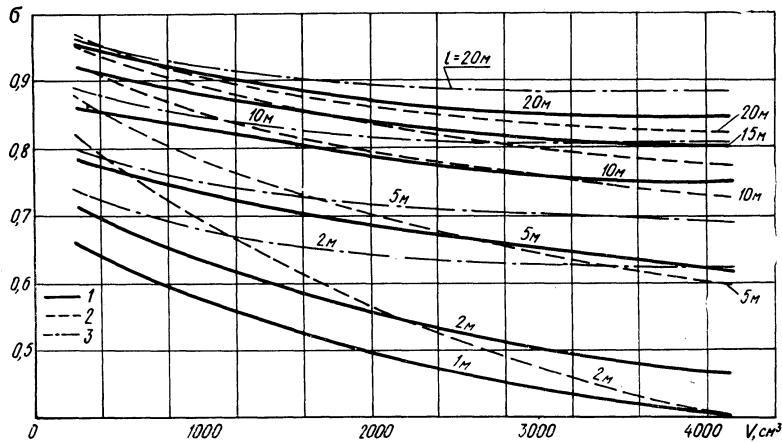


Рис. 3. Диаграмма значений δ:  
1 — ∅ = 10×1; 2 — ∅ = 15×1; 3 — ∅ = 8×1

По полученным экспериментальным данным были рассчитаны на ЭВМ в Вычислительном центре АН БССР значения σ для разных длин и диаметров трубопроводов и разных наполняемых и опораживаемых постоянных объемов. Некоторые результаты этих расчетов показаны на диаграмме (рис. 3). Затем по формулам (9) и (10) и в соответствии с экспериментальными данными были рассчитаны на ЭВМ коэффициенты аппроксимации α и β. Для большинства дросселей и трубок (с учетом τ) коэффициенты α и β можно принимать: α = 1,5—1,7; β = -0,2—0,3. В табл. 1 приведены

постоянных емкостей через трубопровод

× 1	∅15 × 1											
	2,4		4,15		0,25		1,25		2,4		4,15	
	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>	t <sub>н</sub>	t <sub>о</sub>
0,30	0,40	—	—	0,04	0,05	0,09	0,11	0,11	0,19	0,18	0,30	—
—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
—	—	0,49	0,86	0,04	0,05	0,09	0,14	0,11	0,20	0,21	0,36	—
0,37	0,63	0,53	0,98	0,04	0,05	0,09	0,15	0,12	0,21	0,22	0,38	—
0,41	0,67	0,63	1,08	0,04	0,06	0,10	0,16	0,14	0,23	—	—	—
0,55	0,98	0,88	1,58	0,05	0,09	0,12	0,22	0,18	0,34	0,31	0,52	—
0,77	1,27	1,26	2,33	0,08	0,17	0,17	0,33	0,26	0,50	0,39	0,72	—
—	—	1,65	2,77	0,12	0,28	0,26	0,51	0,36	0,61	0,49	0,92	—
1,32	2,21	2,14	3,88	0,23	0,39	0,35	0,60	0,47	0,84	0,61	1,08	—

численные значения времени наполнения t<sub>н</sub> и времени опораживания t<sub>о</sub> постоянных объемов V через трубопроводы различной длины l и разных диаметров d мм. В табл. 2 указаны величины времени наполнения и опораживания постоянных объемов через дроссели различных диаметров.

Из полученных опытных данных нетрудно заметить, что время опораживания постоянного объема в 1,5—2 раза больше времени наполнения того же объема.

Динамические характеристики пневматических звеньев с переменной емкостью получаются из уравнений массового расхода путем дифференцирования левой части по двум переменным p и V. В результате получаем для наполнения

$$\frac{dp_1}{dt} \left( V_0 + 2p_1 \frac{F^2}{C_{пр}} \right) = \frac{a_{кр} f (1 - \sigma)}{1 + \sigma} (\alpha p_0 - p_1) \quad (12)$$

и для опораживания

$$-\frac{dp_0}{dt} \left( V_0 + 2p_0 \frac{F^2}{C_{пр}} \right) = \frac{a_{кр} f (1 - \sigma)}{1 + \sigma} (p_0 - \beta p_1), \quad (13)$$

Таблица 2

Значение времени наполнения и опораживания постоянных емкостей через дроссельные шайбы

∅ мм	Объем, л			
	2,400	4,15	2,4	4,15
	наполнение t <sub>н</sub>		опораживание t <sub>о</sub>	
1,0	7,0	16,5	11,2	25,4
2,0	2,4	4,7	4,5	7,5
3,0	1,0	1,65	1,7	2,9
5,0	0,55	0,92	0,78	1,35
7,0	0,25	0,48	0,44	0,69

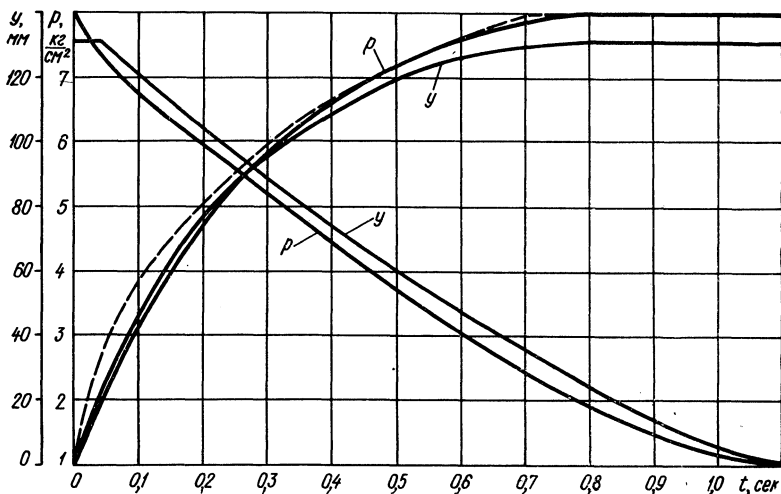


Рис. 4. Динамические характеристики звеньев с переменной емкостью: сплошная линия — экспериментальные данные; штриховая — расчетные данные

где  $V_0$  — начальный объем;  $F$  — площадь подпружиненного поршня;  $C_{пр}$  — жесткость пружин.

На рис. 4 показаны расчетные и экспериментальные кривые изменения давлений при наполнении и опоражнивании переменного объема и величина перемещения поршня  $y$ .

Таким образом, в результате теоретических и экспериментальных исследований разработана методика расчета пневматических звеньев с постоянной и переменной емкостью.

### Л и т е р а т у р а

- [1] Залманзон Л. А. Проточные элементы пневматических приборов контроля и управления. М., 1961. [2] Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М., 1969. [3] Герц Е. В., Крейнин Г. В. Динамика пневматических приводов машин-автоматов. М., 1964. [4] Березовец Г. Т., Дмитриев В. Н. и Наджафов Э. М. О допустимых упрощениях при расчете пневматических регуляторов. — «Приборостроение», 1957, № 4. [5] Кондратьева Т. Ф. Предохранительные клапаны для компрессорных установок. М., 1963. [6] Гинзбург И. П. Прикладная гидрогазодинамика. Л., 1958. [7] Бельский Ю. Б., Дронин М. И., Метлюк Н. Ф. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобиля. М., 1965.

**В. К. Азаренко, В. И. Титков**

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ПЛУНЖЕРНЫХ ПАР ТОПЛИВНОГО НАСОСА ДВИГАТЕЛЯ ЯМЗ-236**

В Директивах XXIV съезда КПСС предусматривается дальнейший рост автомобильного парка страны до размеров, обеспечивающих потребности народного хозяйства в грузовых и пассажирских перевозках. При этом значительно возрастет удельный вес автомобилей с дизельными двигателями. Для снижения себестоимости транспортной работы необходимо наряду с другими мероприятиями добиваться снижения расходов на запасные части. Один из способов такого снижения — расширение номенклатуры восстанавливаемых деталей.

Существует определенная группа сравнительно дорогостоящих деталей, которые выбраковываются, будучи незначительно изношенными. К таким деталям относятся плунжерные пары дизельной топливной аппаратуры, золотники и гильзы различных гидросистем и т. п.

Разработанные новые технологические процессы позволяют полностью восстанавливать служебные свойства деталей при небольших материальных и трудовых затратах. Один из таких процессов — химическое никелирование, позволяющее не только полностью восстанавливать служебные качества прецизионных деталей, но и повышать их антифрикционные и защитные свойства.

Исследования, проводимые в СССР и за рубежом, показали, что этим методом можно наносить весьма равномерные покрытия на детали любой конфигурации из различных материалов.

В отличие от хромирования при химическом никелировании деталей с острыми отсечными кромками на них не образуются наросты и выступы (дендриты), которые при последующей механической обработке часто скалываются, приводя к браку.

Поскольку экономическая эффективность восстановления деталей определяется не только себестоимостью их восстановления, но и сроком службы, то для заключения о целесообразности применения метода химического никелирования необходимо иметь данные о сравнительной износостойкости восстановленных и серийных плунжерных пар.

Как показали исследования, проведенные Г. А. Такшиновым [1], под действием абразивных частиц, находящихся в топливе, плунжерные пары изнашиваются, что приводит к увеличению радиального зазора, вызывающего изменение их служебных характеристик. Так как интенсивность изнашивания плунжерных пар зависит от величины и весового количества абразивных частиц в топливе, то испытания сравнительной износостойкости плунжеров проводились с искусственно загрязненным топливом. Для этого использовался специальный лабораторный стенд, имитирующий условия работы топливного насоса высокого давления.

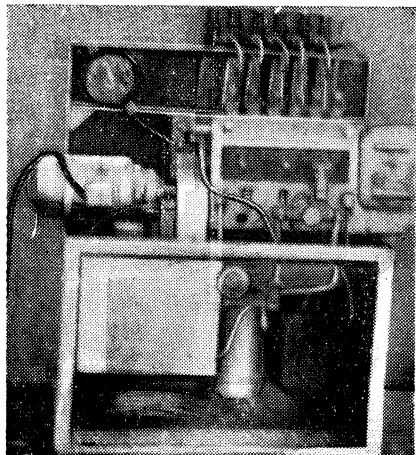


Рис. 1. Лабораторный стенд для сравнительных испытаний плунжерных пар

Стенд (рис. 1) состоит из сварного металлического каркаса, на котором смонтированы топливный бак-смеситель, приводной электродвигатель, сливной бачок с форсунками, испытуемый насос высокого давления и тахометр.

После тщательного перемешивания абразивных частиц в топливном баке топливо подается во всасывающую полость насоса высокого давления с помощью топливоподкачивающей помпы.

Секции насоса нагнетают топливо к форсункам, из которых оно впрыскивается в сливной бачок, соединенный с баком-смесителем.

#### Краткая техническая характеристика стенда

Приводной двигатель:

тип двигателя . . . . .	трехфазный коллекторный;
мощность, кВт . . . . .	2,8;
напряжение, в . . . . .	380;
число оборотов, об/мин . . . . .	150—2500.

Испытуемый топливный насос комплектовался серийными плунжерными парами (3 шт.) и восстановленными методами химического никелирования (3 шт), имеющими одинаковую гидравлическую плотность.

Плунжера восстанавливались методом химического никелирования из щелочного раствора следующего состава (в г/л):

сернистый никель . . . . .	40—45;
сернистый аммоний . . . . .	25—30;
гипофосфит натрия . . . . .	30—35;
лимоннокислый натрий . . . . .	15—20.

Кислотность раствора рН 8,50—8,75 достигалась введением в раствор моноэтаноламина; температура раствора 88—92°С. Тол-



щина осадженного слоя 26—28 мкм. Термическая обработка нанесенного покрытия производилась при температуре 380—400°C с выдержкой 45—55 мин. Для испытания использовалось дизельное топливо по ГОСТ 4749—49, загрязненное микропорошком в количестве до 50 г на тонну.

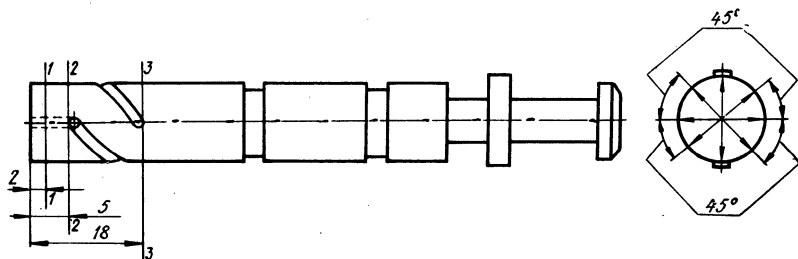


Рис. 2. Схема расположения контрольных отпечатков на плунжере

Износ поверхности плунжеров осуществлялся методом искусственных баз [2] с помощью отпечатков, наносимых алмазной пирамидкой прибора ПТМ-3 на головку плунжера через 45° по окружности в трех поясах (рис. 2). Величина износа определялась по данным замеров длин диагоналей отпечатков до и после изнашивания (рис. 3) по формуле

$$\Delta h = \alpha \frac{d_1 - d_2}{k},$$

где  $\Delta h$  — величина износа, мкм;  $d_1$  и  $d_2$  — величины длин диагоналей отпечатков соответственно до и после изнашивания, в делениях шкалы прибора ПТМ-3;  $k$  — коэффициент, учитывающий упругое восстановление металла на поверхности плунжера. По данным Г. А. Такшинова,  $k = 8$  [3].

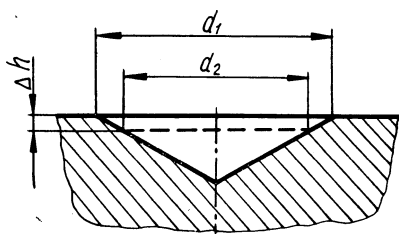


Рис. 3. Разрез отпечатка на поверхности металла

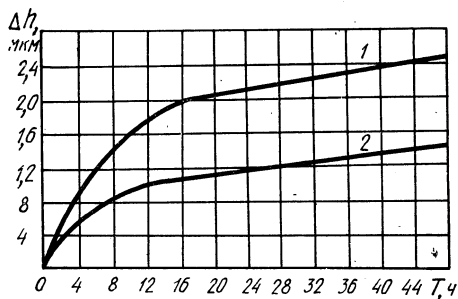


Рис. 4. Изменение средней величины износа плунжеров в зависимости от времени испытаний ( $l = 18$  мм):

1 — серийный плунжер; 2 — плунжер, восстановленный методом химического никелирования

Анализ результатов испытаний показал, что величина износа поверхности серийных плунжеров выше, чем восстановленных методом химического никелирования (рис. 4).

Параллельно с измерением величины износа поверхности плунжеров определялось падение цикловой подачи насосных секций и время опрессовки плунжерных пар.

Гидравлическая плотность плунжерных пар определялась при давлении в надплунжерном пространстве  $200 \pm 5 \text{ кг/см}^2$ . Рабочая смесь — дизельное топливо (ГОСТ 1013—49) и веретенное масло (ГОСТ 1707—57), имеющая вязкость 9,9—10,9 сст при минимальной температуре 18°C.

Исследования показали, что время опрессовки серийных плунжерных пар по сравнению с восстановленными методом химического никелирования в результате проведенных нами износных испытаний снизилось в среднем на 56—58%, а падение цикловой подачи возросло на 29—32%.

### Выводы

1. Износ поверхности плунжеров, восстановленных методом химического никелирования, происходит менее интенсивно, чем серийных.

2. Падение цикловой подачи насосных секций и гидравлической плотности серийных плунжерных пар происходит более интенсивно, чем у восстановленных методом химического никелирования.

3. Учитывая то, что себестоимость плунжерных пар, восстановленных методом химического никелирования, ниже, чем серийных [3], применять данный метод восстановления экономически целесообразно.

### Литература

[1] Такшинов Г. А. Исследование изнашивания плунжерных пар дизельного топливного насоса. М., 1959. [2] Беркович Е. С., Хрущов М. М. Определение износа деталей машин методом искусственных баз. М., 1959. [3] Вишенков С. А., Каспарова Е. В. Повышение надежности и долговечности деталей машин химическим никелированием. М., 1963.

**В. М. Щебров, В. М. Аверченков,  
А. А. Манчулянцев, В. А. Гаврик**

## **ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИЧИН ИЗНОСА КАРДАННЫХ ШАРНИРОВ**

Надежность карданных передач автомобилей значительно ниже надежности других агрегатов. Средневзвешенные пробеги карданных передач, по данным различных авторов, составляют от 20 до 90 тыс. км.

Основное количество отказов (около 80%) приходится на карданные шарниры, которые выходят из строя из-за износа шипов и карданных подшипников. Износ шипов крестовин проявляется в виде образования продольных канавок или в виде усталостного выкрашивания. Последний износ в явном виде встречается гораздо реже, чем первый.

Шипы крестовин работают в подшипниках качения, и поэтому для таких деталей естественным износом является усталостное выкрашивание. Преобладание же износа в виде продольных канавок свидетельствует о наличии специфических условий работы контактирующих деталей.

Различными авторами предлагались гипотезы для объяснения этого явления. Наиболее серьезно этот вопрос рассмотрен в работе А. С. Силкина, который предлагает следующее объяснение.

В первый период работы на поверхности шипов в результате развития высокой температуры имеет место отпуск и в связи с этим понижение микротвердости. Зона отпуска распространяется в отдельных случаях на глубину до 0,05 мм, в большинстве же случаев глубина ее не превышает 0,01 мм.

Наличие теплового износа (по классификации Б. И. Костецко) в начальных стадиях работы сопряжения и появление структур отпуска мартенсита говорят о том, что в поверхностных слоях шипов крестовин развивается температура в пределах 200—400°. Поверхность, на которой начала образовываться канавка, во многих местах имеет микротвердость 1500—2000 н/мм<sup>2</sup> — меньше микротвердости соседних участков. В свою очередь образование канавки сопровождается исчезновением отпущенного слоя, что свидетельствует об износе.

При глубине канавок до 0,004 мм в поверхностных слоях не наблюдается изменений структуры и микротвердости. Однако при больших глубинах в поверхностных слоях дна канавок обнаружено упрочнение металла. Глубина распространения упрочненного слоя может достигать 0,2 мм. Отсутствие фазовых и структурных изменений в поверхностных слоях позволяет заключить, что в малых объемах поверхностных слоев произошли интенсивные микропластические деформации сжатия, которые и вызвали большое упрочнение металла.

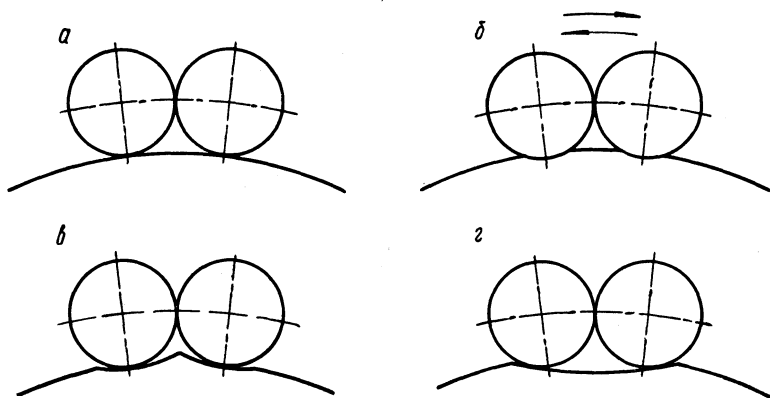


Рис. 1. Процесс образования канавок на шипах крестовин  
(по А. С. Силкину)

Процесс образования канавок протекает в виде ряда последовательных стадий. Сначала шип имеет гладкую поверхность (рис. 1, а). Но в результате отпуска поверхность шипа теряет твердость и ролик вдавливается в шип. При этом образуются две канавки (рис. 1, б) глубиной в тысячные доли миллиметра. Постепенно ролик раскатывает эти канавки (рис. 1, в), и в конце концов получают глубокие продольные канавки (рис. 1, г).

Гипотеза А. С. Силкина не может дать объяснения некоторым явлениям, наблюдаемым при износе карданных шарниров в условиях эксплуатации, и не дает ответа на вопрос, касающийся причин возникновения канавок. Так, остается неясным:

- 1) какие причины вызывают повышение температуры до 200—400°С в поверхностных слоях шипов крестовины;
- 2) почему нагреву и отпуску подвергаются поверхности шипа крестовины, а не поверхности игольчатых роликов;
- 3) почему именно в крайних точках угла качания роликов происходит отпуск поверхности и образование начальных канавок;
- 4) почему канавки образуются при малых нагрузках и контактных напряжениях, значительно меньших предела смятия  $[\sigma_{см}] = 450 \text{ кг/мм}^2$ ;
- 5) почему в опытах А. С. Силкина не наблюдалось образова-

ния канавок на поверхности образцов, а происходило лишь усталостное выкрашивание;

б) почему интенсивность образования канавок возрастает при действии крутильных колебаний и нарушении балансировки карданной передачи.

В работах различных авторов (А. С. Силкина, Б. Р. Гальчуна, В. А. Фоменко) принималось, что жесткость деталей карданного шарнира очень велика и упругими деформациями деталей можно пренебречь вследствие их незначительности.

Наши исследования показали, что упругие деформации деталей достигают значительных величин и это приводит к взаимным относительным перемещениям деталей шарнира. Такие перемещения возможны практически на всех режимах работы карданной передачи: при передаче переменного момента, на больших оборотах без нагрузки, при действии крутильных колебаний и автоколебаний в трансмиссии, вследствие чего в шарнире имеют место два рода трения: трение качения и трение скольжения. Ролики перекатываются по поверхности шипа и одновременно возвратнопоступательно скользят вдоль его образующей. Это явление вынуждает рассматривать отдельно износные процессы, протекающие в карданных шарнирах при трении качения, и процессы, протекающие при трении скольжения.

Экспериментальное исследование процесса образования продольных канавок на шипах крестовин проведено путем нагружения карданной передачи на универсальной испытательной машине ГРМ-1 при жестком закреплении одного фланца передачи и воздействии крутящего момента на другой фланец, установленный на валу ведущей шестерни главной передачи МАЗ-500. Нагрузка действует на зуб ведущей шестерни, причем линия действия силы смещена относительно оси шестерни для создания крутящего момента.

Выбор нагрузочного режима производился на основании исследования длительно действующих нагрузок в трансмиссии автомобиля при его эксплуатации. Такие исследования были выполнены Проблемной автомобильной лабораторией БПИ путем осциллографирования величин крутящего момента на карданном валу, записи нагрузок в трансмиссии режимомером и статистической обработки полученных данных. Установлено, что на карданных валах автомобилей семейства МАЗ среднеквадратическое отклонение  $\sigma_m$  крутящего момента составляет от 26,4 до 85 кгМ в зависимости от условий эксплуатации. Амплитуда крутящего момента может достигать  $3\sigma_m$ , т. е. 80—255 кгМ. Среднее значение момента, по тем же исследованиям, составляет от 21,2 до 120 кгМ.

Нагрузочный режим стендовых испытаний должен лежать в указанных пределах, чтобы результаты испытаний могли быть применены для оценки работоспособности в условиях эксплуатации. Жесткое закрепление одного фланца карданной передачи полностью исключает трение качения в шарнире и позволяет отдельно изучить износный процесс, вызываемый трением скольжения.

Испытанию подвергались карданные шарниры размерности автомобилей КраЗ. Перед сборкой передачи была определена твердость шипов и отбракованы крестовины, у которых твердость рабочих поверхностей шипов была ниже  $HRC60$ . Шероховатость шипов крестовин, измеренная с помощью двойного микроскопа МИС-11, колебалась в пределах  $\nabla 7 в — \nabla 8 а$ , т. е. оказалась ниже требований чертежа ( $\nabla 8 в$ ). Был произведен подбор подшипников к шипам крестовин так, чтобы радиальный зазор противоположных шипов одного кардана отличался не более чем на  $10 \text{ мкм}$ .

Работа на статическом и динамическом режимах проводилась в соответствии с инструкцией к испытательной машине ГРМ-1.

В начале испытания карданная передача несколько раз плавно нагружалась и разгружалась в статическом режиме крутящим моментом, равным  $1,5 M_{\text{max}}$  на первой передаче, с целью проверки возможности пластической деформации шипов в зоне контакта с игольчатыми роликами. Ни на одном из шипов следов пластической деформации обнаружено не было.

При испытаниях в динамическом режиме частота пульсации составляла от 400 до 600 циклов в минуту, величина среднего момента — от 60 до 100  $\text{кГм}$ , амплитуда момента — от 21 до 105  $\text{кГм}$ . Число циклов нагружения до разборки и осмотра шарниров —  $5 \cdot 10^6$  и  $10^6$ .

Фиксирование величины износа может быть осуществлено с помощью профилографа, измерительного микроскопа или бинокулярной лупы. В наших опытах фиксировалась главным образом качественная сторона износного процесса. Была применена бинокулярная лупа М-24 с увеличением от 12,5 до 47 крат. Это позволило отчетливо наблюдать характер повреждения контактирующих поверхностей и установить преобладающий вид износа.

Контактные напряжения в наиболее тяжелых условиях испытаний не превышали  $247 \text{ кГ/мм}^2$ , т. е. значительно ниже предела смятия. Это свидетельствует, что продольные канавки на шипах крестовин, полученные в процессе испытаний, образовались вследствие износа, а не смятия. Расчет напряжений был произведен по методу, предложенному в работе [1], что позволило учесть концентрацию напряжений вследствие неравномерности распределения нагрузки по длине шипа, влияние радиальных зазоров, податливости вилок и крестовин кардана.

Установлено, что ведущим видом износа, приводящим к образованию продольных канавок на шипах крестовин, является фреттинг-коррозия. На всех участках контакта хорошо заметны продукты фреттинг-коррозии — порошкообразные скопления окислов различных оттенков (от светло-коричневого до темно-бурого).

На шипах крестовин следы контакта игольчатых роликов заметны в основном у внешних кромок, примыкающих к фаскам. На рис. 2 представлена фотография ( $\times 15$ ) такого участка шипа со следами контакта двух смежных роликов. Форма и размеры пятен контакта свидетельствуют о неравномерности распределения на-

грузки по длине шарнира. Зона пятна контакта покрыта тонким порошком окислов.

Особенно интенсивно фреттинг-коррозия протекает на тех поверхностях, где контактирующие поверхности размыкаются в течение каждого цикла нагружения. Это происходит на участках контакта роликов при воздействии на кардан знакопеременных нагру-



Рис. 2. Следы износа на шипах крестовины



Рис. 3. Зона контакта торца крестовины после испытания

зок. На участке контакта торцов шипов со стаканами подшипников это явление имеет место также при пульсирующей нагрузке одного знака. Контактывание этих деталей происходит как вследствие перекоса шипов относительно карданных подшипников, так и вследствие сближения ушек вилки из-за упругой деформации их

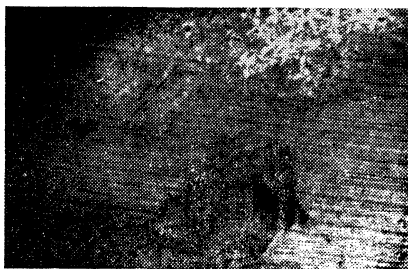


Рис. 4. Скопление продуктов фреттинг-коррозии на участках контакта

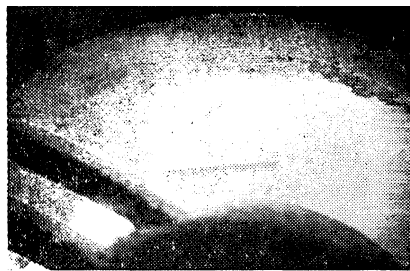


Рис. 5. Торец шипа крестовины

под действием нагрузки. Между торцами шипов и стаканами подшипников имеется гарантированный зазор, поэтому при уменьшении нагрузки контакт размыкается, а попадание воздуха в эту зону способствует ускорению окислительных процессов.

Указанные причины приводят к тому, что фреттинг-коррозия особенно интенсивно протекает на участках контакта торцов шипов с доньшками подшипников. Аморфная масса окислов сплошь покрывает зону контакта (рис. 3). Следы обработки видны лишь

на светлом участке, не пораженном коррозией. На рис. 4 видны скопления продуктов фреттинг-коррозии в виде темных бесформенных пятен на фоне обработанной поверхности торца. На рис. 5 изображен торец шипа, на котором хорошо заметны пятна окислов, сосредоточенные на узком участке у наружной кромки. На светлом фоне видны следы обработки (шлифования). Форма пятен свидетельствует о неравномерности контактного давления и перекосе шипа относительно карданного подшипника. Подобные же пятна коррозии наблюдаются и в точках контакта сопряженных деталей.

Износ в виде продольных канавок на шипах крестовин можно обнаружить после воздействия на карданную передачу  $10^6$  циклов нагружений при работе со смазкой (солидол УС) и после  $2 \cdot 10^5$ — $5 \cdot 10^5$  циклов при работе без смазки.

### Выводы

1. Причиной образования продольных канавок на шипах крестовин являются взаимные микроперемещения деталей шарнира, возникающие вследствие упругих деформаций карданных вилок под действием переменных нагрузок.

2. Ведущим видом износа, особенно при недостатке смазки, является фреттинг-коррозия.

3. Продукты фреттинг-коррозии пропитываются смазкой, что приводит к ее загустеванию и потере подвижности. Под действием центробежных сил частицы окислов, имеющие большой удельный вес, осаждаются на доньшке подшипника, образуя там плотную коксообразную массу. При плохом уходе за карданами возможно закупоривание масляных каналов в крестовине и аварийное разрушение шарниров.

4. Основными путями уменьшения износа карданных шарниров являются: герметизация полости шарниров, введение антиокислителей в смазку, повышение жесткости карданных вилок, уменьшение амплитуд крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля, повышение точности балансировки карданных передач.

5. Наиболее неблагоприятным режимом работы карданных передач является воздействие знакопеременных нагрузок.

### Литература

[1] *Щебров В. М.* Исследование работоспособности карданных шарниров грузовых автомобилей. Канд. дис. Минск, 1970.



В. С. Апанасенко

## НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ИССЛЕДОВАНИЯ ЖЕСТКОСТИ АВТОМОБИЛЬНЫХ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ

Современные зубчатые передачи работают в условиях неравномерного распределения нагрузки по длине контактной линии зацепления зубьев. Неравномерность нагрузки служит причиной поломки и выкрашивания поверхности зубьев, являясь также источником повышенного шума при работе передач.

Решить задачу о распределении нагрузки по ширине колес в зубчатом зацеплении очень сложно, так как необходимо учитывать большое число факторов, носящих случайный характер.

Один из таких факторов — жесткость передачи. Большинство методик при расчете зубчатой передачи учитывает прогиб валов и осадку опор под нагрузкой, но не принимает во внимание деформацию картера передачи, которая оказывает существенное влияние на перекос валов и смещение опор, а следовательно, и на неравномерность нагрузки по длине контактной линии зацепления зубьев.

Жесткость картеров коробок передач автомобилей в большой степени зависит от конструкции картера, а также от прочности крепления крышки коробки передач.

В настоящей работе преследовалась цель: а) исследовать влияние на жесткость коробки передач степени затяжки болтов крепления крышки коробки; б) установить величину момента затяжки этих болтов в условиях авторемонтного производства и в) предложить рекомендации по оптимальной величине данного момента.

Первая часть исследований проводилась на специально изготовленном стенде (рис. 1).

Испытаниям были подвергнуты коробки передач Ярославского моторного завода моделей 200, 236 и 236С.

Первичный вал испытуемой коробки передач на этом стенде с помощью рычажного устройства  $\delta$  нагружался различными по величине моментами от 0 до 120 кгм. В плоскости задней стенки коробки передач на каркасе стенда 4 устанавливались два индикатора,

позволяющих производить замеры с точностью  $0,002$  мм, причем первый индикатор помещался в горизонтальной плоскости, проходящей через ось вторичного вала, а второй — в той же плоскости, проходящей через ось промежуточного вала. С помощью этих индикаторов фиксировались смещения точек картера в местах их расположения при различных нагрузках, включенных передачах и моментах затяжки болтов крепления крышки коробки передач.

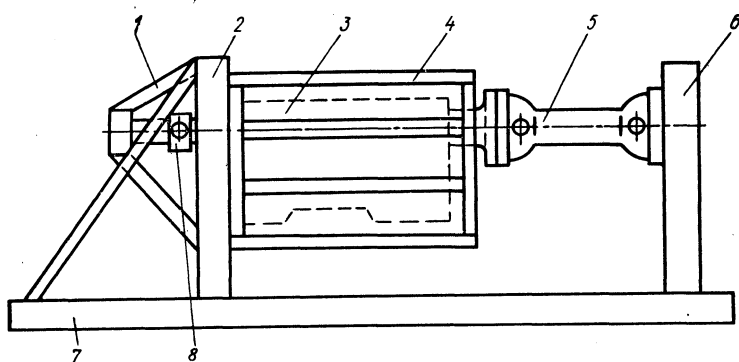


Рис. 1. Схема стана для испытания коробок передач на жесткость: 1 — опора первичного вала; 2 — передняя стойка; 3 — испытываемая коробка; 4 — каркас; 5 — карданная передача; 6 — задняя стойка; 7 — основание; 8 — нагрузочное устройство

Подобные измерения проводились как при нагрузочном, так и при разгрузочном режимах и повторялись многократно с целью выявления степени стабильности показаний индикаторов.

Проведенные опыты показали, что картер коробки передач без закрепленной на нем крышки имеет значительную податливость. Достаточно хорошо закрепленная крышка увеличивает степень жесткости картера. Перемещения точек задней стенки коробки растут примерно прямо пропорционально нагрузке на первичном валу.

В результате деформации картера задняя стенка его закручивается относительно передней по часовой стрелке (если смотреть на коробку передач со стороны двигателя) при включенных шестернях заднего хода и против часовой стрелки — при включенных передачах для движения вперед.

В случае недостаточно прочно закрепленной крышки центр вращения задней стенки картера располагается вне пределов этой стенки, благодаря чему наряду с относительным закручиванием наблюдается и смещение задней стенки картера в сторону.

Величина такого смещения для коробок передач модели 236 составляет  $0,8$ — $1,2$  мм при снятой или недостаточно прочно закрепленной крышке (момент затяжки болтов крепления крышки  $0,5$  кгм).

При величине момента затяжки болтов крепления крышки коробки более  $1$  кгм центр вращения задней стенки картера распо-

лагается примерно посередине между вторичным и промежуточным валами коробки передач.

В качестве примера на рис. 2 и 3 показаны изменения величины угла закручивания задней стенки коробки передач модели 236 в зависимости от нагрузки на первичном валу, номера включенной передачи и степени затяжки болтов крепления крышки.

Для коробок передач Ярославского моторного завода других модификаций получены аналогичные результаты. Анализ этих ре-

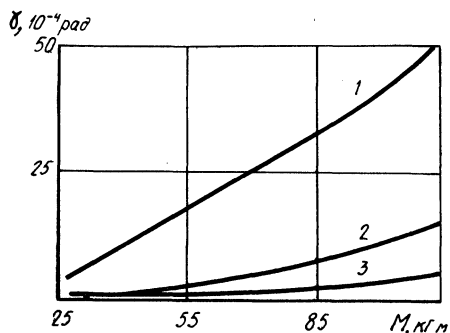


Рис. 2. Зависимость угла закручивания задней стенки картера от момента на первичном валу  $M$ :

1 — картер без крышки; 2 — момент затяжки болтов крышки картера — 0,5 кгм; 3 — момент затяжки болтов крышки картера — 2 кгм

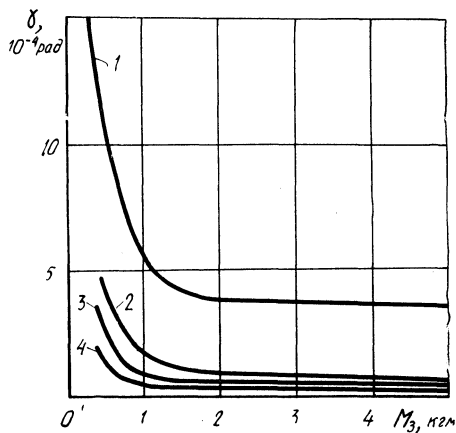


Рис. 3. Зависимость угла закручивания  $\gamma$  задней стенки картера от момента затяжки  $M_3$  болтов крышки картера (при моменте на первичном валу 114 кгм):

1 — первая передача; 2 — задний ход; 3 — вторая передача; 4 — третья передача

зультатов показывает, что картеры коробок передач без закрепленных крышек имеют в 9—10 раз меньшую жесткость, чем картеры с прочно закрепленными крышками.

На жесткость конструкции коробок передач существенное влияние оказывает величина момента затяжки болтов крепления крышек.

Вторая часть исследований проводилась на Минском авторемонтном заводе № 1 и имела своей целью определить величину и неравномерность затяжки болтов крепления крышек коробок передач в условиях авторемонтного производства. Здесь при сборке коробок передач после капитального ремонта болты заворачиваются вручную без регламентации момента затяжки.

Испытаниям подвергалась 41 коробка передач модели 236, собранная после капитального ремонта. Степень затяжки каждого из болтов крепления крышки испытуемой коробки передач определялась путем фиксации момента, прикладываемого в начале отворачивания болта, динамометрическим устройством. Чтобы избе-

жать ошибки из-за влияния на величину момента отворачивания пружинящей шайбы, вначале опыт был многократно повторен: один и тот же болт с подобной шайбой то заворачивали, то отворачивали. При этом фиксировались значения моментов, и они сравнивались по величине.

Исследования показали, что при заворачивании болтов крепления крышки коробки передач без динамометрических устройств величина момента их затяжки имеет определенную вариацию, подчиняющуюся нормальному закону распределения с параметрами распределения: среднее арифметическое значение момента затяжки— $2,7 \text{ кгМ}$ , среднеквадратичное отклонение —  $0,75$ , коэффициент вариации —  $0,29$  (рис. 4).

Из проведенных исследований вытекает, во-первых, что на суммарную жесткость коробки передач сильно влияет прочность крепления крышек и, во-вторых, что при заворачивании без динамометрических устройств болтов крепления крышек имеет место большое поле рассеивания момента затяжки этих болтов.

При моментах затяжки болтов крепления крышек до  $2 \text{ кгМ}$  деформации картеров значительны. В случае, когда момент затяжки этих болтов превышает  $2 \text{ кгМ}$ , деформации картеров нарастают незначительно.

Очевидно, момент величиной в  $2,0—2,5 \text{ кгМ}$  может быть рекомендован как оптимальный.

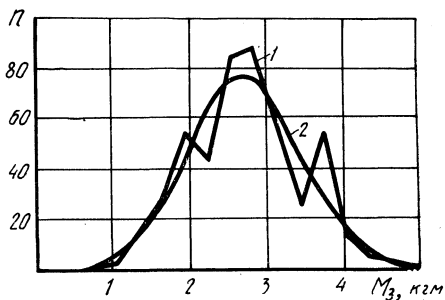


Рис. 4. Полигон 1 и теоретическая кривая 2 распределения величины момента затяжки болтов крышки коробки передач модели 236

## Выводы

1. При затяжке болтов крышки коробки передач, производимой без динамометрических устройств, величина момента затяжки подчиняется нормальному закону распределения с коэффициентом вариации  $0,29$ .

2. Жесткость коробки передач в большой степени зависит от степени затяжки болтов крепления крышки. При моменте затяжки этих болтов в  $2 \text{ кгМ}$  и более деформации картера стабилизируются и остаются почти неизменными.

3. При сборке коробок передач рекомендуется болты крепления крышек коробок затягивать с помощью динамометрических устройств. Величина момента затяжки при этом должна находиться в пределах  $2,0—2,5 \text{ кгМ}$ .

**В. С. Апанасенко, В. Ф. Ванчукевич**

## **НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ ВНЕДРЕНИЯ ДИАГНОСТИКИ АВТОМОБИЛЕЙ В ПРАКТИКУ ГАРАЖНЫХ ПРОЦЕССОВ АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЙ**

Известно, что затраты на техническое обслуживание и текущие ремонты значительно превышают затраты на изготовление автомобилей. В себестоимости перевозок они составляют 15—20% и в целом по стране достигают 1,5 млрд. руб. в год.

Несмотря на то, что на техническом обслуживании и текущих ремонтах автомобильного парка занято свыше 800 тыс. рабочих, около четверти автомобилей в стране простаивают из-за технических неисправностей.

В связи с намечающимся в ближайшие годы бурным ростом парка автомобилей ставится задача значительного повышения его технической готовности на базе совершенствования структурных и организационных форм, механизации и автоматизации гаражных процессов.

Накопленный опыт технической эксплуатации автомобилей выдвинул принципиально новый метод, заключающийся в определении индивидуальной потребности в технических воздействиях по каждому автомобилю с учетом его фактического состояния. Этот метод, получивший название диагностики технического состояния автомобилей, предполагает значительное снижение затрат на техническое обслуживание и текущие ремонты последних. Однако он требует предварительного проведения больших исследовательских и конструкторских работ: во-первых — по определению сроков возможной безотказной работы узлов и агрегатов; во-вторых — по разработке соответствующих приборов для регистрации технического состояния данных узлов и агрегатов.

В настоящее время диагностика находится на такой стадии развития, когда можно определять только техническое состояние некоторых отдельных конструктивных звеньев автомобилей, но нет еще возможности прогнозировать ресурсы их дальнейшей безотказной работы ввиду отсутствия научно обоснованных законов нарастания износов в процессе эксплуатации.

Очевидно, внедрение диагностики в гаражные процессы при-

ведет к резкому изменению их структуры как в технологическом, так и в организационном отношениях.

Проведенные авторами исследования при разработке и внедрении первой в БССР станции диагностики грузовых автомобилей (в автоколонне 2414 г. Минска) позволили получить ответы на некоторые вопросы и наметить рекомендации, связанные с внедрением диагностирования в практику технической эксплуатации подвижного состава автотранспортных предприятий. Нами установлено, что наиболее приемлемым стационарным оборудованием для диагностирования грузовых автомобилей в настоящее время является стенд с вращающимися барабанами под каждым из четырех колес автомобиля. Барабаны под задние колеса такого стенда связаны механически с электротормозным устройством. Помимо стационарного, станция диагностики должна быть укомплектована и разнообразным переносным оборудованием.

На такой станции возможно определять техническое состояние двигателя в целом и его систем в отдельности, сцепления, коробки перемены передач, карданных передач, главной передачи, дифференциала, заднего моста, переднего моста и рулевого управления, тормозных систем и подвески.

В данной работе затрагиваются только некоторые вопросы технического и организационного характера, возникшие при внедрении станции диагностирования автомобилей в практику технической службы автохозяйства.

При выборе наиболее эффективной методики диагностирования технического состояния тормозов на барабанном стенде нами были опробованы следующие методы определения величины тормозного пути автомобиля: а) по времени торможения; б) по числу оборотов барабана стенда за время торможения.

Первый метод для существующего стенда оказался малопродуктивным из-за того, что время торможения на стенде равно одной-двум секундам и фиксация его вызывает определенные затруднения. Кроме того, вероятная ошибка в данном случае превышает допустимые значения.

Второй метод оказался более приемлемым. При отработке этого метода автомобиль тормозился на барабанном стенде (тормозные силы в данном случае преодолевали инерционные силы вращающихся масс колес автомобиля и барабанов стенда), начиная со скоростей 35, 30, 25, 20 и 15 км/ч до полной блокировки колес. Здесь определялось число оборотов барабанов стенда за время торможения, а тормозной путь рассчитывался с учетом этого числа и длины окружности барабана.

Переход от величины тормозного пути, полученной на стенде, к значению последнего на дороге осуществлялся с учетом отношения масс (коэффициент  $K$ ), испытывающих замедление при торможении автомобиля на дороге и на стенде.

$$K = \frac{m_d}{m_c};$$

$$m_d = m_a + \frac{\Sigma I_k}{r_k^2};$$

$$m_c = \frac{\Sigma I_k}{r_k^2} + \frac{\Sigma I_6}{r_6^2},$$

где  $m_d, m_c$  — соответственно массы автомобиля, испытывающие замедление при торможении его на дороге и на стенде,  $кг \cdot сек^2/м$ ;  $m_a$  — массы автомобиля, движущиеся поступательно при торможении его на дороге,  $кг \cdot сек^2/м$ ;  $I_k, I_6$  — соответственно моменты инерции колеса автомобиля и барабана стенда,  $кгМ \cdot сек^2$ ;  $r_k, r_6$  — соответственно радиусы колеса автомобиля и барабана стенда,  $м$ .

После стендовых проводились дорожные испытания эффективности тормозов того же автомобиля. В данном случае автомобиль тормозился на относительно горизонтальной площадке, покрытой асфальтобетоном. Испытания проходили в сухую погоду с начальной скоростью движения перед торможением, как и при стендовых испытаниях, 35, 30, 25, 20 и 15  $км/ч$ . Величина тормозного пути автомобиля при этом определялась по следу торможения и замерялась рулеткой.

Таблица 1

Значения тормозного пути, рассчитанные теоретически и полученные опытным путем

Скорость в начале торможения, $км/ч$	Теоретически рассчитанный тормозной путь, $м$		Экспериментальный тормозной путь ( $м$ ), найденный		
	при $\varphi=1,0$	при $\varphi=0,7$	по числу оборотов барабанов стенда	по числу оборотов барабанов с учетом коэффициента $K$	путем торможения автомобиля на дороге
35	4,9	6,85	1,87	6,05	5,0
30	3,64	5,05	1,5	4,9	3,6
25	2,45	3,5	1,34	4,38	1,9
20	1,57	2,24	0,75	2,45	1,4
15	0,87	1,25	0,58	1,89	0,8

В табл. 1 приводится величина тормозного пути, рассчитанного теоретически и определенного экспериментально на барабанном стенде и в дорожных условиях.

Из приведенной таблицы видно, что экспериментальные значения величины тормозного пути, полученные при стендовых испытаниях и пересчитанные с учетом коэффициента  $K$ , а также полученные путем непосредственных торможений автомобиля на дороге, близко подходят к теоретически рассчитанным величинам тормозного пути в интервале значений  $\varphi=0,7-1,0$  (данный интервал значений  $\varphi$  имеет место при торможении автомобиля по сухому асфальтобетону).

По данным таблицы построен график (рис. 1).

При выборе оптимальной методики на барабанном стенде бы-

ли опробованы следующие методы определения мощности двигателя: а) по времени разгона инерционных масс автомобиля и стенда в интервале заданных скоростей; б) по пути разгона колес автомобиля на барабанах стенда в интервале намеченных скоростей; в) путем нагружения тормозным устройством.

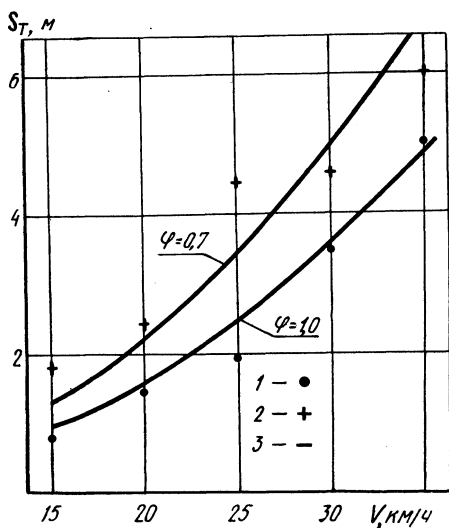


Рис. 1. Значения величины тормозного пути:

1 — при торможении на дороге; 2 — при торможении на стенде; 3 — теоретически рассчитанные

Второй метод дает более точные результаты по сравнению с первым, но возможные ошибки здесь также выходят за пределы допустимых.

Определение мощности двигателя путем нагружения его тормозным устройством стенда (3-й метод) обладает наибольшей степенью точности, так как ошибка в измерении мощности двигателя из-за потерь на трение в приводе стенда и в трансмиссии автомобиля исключается здесь самой методикой испытаний (в данном случае мощность двигателя определяется как разность полученных результатов при прокручивании электротормоза двигателем автомобиля и при прокручивании электродвигателем тормозного устройства трансмиссии автомобиля).

Аналогичные методы были опробованы и для выбора методики определения потерь на трение в трансмиссии автомобиля.

Опробования показали, что последний метод (к тому же он производится совместно с определением мощности двигателя) наиболее точен.

При внедрении диагностики в практику гаражных процессов

При первом и втором методах в кинематическую цепь входят пары (колесо автомобиля — барабаны стенда), возможные потери мощности в которых зависят от многих факторов (давление воздуха в шинах, величина износа протектора, степень загрязнения шин автомобиля и барабанов стенда и т. д.), вследствие чего конечные результаты оказались с довольно большим полем рассеивания и поэтому не точны.

Помимо прочего, первый метод малопригоден еще из-за технических затруднений в фиксации небольших промежутков времени и могущих быть из-за этого значительных ошибок (для интервала мощностей двигателя 90—150 л. с. даже в самом большом интервале скоростей 20—60 км/ч время разгона составляло всего лишь 3,35—5,60 сек).



были выявлены некоторые вопросы организационного характера, заключающиеся в следующем. Планирование обследования автомобилей на станции диагностики должно осуществляться техником по учету на основании установленной на автотранспортном предприятии периодичности второго технического обслуживания с учетом конкретных условий эксплуатации.

Если при возвращении автомобилей с линии в гараж невозможно определить состояние последних на контрольно-техническом пункте, то в этом случае работники отдела технического контроля могут направлять автомобили на станцию диагностирования.

Очередность постановки автомобилей на диагностику должна производиться на основании распоряжения диспетчера производства.

На станции диагностирования необходимо заполнить листок учета на диагностические работы по каждому автомобилю.

В настоящее время на станции диагностики наиболее целесообразно проводить контрольно-регулирующие работы, входящие в объем технического обслуживания № 2, а в случае необходимости определять техническое состояние автомобилей, направляемых в текущий или капитальный ремонт. Остальной объем работ следует производить на постах технических воздействий.

Такая организация позволяет выполнять профилактические операции на поточных линиях или специализированных постах (так как потребность и объем работ по текущим ремонтам обнаруживается на станции диагностики) и равномерно загружать ремонтников на постах поточных линий.

Ориентировочные расчеты показывают, что внедрение на данном этапе станций диагностирования, работающих в режимах контроля, снижает трудозатраты на техническое обслуживание № 2 на 10% и текущий ремонт — на 11%. При этом создается возможность развития автоматизации систем сбора и анализа необходимой информации для планирования потребных трудовых ресурсов, запасных частей, оборотных агрегатов и эксплуатационных материалов, а также улучшения структуры управления производством технического обслуживания и ремонта автомобилей.

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ РЕГУЛИРОВКИ НА РАБОТОСПОСОБНОСТЬ ПОДШИПНИКОВ СТУПИЦ КОЛЕС АВТОМОБИЛЯ

Изучение работоспособности подшипников только по признаку усталостного выкрашивания далеко не охватывает всех явлений, которые определяют работоспособность подшипников в условиях их практического применения. Бывают случаи, когда подшипник становится непригодным к дальнейшей работе по причинам, совершенно не связанным с его способностью сопротивляться выкрашиванию рабочих поверхностей, и наоборот. Поэтому к вопросу определения работоспособности подшипников следует подходить шире, чем это предусмотрено стандартными методами расчета подшипника.

Современный уровень развития машиностроения, в том числе и автомобильной промышленности, требует более точных методов расчета, а также правильного выбора типов и габаритов подшипников качения, от которых зависят не только долговечность и надежность подшипникового узла, но в значительной мере — надежность всего агрегата. Расчет и выбор подшипников качения должен основываться не только на выборе нагрузочного режима машины, но и учитывать некоторые особенности работы подшипников в агрегате.

Однако многие вопросы, касающиеся особенностей работы подшипников качения в агрегатах ходовой части автомобилей, недостаточно еще изучены и освещены в литературе. Это прежде всего относится к исследованию условий работы радиально-упорных подшипников качения ступиц колес автомобилей.

От правильного выбора оптимальной величины зазора (натяга), т. е. от правильной регулировки подшипника, зависят следующие параметры, характеризующие его работоспособность: величина упругой деформации элементов подшипника в точках контакта тел качения с беговыми дорожками, определяющая их нагруженность, а следовательно, и долговечность; рабочая температура подшипника; величина износа деталей подшипника; шумность; сопротивление вращению подшипника и др. Так, от регулировки подшипника в значительной мере зависит температура подшипникового узла.

По результатам исследований НИИАТ известно, что при затяжке регулировочной гайки на  $180^\circ$  относительно нулевого положения температура подшипникового узла увеличивалась примерно в 2 раза [1]. Уменьшение радиального зазора при регулировке под-

шипников снижает их долговечность в 2—4 раза [2]. При малых значениях зазора наблюдается увеличение шумности, происходит интенсивный износ тел качения и т. д. [2]. Таким образом, оптимальная величина зазора (натяга) подшипника может быть назначена только после изучения конкретных условий работы подшипника.

Настоящая работа посвящена экспериментальному исследованию нагруженности подшипников ступиц передних колес автомобиля в зависимости от их регулировки.

**Выбор метода исследования и подготовка объекта к испытаниям.** О характере и величине нагрузки в подшипнике качения можно судить по величине деформации деталей в нагруженной

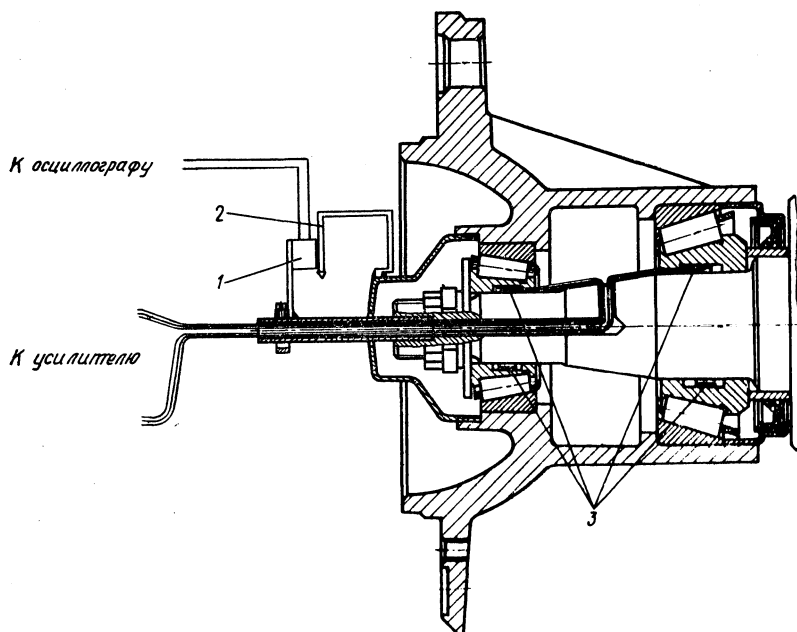


Рис. 1. Схема расположения тензодатчиков на подшипниках ступицы колеса:

1 — катушка индукционного датчика; 2 — индуктор; 3 — датчики

зоне подшипника. Ввиду того, что непосредственное измерение усилий в элементах подшипника качения представляет большие трудности, пользуются косвенными методами.

Для определения общего уровня нагрузки на подшипник использован тензометрический метод, основанный на принципе замера упругих деформаций участка внутреннего невращающегося кольца подшипника, смонтированного в ступице колеса.

Сущность выбранного метода исследования состоит в том, что при перекачивании тел качения по беговой дорожке кольца в по-

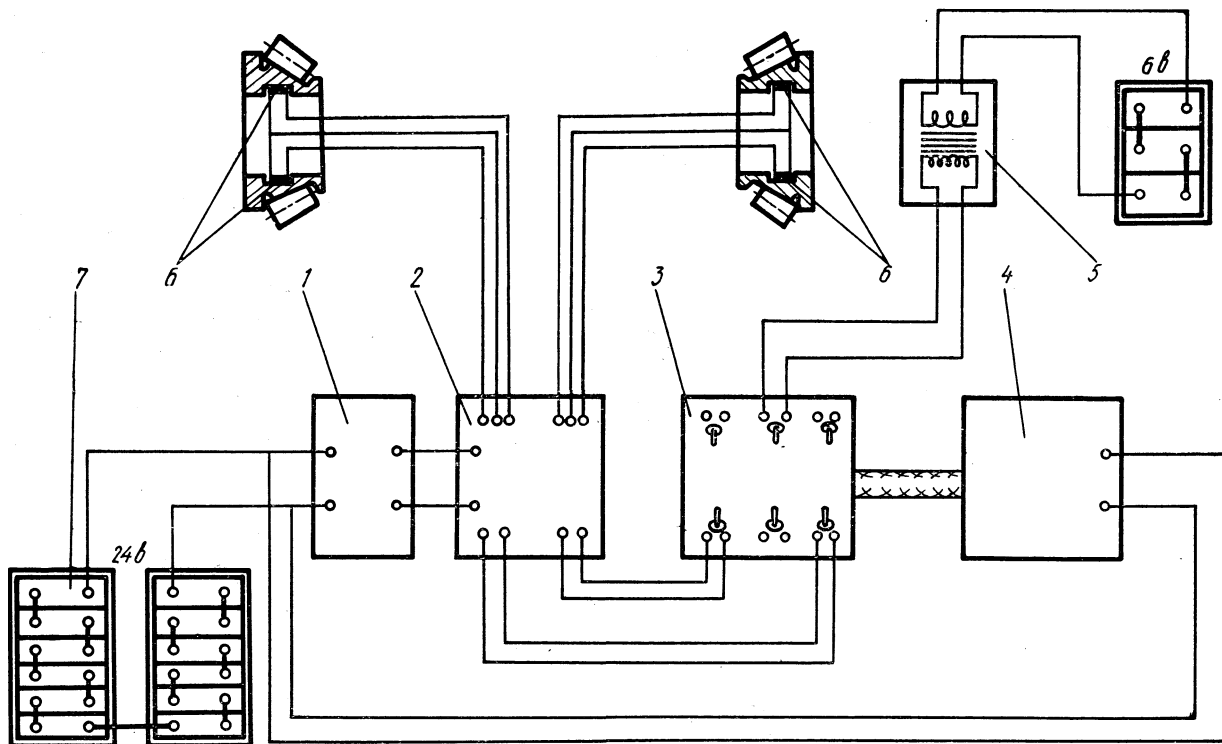


Рис. 2. Блок-схема измерительной установки:

1 — преобразователь ППР-120; 2 — усилитель ТА-5; 3 — переходное коммутационное устройство; 4 — осциллограф; 5 — индукционный датчик; 6 — тензометрические датчики; 7 — аккумуляторная батарея (24 в) для питания измерительной аппаратуры

следнем возникают знакопеременные напряжения растяжения-сжатия, величина которых пропорциональна величине нагрузки, действующей в данный момент на тело качения.

Подготовка подшипников, ступиц, а также всего автомобиля к проведению экспериментов состояла в следующем. На внутренних кольцах подшипников правого переднего колеса автомобиля ГАЗ-51А были шлифованы круговые канавки глубиной 1,5 мм и шириной 8 мм, на подготовленную поверхность которых наклеивались рабочий (активный) и компенсационный датчики с базой 10 мм и номинальным сопротивлением 100 ом. Оба тензодатчика соединялись в измерительный полумостик и через специальные каналы в цапфе подключались к измерительной аппаратуре. Во избежание повреждения датчиков и проводов внутренние кольца обоих подшипников фиксировались от возможного проворачивания во время движения автомобиля.

Для замера скорости движения автомобиля во время испытаний был использован индукционный датчик оборотов колеса, катушка которого жестко закреплялась на удлинительной трубке, а металлический индуктор, возбуждающий во вторичной обмотке э. д. с. индукции, закреплялся на колпаке вращающейся ступицы (рис. 1).

**Измерительная аппаратура и режимы испытания.** Замеры деформаций исследуемых подшипников производились при помощи четырехканального тензоусилителя типа ТА-5 и двенадцатиканального магнитоэлектрического осциллографа типа Н-700. Питание аппаратуры осуществлялось от аккумуляторных батарей через преобразователь постоянного тока типа ППР-120. На рис. 2 приведена блок-схема коммутации измерительной аппаратуры.

Запись показаний тензодатчиков производилась на осциллографную бумагу шириной 120 мм. Скорость записи в зависимости от условий экспериментов варьировалась в пределах 40—160 мм/сек.

Исследование нагруженности подшипников производилось при двух режимах движения автомобиля и различных вариантах регулировки. При этом за нулевое значение угла было принято оптимальное положение гайки, при котором отсутствовал осевой люфт ступицы и обеспечивалось свободное вращение подшипников.

**1-й режим.** Автомобиль с номинальной нагрузкой 2,5 т равномерно двигался по гладкому горизонтальному асфальтированному участку дороги со скоростью 5 км/ч. При этом нагрузка на колесо, измеренная при помощи динамометра сжатия ДС-3, была равна 820 кг.

**2-й режим.** Автомобиль с номинальной нагрузкой 2,5 т равномерно, со скоростью 28 км/ч двигался по дороге с булыжным покрытием.

**Методика обработки осциллограмм и результаты испытаний.** Обработка осциллограмм заключалась в измерении величины  $\dot{h}$  отклонений луча вибратора от нулевой линии, соответствующей не-

нагруженному подшипнику, до контура линии деформации подшипника при условии его нагружения.

Диапазон изменения измеряемой величины разбивался на несколько промежутков с интервалом в 2 мм. Отсчет ординат производился через равные промежутки времени (0,1 сек — при скорости записи 40 мм/сек и 0,025 сек — при скорости записи 160 мм/сек).

Результаты отсчетов сводились в таблицу, представляющую собой вариационный ряд измерений, образец которой приведен ниже (табл. 1). Данные, входящие в таблицу, имеют следующие обозначения [3]:  $h$  — варианты или абсолютные значения ординат классовых промежутков;  $n$  — частота повторения вариантов в каждом классомом промежутке;  $a$  — порядковый номер отклонения от вероятного среднего значения  $A$  измеряемой величины, относительно которого рассматривается отклонение фактических замеров. При этом средняя арифметическая ордината  $h_{cp}$  записи деформации внутренней обоймы подшипника на осциллограмме определялась по выражению

$$h_{cp} = A + m_1 \lambda, \quad (1)$$

где  $\lambda$  — величина классового промежутка;

$m = \frac{\sum na}{\sum n}$  — момент первой степени.

Образец осциллограммы деформации внутренней обоймы подшипников переднего колеса автомобиля ГАЗ-51А при медленном движении по ровной асфальтированной площадке с нагрузкой на колесо 820 кг приведен на рис. 3.

Значения величины  $h_{cp}$  для каждого подшипника при разных вариантах регулировки и различных режимах испытаний приведены в табл. 2.

Графические зависимости изменения деформации подшипников от угла поворота регулировочной гайки представлены на рис. 4, а, б.

Из графика (рис. 4, а) видно, что при статической нагрузке на колесо наименьшая деформация подшипников имеет место при их нормальной регулировке, т. е. при отсутствии осевого люфта ступицы, при котором обеспечивалось свободное вращение колеса. Увеличение деформации при ослаблении затяжки регулировочной гайки происходит вследствие перераспределения нагрузки, которая воспринимается меньшим числом тел качения подшипника. Более интенсивное возрастание деформации внутреннего подшипника (7608У) объясняется влиянием развала передних колес.

Возрастание деформации при создании преднатяга происходит из-за увеличения общего напряженного состояния подшипников. При этом деформация наружного подшипника 7605 растет быстрее, так как при затяжке гайки он первый воспринимает усилие затяжки, действие которого на подшипник 7608У несколько ослабляется вследствие трения в сопряжениях деталей ступицы.

Таблица 1

Расчет средней величины ординаты  $h_{\text{ср}}$  деформации внутренней обоймы подшипника 7608 У при движении автомобиля по булыжной дороге со средней скоростью  $v_a = 28 \text{ км/ч}$

Угол поворота регулировочной гайки, град	Показатели	Средние значения ординаты измеряемой деформации ( $h$ , мм) в интервале																Сумма	Момент первой степени $m_1$	Средняя арифметическая ордината $h_{\text{ср}}$ , мм	Измерение деформаций, %	
		1	3	5	7	9	11	13	15 А	17	19	21	23	25	27	29	31					33
-90	$n$	2	3	3	11	10	15	23	25	24	21	14	12	8	3	2	1	—	$\Sigma n = 177$ — $\Sigma na = 62$	0,35	15,7	115
	$a$	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
	$na$	-14	-18	-15	-44	-30	-30	-23	0	24	42	42	48	40	18	14	8	0				
-45	$n$	10	7	9	10	13	15	17	18	22	20	19	17	9	3	2	1	—	$\Sigma n = 192$ — $\Sigma na = -11$	-0,0575	14,885	108,5
	$a$	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
	$na$	-70	-42	-45	-40	-39	-30	-17	0	22	40	57	68	45	18	14	8	0				
0	$n$	2	2	5	7	8	16	15	14	12	13	7	2	—	1	—	—	1	$\Sigma n = 105$ — $\Sigma na = -68$	-0,65	13,7	100
	$a$	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
	$na$	-14	-12	-25	-28	-24	-32	-15	0	12	26	21	8	0	6	0	0	9				
+45	$n$	1	2	5	11	9	27	26	26	19	7	5	4	3	2	2	1	—	$\Sigma n = 150$ — $\Sigma na = -82$	-0,545	13,91	101,5
	$a$	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
	$na$	-7	-12	-25	-44	-27	-54	-26	0	19	14	15	16	15	12	14	8	0				
+90	$n$	1	2	7	12	18	20	16	30	13	16	11	9	4	2	2	1	—	$\Sigma n = 164$ — $\Sigma na = -44$	-0,27	14,46	105,5
	$a$	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
	$na$	-7	-12	-35	-48	-54	-40	-16	0	13	32	33	36	20	12	14	8	0				
+135	$n$	1	2	7	8	9	14	15	19	22	11	10	11	6	6	1	—	—	$\Sigma n = 142$ — $\Sigma na = 35$	0,245	15,49	113
	$a$	-7	-6	-5	-4	-3	-2	-1	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9				
	$na$	-7	-12	-35	-32	-27	-28	-15	0	22	22	30	44	30	36	7	0	0				

При движении автомобиля по дороге с булыжным покрытием (рис. 4, б) и при наличии в подшипнике больших зазоров (осевого и радиального) из-за наличия неровностей покрытия возникают дополнительные динамические нагрузки, действующие на подшипники.

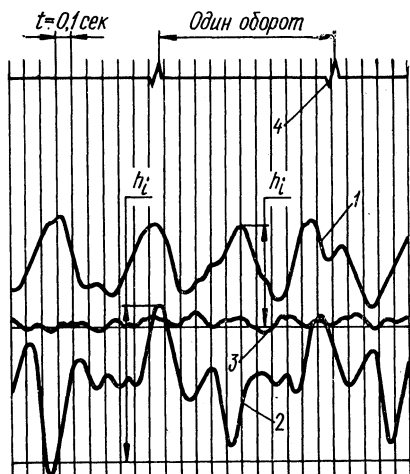


Рис. 3. Образец осциллограммы деформации внутренней обоймы подшипников переднего колеса при плавном движении автомобиля по асфальтированной площадке с нагрузкой на колесо 820 кг:

1 — внутреннего подшипника (7608У); 2 — наружного (7605); 3 — балки передней оси; 4 — обороты переднего колеса

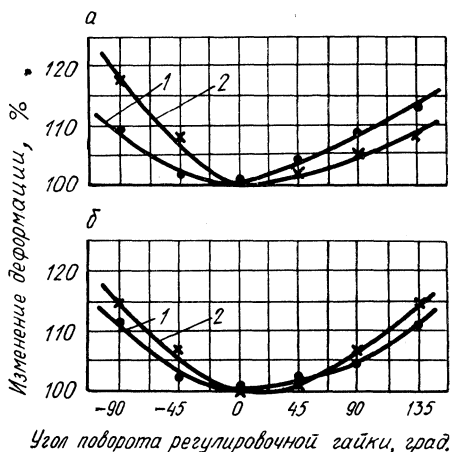


Рис. 4. Зависимость деформации внутренней обоймы подшипников ступицы переднего колеса от степени затяжки регулировочной гайки:

а — при плавном движении автомобиля ГАЗ-51А по ровной асфальтированной площадке с нагрузкой на колесо  $Q_{ст} = 820$  кг; б — при движении автомобиля ГАЗ-51А по булыжной дороге со скоростью  $v_a = 28$  км/ч; 1 — подшипник 7605; 2 — подшипник 7608У

Их влияние на деформацию отдельных элементов подшипника при затяжке регулировочной гайки менее значительно из-за создания преднатяга.

Практическое значение имеют результаты эксперимента, отражающие реальные условия работы автомобиля в эксплуатационных условиях. Анализ полученных данных при движении автомобиля по булыжной дороге показывает, что уровень нагруженности элементов подшипника имеет определенную вариацию. Для изучения закономерности распределения деформации подшипника определены основные статистические характеристики, наиболее полно отражающие характер распределения измеряемой величины.

Исходя из предположения, что случайная величина (частота деформации в каждом интервале) распределена по нормальному закону, рассчитаны вероятности и теоретические частоты.



Изменение деформации внутренней обоймы подшипников ступицы переднего колеса автомобиля ГАЗ-51А при различных вариантах их регулировки

Угол поворота регулировочной гайки, град	1-й режим				2-й режим			
	подшипник 7605		подшипник 7608У		подшипник 7605		подшипник 7608У	
	$h_{\text{ср}},$ мм	изменение деформации, %	$h_{\text{ср}},$ мм	изменение деформации, %	$h_{\text{ср}},$ мм	изменение деформации, %	$h_{\text{ср}},$ мм	изменение деформации, %
-90	14,05	108,5	16,54	117	15,35	112	15,7	115
-45	13,19	102	15,48	109	14,05	102,2	14,88	108,5
0	12,95	100	14,13	100	13,74	100	13,70	100
+45	13,56	104,6	14,44	102,3	14,0	102	13,91	101,5
+90	14,1	109	14,83	105	14,34	104	14,46	105,5
+135	14,6	112,5	15,25	108	15,22	111	15,49	113

Вероятность того, что величина  $h$  примет какое-нибудь значение из интервала  $x_{1i}, x_{2i}$  по формуле Муавра—Лапласа [4] равна

$$p_i = \frac{1}{2} \left[ \Phi \left( \frac{x_{2i} - \bar{x}}{\sigma} \right) - \Phi \left( \frac{x_{1i} - \bar{x}}{\sigma} \right) \right], \quad (2)$$

где  $\bar{x}$  и  $\sigma$  — соответственно средняя арифметическая величина деформации ( $h_{\text{ср}}$ ) и среднее квадратическое отклонение вариационного ряда.

Теоретическая частота нормально распределенной величины определяется по формуле

$$n_i^0 = \sum n_i p_i, \quad (3)$$

где  $\sum n_i$  — общая численность эмпирических частот.

Результаты расчета по формулам (2) и (3) для одного из вариантов регулировки приведены в табл. 3.

На рис. 5 приведены полигон 1 и теоретическая кривая 2 распределения ординат деформации внутренней обоймы подшипника 7608У, построенных по данным табл. 3.

Расчет вероятностей и теоретических частот

Подшипник	Угол поворота регулировочной гайки, град	Интервалы ординат измеряемой деформации $h$ , мм ( $x_{1i} - x_{2i}$ )	Число ординат, $n_i$	Частость	Вероятность, $p_i$	Теоретические частоты, $n_i^0$
7608У	+135	0—2	1	0,0070	0,0080	1
		2—4	2	0,0140	0,0160	2
		4—6	7	0,0490	0,0300	4
		6—8	8	0,0560	0,0500	7
		8—10	9	0,0640	0,0750	11
		10—12	14	0,0990	0,0995	14
		12—14	15	0,1060	0,1200	17
		14—16	19	0,1340	0,1290	19
		16—18	22	0,1550	0,1265	18
		18—20	11	0,0775	0,1100	16
		20—22	10	0,0700	0,0875	12
		22—24	11	0,0775	0,0655	9
		24—26	6	0,0420	0,0395	6
		26—28	6	0,0420	0,0285	4
28—30	1	0,0070	0,0150	2		
		Итого...	142	1,0	1,0	142

Для оценки степени близости теоретического и эмпирического распределений принят критерий согласия Ястремского. В соответствии с методом Ястремского и принципом практической уверенности, если величина  $I \leq 3$ , то расхождение между теоретическим и эмпирическим распределениями несущественно и его можно объяснить случайными причинами (табл. 4).

Таблица 4

Результаты расчета величины  $I$ 

Параметры	Угол поворота регулировочной гайки, град					
	-90	-45	0	+45	+90	+135
$Q = \Sigma \frac{(n_i - n_i^0)^2}{n_i^0 (1 - p_i)}$	9,076	30,285	6,470	16,459	12,714	10,382
$I = \frac{ Q - n }{\sqrt{2n + 4\theta}}$	1,18	2,44	1,37	0,083	0,56	0,812

Из табл. 4 следует, что для всех вариантов регулировки подшипников величина  $I < 3$ . Следовательно, расхождение между теоретическим (нормальным) и эмпирическим распределениями несущественно. Поэтому характер распределения нагрузки в подшипниках ступиц колес автомобилей согласуется с нормальным законом распределения.

## Выводы

1. Регулировка подшипников ступиц колес автомобилей оказывает значительное влияние на их долговечность. Оптимальной следует считать регулировку, в процессе которой достигается отсут-

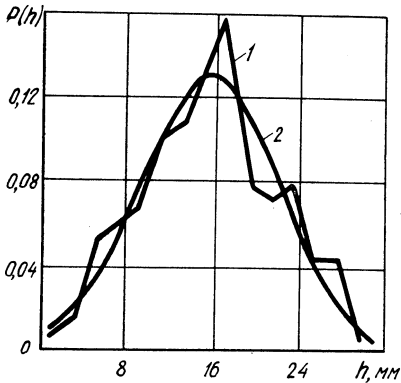


Рис. 5. Полигон (1) и теоретическая кривая (2) распределения ординат деформации внутренней обоймы подшипника 7608У при повороте регулировочной гайки на угол  $+135^\circ$  относительно нормального положения

вие осевого люфта ступицы и свободное вращение колеса. Отклонение от данного варианта вызывает увеличение нагруженности элементов подшипника на 10—15%, что приводит к снижению его работоспособности и долговечности.

2. Характер распределения деформации элементов подшипника, а следовательно, и нагрузки, действующей на подшипник при движении автомобиля, подчиняется нормальному закону распределения.

3. Для повышения надежности и долговечности подшипниковых узлов в условиях эксплуатации необходимо более строго подходить к вопросам контроля за правильной регулировкой подшипников ступиц колес автомобилей.

## Литература

- [1] Васильева З. Л. Температурный режим работы подшипников ступиц колес. — «Автомобильный транспорт», 1965, № 3. [2] Пинегин С. В. Работоспособность деталей подшипников. М., 1949. [3] Бухарин Н. А., Голяк В. К. Испытание автомобиля с использованием электрических методов измерения. М.—Л., 1962. [4] Карасев А. И. Теория вероятностей и математическая статистика. М., 1970.

Н. М. Капустин

## ВЛИЯНИЕ СЕЗОННОСТИ НА БЕЗОТКАЗНОСТЬ РАБОТЫ АВТОМОБИЛЕЙ

Климат данного района определяется в основном влажностью и температурой атмосферного воздуха, продолжительностью зимы, количеством осадков и распределением их по временам года. А так как эти условия в большей степени изменяются в зависимости от времени года и территориального расположения района, то значительно будут меняться и условия эксплуатации автомобилей, их агрегатов, узлов и систем, влияя на надежность работы механизмов автомобилей.

На сравнительно небольшой территории Белорусской ССР также наблюдаются определенные различия климатических условий. Если в районах Витебской области минимальная температура (средние значения в промежутке 1966—1970 гг.) доходит до  $-30$ — $-35^{\circ}\text{C}$ , то в некоторых районах Брестской и Гомельской областей она находится в пределах  $-20$ — $-24^{\circ}\text{C}$ . Аналогичное положение отмечается и в продолжительности зимнего периода, который колеблется от 145—155 дней (Витебская область) до 120—130 дней (Брестская область). Соответственно изменяется и максимальная температура, достигая летом  $+30$ — $+32^{\circ}\text{C}$  в районах Брестской и Гомельской областей и  $+27$ — $+28^{\circ}\text{C}$  — в Витебской. Количество осадков по всей Белоруссии выпадает примерно равномерно и находится в пределах 580—650 мм. Число дней в году с количеством осадков свыше 50 мм тоже почти равное для различных областей республики и составляет 35—45 дней.

На основании больших колебаний температуры окружающего воздуха как по территории республики, так и в зависимости от времени года в данной работе ставилась цель определить степень влияния различных условий эксплуатации на надежность работы агрегатов, узлов и систем автомобилей.

**Методика исследования.** Влияние климатических условий на работу подвижного состава определялось в два этапа. На первом осуществлялся сбор необходимых статистических материалов и их предварительная сортировка по месту нахождения автотранспорт-

ных предприятий. Под наблюдением находилось несколько автотранспортных предприятий: грузовые, пассажирские и смешанные. Из этого числа были выделены два одинаковых по структуре и расположенных примерно на средней полосе Белоруссии. Выбор пал на Могилевскую автобазу № 4 и автоколонну № 2419 г. Барановичи. Предполагалось, что при дальнейшем исследовании полученные результаты будут сопоставляться с результатами для средней полосы республики.

Исходные данные для исследования были взяты из различных форм технической документации и отчетных данных автотранспортных предприятий. Наиболее ясную и полную картину работы автомобилей и его систем и агрегатов можно получить, используя данные формы № 3. В данной форме учитывается количество ремонтов по агрегатам, системам и узлам автомобилей за каждый день работы предприятия.

В результате обработки указанных материалов были получены ряды цифр, характеризующих надежность работы механизмов и систем автомобилей за каждый день в течение полутора лет. Материалы наносились на перфоленту, и дальнейшая их обработка производилась на ЭВМ.

Началом обработки служило определение закона распределения числа случаев возникновения неисправностей и отказов. Степень соответствия тому или иному закону распределения устанавливалась с помощью критериев согласия Колмогорова и Пирсона. Выборочно также проводилась оценка соответствия закону распределения методом доверительных интервалов. Преимущественно все случаи возникновения неисправностей и отказов соответствовали законам распределения Пуассона и Вейбулла.

При расчетах по тому или иному закону распределения одновременно определяли значения параметров рассчитываемых величин, находили средние значения величин и их средние квадратические отклонения, начальные моменты распределения и центральные моменты, асимметрию и эксцесс, коэффициент вариации, теоретические и эмпирические частоты распределения.

Для выравнивания эмпирического распределения использовался метод моментов, согласно которому параметры теоретического распределения выбираются с таким расчетом, чтобы ряд важнейших числовых характеристик (моментов) теоретического распределения был равен соответствующим характеристикам эмпирического распределения.

При обработке статистические материалы группировались по различным периодам года: за полтора года, год, полгода, по кварталам и сезонам. Необходимость последних двух группировок вызывалась желанием определить степень влияния технического осмотра подвижного состава в весенний период на число случаев ремонта.

После получения указанных результатов производился их анализ, строились графические зависимости изменения числа случаев ремонта по временам года.

**Результаты исследования.** Для анализа полученных результатов использовались средние значения числа ремонта по сезонам, кварталам и годам.

В результате анализа кривых зависимости числа случаев ремонта по сезонам года было выяснено, что характер этих кривых практически одинаков по обоим автотранспортным предприятиям. Поэтому в дальнейшем будут приводиться только кривые, полученные по материалам автоколонны № 2419.

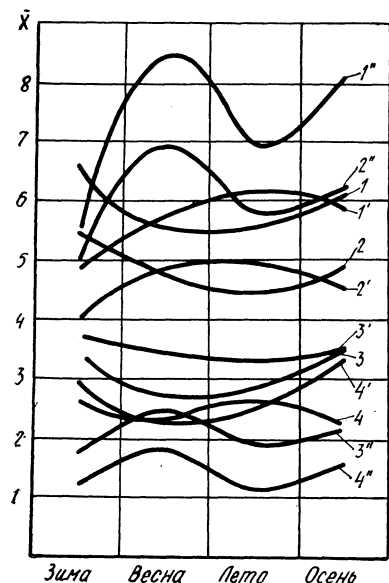


Рис. 1. Кривые изменения числа случаев ремонта систем, узлов и агрегатов в зависимости от сезонности:

1 — двигатель; 2 — система электрооборудования; 3 — система охлаждения; 4 — система питания;  
 1' — подвеска; 2' — задний мост; 3' — сцепление; 4' — коробка передач; 1'' — тормозная система; 2'' — кузов; 3'' — рулевое управление; 4'' — передний мост

Несколько отличный характер имеет кривая изменения случаев ремонта у системы питания, увеличивая свое значение в зимний и летний периоды, что объясняется условиями работы этой системы.

Подвеска автомобиля и задний мост имеют повышенное число отказов в весенне-летний период эксплуатации в сравнении с осенне-зимним, что связано с повышенной нагрузкой на указанные механизмы и более «жесткими» дорожными условиями в летний период. Из рис. 1 также видно, что сцепление и коробка передач менее склонны к ремонту весной и летом, когда условия их работы

Графики строились в координатах, где по оси ординат откладывалось среднее значение числа случаев ремонта за день  $x$ , а по оси абсцисс — времена года: зима, весна, лето, осень. На графиках отложены абсолютные значения случаев ремонта.

Для большей наглядности следует заметить, что в автоколонне № 2419 подвижной парк состоял из 446 автомобилей, средняя грузоподъемность которых составляла 3,7 т, а средний возраст автомобиля порядка 5,9 года.

Характеризуя полученные результаты, можно заметить, что для двигателя и его систем (система электрооборудования, система охлаждения и система питания) форма кривой изменения числа случаев ремонта в зависимости от периода года примерно одинаковая.

Из рис. 1 видно, что двигатель, система электрооборудования и система охлаждения имеют явную тенденцию повышения числа случаев ремонта в зимний и осенний период и снижения их в

более благоприятные из-за уменьшения пробуксовывания, сокращения времени работы на пониженных передачах и т. д.

Несколько отличен характер кривых изменения числа случаев ремонта рулевого управления, переднего моста, тормозной системы и кузова.

Значительная склонность указанных систем и агрегатов автомобиля к ремонту в весенний период, как показывает рис. 1, объясняется подготовкой автотранспортных предприятий к техническому осмотру парка, при проведении которого этим механизмам уделяется особое внимание. Разумеется, что после того глубокого обслуживания и полного ремонта данные узлы в летнее время имеют значительно меньшее число отказов и неисправностей. Понижение надежности работы этих узлов осенью связано с ухудшением климатических условий.

### Выводы

Результаты проведенного эксперимента полностью подтверждают предположение о влиянии климатических условий на надежность работы агрегатов, систем и узлов автомобиля.

Значительное ухудшение условий работы двигателя, электрооборудования, системы охлаждения при пониженных температурах вызывает больше случаев ремонта этих систем в зимний период. То же наблюдается при анализе надежности работы сцепления и коробки передач.

Затруднение запуска двигателя зимой и ухудшение процесса наполнения цилиндров двигателя летом приводит к увеличению числа случаев ремонта этой системы в указанные периоды года.

Некоторые повышения числа отказов и неисправностей заднего моста весной, осенью и летом в сравнении с зимним периодом связаны с более интенсивной нагрузкой на данный агрегат. Этому способствуют ухудшение дорожных условий (весной и осенью), а также то, что весной, летом и осенью коэффициент сцепления дороги с ведущими колесами значительно выше, чем зимой, поэтому зимой возможно проскальзывание ведущих колес и снижение степени нагруженности заднего моста.

Все вышеизложенное требует учета климатических условий при планировании технических воздействий с тем, чтобы повысить надежность работы систем, узлов и агрегатов автомобиля.

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ПРИБЫТИЯ АВТОМОБИЛЕЙ С ЛИНИИ В ГАРАЖ И ДЛИТЕЛЬНОСТИ ИХ КОНТРОЛЯ НА АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Контроль технического состояния подвижного состава — важное условие повышения технической готовности автопарка, обеспечения безопасности движения, а также снижения затрат на техническое обслуживание и ремонт. Одной из основных форм надзора за техническим состоянием автопарка и в первую очередь за состоянием агрегатов, узлов и систем, влияющих на безопасность движения, является контроль при возвращении подвижного состава с линии в гараж в объеме, предусмотренном ежедневным обслуживанием [1].

Однако, как показали обследования автотранспортных предприятий, организация контроля технического состояния при возвращении подвижного состава с линии в гараж находится на низком уровне. Так, на большинстве автотранспортных предприятий из-за недостатка постов контроля и механиков-контролеров на контрольно-пропускных пунктах (КПП) образуются большие очереди в ожидании осмотров. В связи с этим велики простои подвижного состава, тратится впустую время и у водителей. При этом, как правило, КПП расположены вблизи проездов общего пользования, и скопление подвижного состава в очередях, естественно, мешает движению транспорта. К тому же на ряде автотранспортных предприятий КПП представляют собой открытые площадки или навесы, на которых в лучшем случае устроены осмотровые канавы. Условия труда технического персонала, особенно в холодное время года, на таких КПП крайне тяжелые, а применение контрольно-диагностического оборудования в этих условиях не дает желаемого результата.

Скопление большого количества подвижного состава у КПП и тяжелые условия труда вынуждают механиков-контролеров не производить осмотров, а ограничиться опросом водителей о техническом состоянии транспорта и заполнением необходимых данных в документации. Таким образом, качество контроля технического состояния подвижного состава весьма невысокое.



Материалы анализа показывают, что в среднем 14% дорожно-транспортных происшествий связано с техническими неисправностями автомобилей, а 30—40% автомобилей, допущенных к эксплуатации, после повторной проверки возвращаются для устранения неисправностей (по данным НИИАТ). Для поднятия качества техосмотров новым законодательством установлена уголовная ответственность за выпуск на линию неисправного транспорта [2]. Поэтому важно организовать работу КПП на научной основе, а следовательно, определить то наименьшее количество постов контроля, при котором время простоев у КПП было бы оптимальным, объем работ по определению технического состояния подвижного состава выполнялся бы полностью, условия работы механиков-контролеров и контрольно-диагностического обслуживания соответствовали бы определенным требованиям, а использование постов контроля было бы наиболее эффективным для автотранспортных предприятий с учетом конкретных условий их работы.

Для решения этих вопросов была исследована интенсивность возвращения подвижного состава с линии в гараж, формы и методы организации контроля, длительность выполнения контрольных операций и эффективность использования постов контроля.

**Интенсивность прибытия автомобилей с линии в гараж.** Как показали исследования, на большинстве автотранспортных предприятий поток автомобилей, прибывающих с линии в гараж, характеризуется Пуассоновским законом распределения вероятностей и выражается формулой

$$P_k(t) = \frac{\lambda t}{k!} e^{-\lambda t}, \quad (1)$$

где  $P_k(t)$  — вероятность поступления точно  $k$  автомобилей за время  $t$ ;  $\lambda$  — параметр потока автомобилей;  $e$  — основание натурального логарифма.

Поскольку интенсивность прибытия автомобилей с линии в гараж в течение суток изменяется, то рассматривалась только та часть наиболее интенсивного потока, где он обладает свойствами стационарности, отсутствия последствия и ординарности (рис. 1).

В табл. 1 приведены величины часовой интенсивности прибытия автомобилей в гараж в зависимости от типа и мощности автотранспортного предприятия в часы «пик».

Большая разница интенсивности прибытия автомобилей с линии в гараж объясняется тем, что возврат автомобилей зависит от расположения объектов перевозок по отношению к автотранспортному предприятию, графика начала и окончания работы на линии, пропускной способности проездов общего пользования и т. д.

**Организация контроля.** Технический осмотр прибывающего с линии в гараж подвижного состава производится на контрольно-пропускном пункте службой отдела технического контроля с участием водителя. Привлечение водителей к определению технического состояния подвижного состава на данном этапе вполне оправ-

дано, так как они при работе на линии имеют возможность составить заключение о состоянии транспортных средств и передать нужную информацию работникам ОТК при возвращении в гараж. К тому же в настоящее время контрольно-диагностические средства находятся в стадии разработки, и получить сведения о техническом состоянии подвижного состава автоматизированными средствами не представляется возможным.

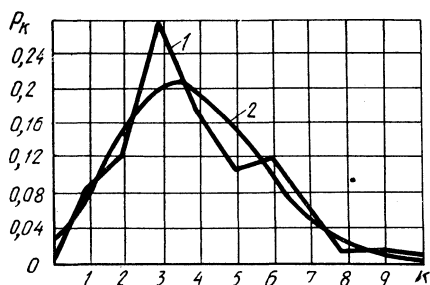


Рис. 1. Полигон 1 и теоретическая кривая 2 распределения прибытия автомобилей на автотранспортное предприятие

Выполнение объема контрольных работ по определению технического состояния подвижного состава непосредственно по прибытии последнего с линии в гараж позволяет обнаружить неисправности, своевременно устранить их без срыва работы транспорта на линии. Организовать же контроль технического состояния всего транспорта непосредственно перед выпуском на линию невозможно, так как при этом неизбежны значительные опоздания и срывы прибытия его в места выполнения перевозок. Поэтому перед выпуском автомобилей на линии проверяется техническое состояние только тех, которые имели неисправности или направлялись на техническое обслуживание. У остального подвижного состава проверяется внешний вид и комплектность, а также заполняется необходимая техническая документация.

Таблица 1

**Примерная часовая интенсивность прибытия подвижного состава с линии в гараж в часы «пик»**

Списочный парк автотранспортного предприятия	Тип автотранспортного предприятия		
	грузовые	автобусные	таксомоторные
150	15—30	5—10	6—20
200	20—45	8—25	10—30
300	25—50	10—35	12—45
400	30—70	15—45	15—60
500	40—90	20—60	20—75
600	45—110	—	25—90
700	55—125	—	—
800	60—150	—	—
900	65—180	—	—
1000	65—200	—	—

В последние годы на ряде автотранспортных предприятий получила распространение самоконтроль, при котором ответственность за техническое состояние подвижного состава возлагается на водителя и на контрольно-техническом пункте этот транспорт не осматривается [3]. Такая организация контроля позволяет ускорить приемку подвижного состава по прибытии в гараж. Однако к недостаткам самоконтроля следует отнести невозможность водителю одному обнаружить люфт в органах управления, исправность указателей поворотов, фар, габаритных указателей и т. д., для проверки исправности которых по технологии необходимы одновременно два человека: один в кабине для вращения рулевого колеса и включения соответствующих приборов и второй вне автомобиля для определения технического состояния узлов, механизмов и систем.

**Время определения технического состояния автомобилей при возвращении с линии в гараж.** Это время включает общую приемку подвижного состава и контроля его технического состояния. Общая приемка включает учет прибывшего транспорта по гаражным номерам, внешний осмотр и проверку комплектности, запись в технической документации времени возвращения и показаний спидометра.

Время контроля включает определение технического состояния агрегатов, механизмов, систем и узлов подвижного состава, влияющих на безопасность движения, опрос водителя о замеченных неисправностях транспорта на линии и уточнение их на постах контроля с оформлением необходимой технической документации.

Время определения технического состояния автомобилей изменяется в широких пределах в силу самых разных причин. Так, длительность времени контроля зависит от марки автомобиля и прицепа и их технического состояния, квалификации водителей и механика-контролера и условий их работы, эксплуатационных характеристик контрольных приборов и инструмента, способов организации контроля, объема заполняемой технической документации, средств связи контрольно-технического пункта со службами автотранспортного предприятия [3] и т. д.

Следует отметить, что в большинстве автотранспортных предприятий определение технического состояния подвижного состава производится визуальным способом из-за конструктивных недостатков контрольно-диагностических средств и недостаточной их номенклатуры. К тому же при использовании приборов на контрольные операции затрачивается значительно больше времени, чем на проведение этих операций без них.

Анализируя ряды, полученные при хронометрировании времени определения технического состояния транспорта, установлено, что длительность пребывания подвижного состава на постах контроля колеблется от нескольких секунд для автомобилей, работающих на «самоконтроле», до 30 мин при осмотре аварийных автомобилей.

Исследованиями установлено, что длительность контроля тех-

нического состояния подвижного состава подчинена показательному закону распределения, так что

$$F(t) = 1 - e^{-yt}, \quad (2)$$

где  $F(t)$  — функция распределения длительности контроля;  $y$  — величина, обратная среднему времени контроля [4].

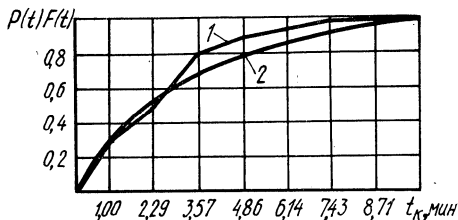


Рис. 2. Эмпирическая 1 и теоретическая 2 кривые распределения времени контроля. Среднее значение  $t_k = 3$  мин

График распределения длительности времени определения технического состояния автомобилей представлен на рис. 2.

Выявленные законы прибытия автомобилей в гараж и длительность их контроля позволяют решить вопросы организации контроля и определить оптимальное количество постов на контрольно-техническом пункте на автотранспортных предприятиях.

#### Л и т е р а т у р а

[1] Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. М., 1963. [2] Анашкин Г. З. Преступление на улице. — «Правда», 1970, 28 октября. [3] Воробей А. К., Ванчукевич В. Ф. Новое в организации технического обслуживания и ремонта автомобилей. Минск, 1969. [4] Розенберг В. Я., Прохоров А. И. Что такое теория массового обслуживания. М., 1965.

**Ю. Б. Беленький, Н. Ф. Метлюк, В. П. Автушко**

## **ИССЛЕДОВАНИЕ БЫСТРОДЕЙСТВИЯ ПНЕВМОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ПРИВОДА ТОРМОЗОВ АВТОМОБИЛЯ**

В последнее время на автомобилях и автопоездах большой грузоподъемности находят все более широкое применение пневмогидравлический привод тормозов, который сочетает в себе преимущества пневматического и гидравлического приводов. Дальнейшее изучение переходных процессов, разработка научно обоснованной инженерной методики динамического расчета сложных быстродействующих тормозных систем, исследование способов повышения быстродействия приводов и, наконец, синтез оптимальных по быстродействию тормозных систем являются одними из актуальных вопросов улучшения эксплуатационных свойств современных и перспективных транспортных средств.

Экспериментальные исследования и практика показывают, что пневмогидравлический привод тормозов является существенно нелинейным. Нелинейные элементы в нем — перемещаемая пневматическая емкость, причем изменение давления воздуха в этой емкости имеет характер насыщения; нелинейная зависимость жесткости гидравлического контура от давления жидкости, а также нелинейность силы колесных тормозных механизмов по перемещению. Кроме того, для гидравлического контура характерны значительная масса рабочей жидкости, приведенная к поршню главного цилиндра или к поршню гидроцилиндра тормозного механизма, потери давления по длине трубопровода и на преодоление местных сопротивлений.

В связи с этим динамические процессы в пневмогидравлическом приводе описываются системой нелинейных дифференциальных уравнений, точного аналитического решения которой получить не представляется возможным. Решение указанной системы уравнений можно выполнить приближенными методами с применением вычислительной техники.

На рис. 1 представлена расчетная схема пневмогидравлического контура тормозной системы. Этот контур включает в себя тормозную педаль 1, подпедальный цилиндр 2, тормозной кран 3, ре-

сивер 4, главный тормозной цилиндр (пневмогидроцилиндр) 5, четыре колесных цилиндра 6, пневматический трубопровод 7 и соединительные гидравлические трубопроводы 8.

Дифференциальное уравнение, описывающее процесс наполнения переменной емкости пневмогидроцилиндра 5 с учетом дросселирования потока воздуха в тормозном кране 3, записывается в виде

$$D_1 \frac{dp_1}{dt} + D_2 y \frac{dp_1}{dt} + D_2 p_1 \frac{dy}{dt} + D_3 p_1 - D_4 p_4 = 0, \quad (1)$$

где  $D_1$ ;  $D_2$ ;  $D_3$  и  $D_4$  — коэффициенты, равные:

$$D_1 = V_0 \cdot 10^{-3}; \quad D_3 = 10^{-3} \kappa; \quad D_4 = 1,5 \kappa \cdot 10^{-3};$$

$$D_2 = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < p_1 \leq p_0, \\ F_1 & \text{при } p_1 > p_0; \end{cases}$$

$V_0$  — начальный объем пневматической полости пневмогидроцилиндра, л;  $y$  — текущее перемещение поршня пневмогидроцилиндра, м;  $\kappa$  — удельная проходимость дросселя, эквивалентного трубопроводу 7, л/сек;  $p_{\max}$  — абсолютное давление воздуха в ресивере, н/м;  $p_0$  — абсолютное давление воздуха в полости пневмогидроцилиндра, соответствующее началу перемещения поршня, н/м;  $p_4$  — текущее абсолютное давление воздуха в полости тормозного крана, определяемое по уравнению

$$\frac{dp_4}{dt} + \frac{\kappa}{V_{\text{кр}}} (p_4 - p_1) + \frac{\kappa_{\text{кр}}}{V_{\text{кр}} h_1} p_4 h - \frac{1,5 p_{\max} \kappa_{\text{кр}}}{V_{\text{кр}} h_1} h = 0, \quad (2)$$

где  $V_{\text{кр}}$  — объем полости тормозного крана, л;  $\kappa_{\text{кр}}$  — максимальная удельная проходимость тормозного крана, л/сек;  $h_1$  — открытие клапана тормозного крана, соответствующее  $\kappa_{\text{кр}}$ , м;  $h$  — текущее значение величины открытия клапана тормозного крана, определяемое по уравнению:

$$h = A_1(t^* - \tau) - h_0 - \frac{F_{\text{кр}}}{c_{\text{пр}}} p_4, \quad (3)$$

где

$$A_1 = \begin{cases} 0 & \text{при } 0 < t \leq \tau, \\ y_{1 \max} & \\ t_{\max} & \text{при } t > \tau; \end{cases}$$

$h_0$  — зазор между штоком и клапаном крана, м;  $c_{\text{пр}}$  — жесткость пружины следящего действия, н/м;  $F_{\text{кр}}$  — площадь поршня следящего действия крана, м<sup>2</sup>;  $\tau$  — время запаздывания перемещения штока крана от начала перемещения тормозной педали, вызванное

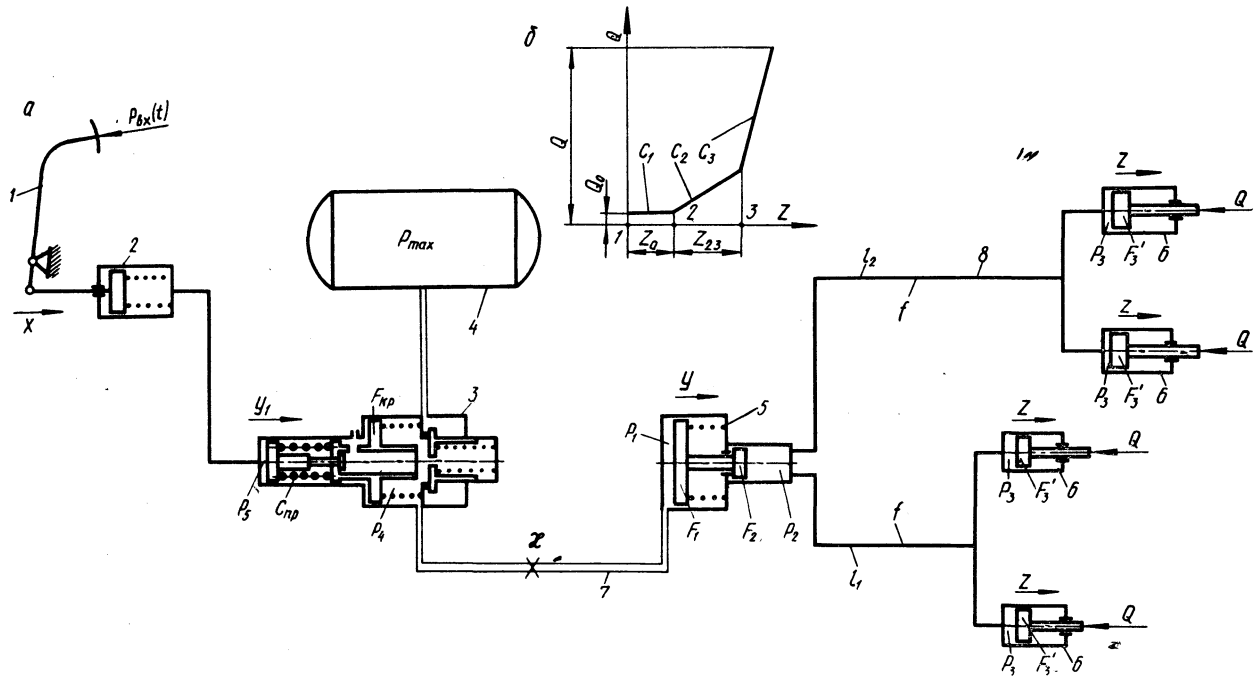


Рис. 1. Расчетная схема пневмогидравлического контура тормозной системы (а) и аппроксимированная характеристика колесного механизма (б)

кинематическими зазорами в этой цепи;  $y_{1 \max}$  — максимальное перемещение штока крана,  $m$ ;  $t^*$  — время, за которое шток крана перемещается от 0 до  $y_{1 \max}$ , оно ограничивается значениями

$$\tau < t^* \leq t_{\max} + \tau.$$

Значение  $h$ , определяемое по уравнению (3), должно находиться в пределах  $0 < h \leq h_1$ .

Значение  $h_1$  зависит от конструктивных особенностей крана, и, как правило, это значение, а также и величина удельной проходимости  $\kappa_{кр}$  определяются для каждого тормозного крана экспериментальным путем. В лаборатории тормозов МАЗ был постав-

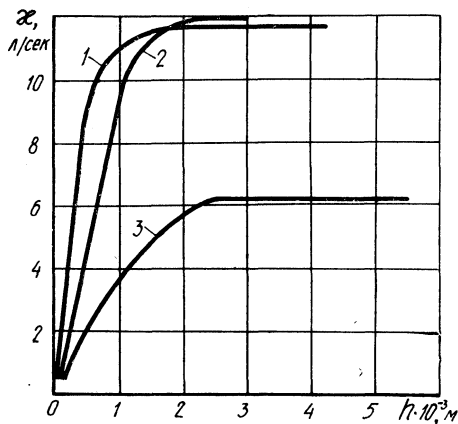


Рис. 2. Зависимость проходимости клапанов тормозных кранов от величин открытия

лен эксперимент по снятию дроссельных характеристик тормозных кранов различных конструкций. На рис. 2 показаны зависимости удельной проходимости клапанов опытных тормозных кранов от величины их открытия  $h$ : 1 — для плоского клапана, 2 — для конического клапана, 3 — для крана Полтавского агрегатного завода. Во всех случаях производилось наполнение тарированной емкости объемом 4,2 л. Анализ полученных зависимостей показывает, что характеристики кранов имеют при определенных значениях  $h = h_1$  насыщение, т. е. при дальнейшем увеличении открытия клапана  $\kappa_{кр}$  удельная проходимость его не изменяется. Указанное обстоятельство должно учитываться при динамическом расчете тормозного привода автомобилей.

Давление  $p_1$  и  $p_4$ , определенные по уравнениям (1) и (2), должны быть ограничены значениями

$$0 < p_1 \leq p_4; \quad 0 < p_4 \leq p_{\max}.$$

Динамические процессы в гидравлическом контуре тормозного привода описываются уравнением сил, приведенных к одному из поршней контура, уравнением расхода рабочей жидкости в контуре и уравнениями связи [1, 2]. Дифференциальное уравнение дви-



жения поршня главного тормозного цилиндра с учетом инерционности столба рабочей жидкости, потерь давления на трение по длине трубопроводов, местных потерь давления, переменной силы полезного сопротивления колесных тормозных механизмов  $Q$ , приведенных к поршню главного цилиндра, и силы давления воздуха в пневматической полости цилиндра, записывается в виде

$$m \frac{d^2 y}{dt^2} + \Delta p_1 F_2 + \Delta p_2 F_2 + \frac{QnF_2}{F_3} - F_1 p_1 = 0, \quad (4)$$

где  $m$  — масса рабочей жидкости в соединительных трубопроводах, приведенная к поршню главного тормозного цилиндра;  $y$  — перемещение поршня;  $\Delta p_1$  — потери давления на трение по длине трубопровода;  $\Delta p_2$  — суммарные местные потери давления;  $F_2$  — площадь гидравлического поршня главного цилиндра;  $F_3$  — суммарная площадь поршней колесных цилиндров;  $n$  — число колесных цилиндров.

Для тормозных систем автомобилей сила  $Q$  обычно определяется согласно рис. 1, б, как

$$Q = \begin{cases} Q_0 + c_1 z & \text{при } 0 < z \leq z_0; \\ Q_0 + (c_1 - c_2)z_0 + c_2 z & \text{при } z_0 < z \leq (z_0 + z_{23}); \\ Q_0 + (c_1 - c_3)z_0 + (c_2 - c_3)z_{23} + c_3 z & \text{при } z > (z_0 + z_{23}), \end{cases} \quad (5)$$

где  $c_1, c_2, c_3$  — жесткости колесного тормозного механизма на участках;  $z_0$  — зазор между барабаном и колодками, приведенный к оси колесного цилиндра;  $z_{23}$  — длина участка, имеющего жесткость  $c_2$ ;  $Q_0$  — сила предварительного натяжения стяжных пружин.

Значения  $c_1, c_2, c_3$  и  $z_{23}$  определялись методами статистической обработки испытания колесных механизмов. Приведенная масса жидкости  $m$  определяется уравнением

$$m = \frac{\gamma F_2^2 l_3}{gfi}, \quad (6)$$

где  $\gamma$  — удельный вес жидкости;  $f$  — площадь поперечного сечения трубопровода;  $i$  — число гидравлических ветвей;  $l_3$  — эквивалентная длина одной ветви:

$$l_3 = \frac{\sum l_i}{i}.$$

Потери по длине трубопровода можно определить по полученным выражениям:

для ламинарного режима течения жидкости

$$\Delta p_1 = 8\pi\eta l_3 \frac{F_2}{if^2} \cdot \frac{dy}{dt}; \quad (7)$$

для турбулентного режима

$$\Delta p_1 = 0,445 \frac{\gamma \lambda_m l_3}{gV \bar{f}} \left( \frac{F_2}{if} \right)^2 \left( \frac{dy}{dt} \right)^2, \quad (8)$$

где  $\eta$  — динамический коэффициент вязкости жидкости;  $\lambda_m$  — коэффициент сопротивления трения. Местные потери давления учитываются выражением

$$\Delta p_2 = \frac{\xi \gamma}{2g} \left( \frac{F_2}{if} \right)^2 \left( \frac{dy}{dt} \right)^2, \quad (9)$$

где  $\xi$  — суммарный коэффициент местных сопротивлений.

С учетом выражений (5) — (9) уравнение (4) принимает вид:

для ламинарного режима (при  $0 < \frac{dy}{dt} \leq N$ )

$$B_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + B_{21} \frac{dy}{dt} + B_3 \left( \frac{dy}{dt} \right)^2 + B_4 z + B_5 - D_2 (p_1 - p_0) = 0; \quad (10)$$

для турбулентного режима (при  $\frac{dy}{dt} > N$ )

$$B_1 \frac{d^2 y}{dt^2} + (B_{22} + B_3) \left( \frac{dy}{dt} \right)^2 + B_4 z + B_5 - D_2 (p_1 - p_0) = 0; \quad (11)$$

$$B_1 = \frac{\gamma l_3 F_2^2}{gfi}; \quad B_{21} = 8\pi\eta l_3 \frac{1}{i} \left( \frac{F}{f} \right)^2;$$

$$B_{22} = 0,445 \frac{\gamma \lambda_m l_3 F_2}{gV \bar{f}} \left( \frac{F_2}{if} \right)^2; \quad B_3 = \frac{\xi \gamma F_2}{2g} \left( \frac{F_2}{if} \right)^2;$$

$$B_4 = \begin{cases} c_1 n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } 0 < z \leq z_0; \\ c_2 n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } z_0 < z \leq (z_0 + z_{23}); \\ c_3 n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } z > (z_0 + z_{23}), \end{cases}$$

$$N = \frac{2050\gamma}{gF_2} i\eta\sqrt{\bar{f}};$$

$$B_5 = \begin{cases} Q_0 n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } 0 < z \leq z_0; \\ [Q_0 + (c_1 - c_2)z_0] n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } z_0 < z \leq (z_0 + z_{23}); \\ [Q_0 + (c_1 - c_3)z_0 + (c_2 - c_3)z_{23}] n \frac{F_2}{F_3} & \text{при } z > (z_0 + z_{23}). \end{cases}$$

Уравнение расходов с учетом сжимаемости рабочей жидкости, содержащей нерастворенный воздух, записываем в виде

$$F_2 \frac{dy}{dt} = F_3 \frac{dz}{dt} + V_{ж} \psi(p_1) \frac{dp_1}{dt}, \quad (12)$$

где  $\psi(p_1)$  — коэффициент податливости, характеризующий суммарную деформацию единичных объемов жидкости и элементов гидравлического контура при изменении давления на 1 н/м [3];  $V_{ж}$  — объем рабочей жидкости, определяемый как

$$V_{ж} = F_2 y_{\max} + l_3 f i.$$

Податливость контура нужно учитывать при изучении быстрого действия привода тормозов. В пневмогидравлических приводах за счет податливости элементов привода и рабочей жидкости увеличивается объем пневматической полости главного цилиндра, что в свою очередь в значительной мере влияет на время срабатывания привода в целом.

В настоящее время в литературе имеется несколько зависимостей для определения податливости рабочей жидкости, содержащей нерастворенный воздух [3, 4]. Однако эти зависимости для реальных систем могут быть применены только лишь в первом приближении, так как чтобы полнее учесть все факторы, влияющие на податливость гидравлического контура, необходимо для расчета иметь коэффициент податливости  $\psi(p_1)$ , полученный в результате эксперимента.

Коэффициент податливости гидравлического контура с учетом сжимаемости рабочей жидкости и элементов контура определяется по полученной нами эмпирической зависимости

$$\psi(p_1) = 0,51 \left[ \frac{1}{E} + \frac{a}{(p_{\max} - p_0) \frac{F_1}{F_2} + 1} \right] (p_{\max} - p_0) e^{-0,51(p_1 - p_0)}, \quad (13)$$

где  $E$  — модуль упругости жидкости;  $a$  — доля объема, которую занял бы при атмосферном давлении присутствующий в объеме  $V_{ж}$  нерастворенный воздух.

Давление жидкости в колесном цилиндре можно определить как

$$p_3 = \frac{Qn}{F_3}. \quad (14)$$

Решив совместно уравнения (5) и (14), получим

$$p_3 = (B_4z + B_5) \frac{1}{F_2}. \quad (15)$$

Таким образом, динамические процессы в пневмогидравлическом контуре привода тормозов описываются системой нелинейных дифференциальных и алгебраических уравнений, включающей выражения (1), (2), (3), (10), (11), (12), (13), (14). Аналитическое исследование данной модели проводилось на ЭВМ М-220 в Институте математики АН БССР. Для проверки расчетных данных в лаборатории тормозов МАЗ было проведено экспериментальное исследование динамики данного пневмогидравлического контура.

При экспериментальном исследовании производилась запись следующих процессов: перемещение тормозной педали  $x$ ; перемещение поршней пневмогидроцилиндра  $y$ ; суммарное перемещение поршней колесного тормозного цилиндра  $z$ ; давление воздуха в пневмогидроцилиндре  $p_1$  и на выходе из тормозного крана  $p_4$ ; давление жидкости в пневмогидроцилиндре  $p_2$ ; в колесном цилиндре  $p_3$  и в рабочем цилиндре тормозного крана  $p_5$ .

На рис. 3 показаны сплошной линией — динамическая характеристика тормозного привода, полученная при расчете по математической модели, а пунктирными линиями — соответствующие экспериментальные данные. Эти данные показывают хорошее совпадение результатов аналитического исследования с экспериментальными данными в качественном и количественном отношении. Расхождение в начальный момент составляет до 25%, а при приближении процессов к установившимся — 5—10%.

В результате теоретического и экспериментального исследований получено семейство графиков, дающих зависимости быстродействия привода от конструктивных параметров привода. На рис. 4 приведен один из графиков для параметров  $i=2$ ;  $n=4$ ;  $F_3=132,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_2=33,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_1=830 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ .

Полученные графики необходимы для оценки быстродействия пневмогидравлических приводов и для выбора рациональных параметров при проектировании тормозных приводов.

Следует отметить, что исключение при математическом описании динамики привода вышеуказанных существующих нелинейностей, как показали наши исследования, приводит к значительным погрешностям при анализе систем.

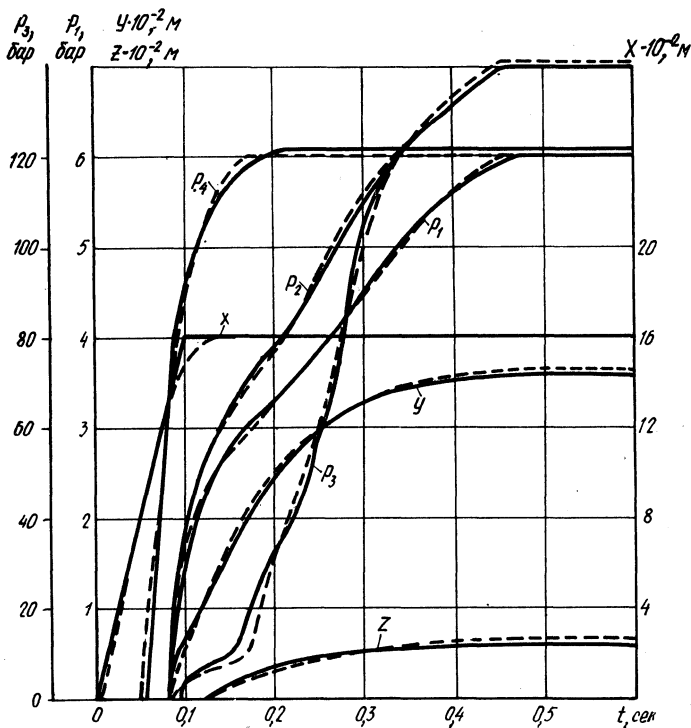


Рис. 3. Динамическая характеристика пневмогидравлического привода для параметров  $F_1=830 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_2=33,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_3=132,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $f=0,28 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $n=4$ ;  $i=2$ ;  $l_3=5,0 \text{ м}$

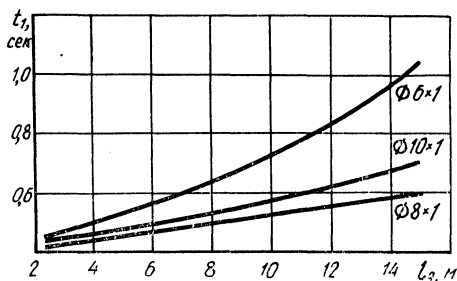


Рис. 4. Зависимость времени срабатывания пневмогидравлического привода от параметров гидравлических трубопроводов для  $i=2$ :  $n=4$ ;  $F_1=830 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_2=33,2 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$ ;  $F_3=132,8 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$

### Л и т е р а т у р а

- [1] Гамынин Н. С. и др. Гидравлический следящий привод. М., 1968. [2] Гийон М. Исследование и расчет гидравлических систем. М., 1964. [3] Немировский И. А. Графоаналитический метод расчета гидроприводов. М., 1968. [4] Цуханова Е. А. Об уравнениях движения гидроприводов с учетом сжимаемости рабочей среды. — «Машиноведение», 1966, № 6.

В. Ф. Ванчукевич

## РАСЧЕТ ПОСТОВ КОНТРОЛЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ НА АВТОТРАНСПОРТНЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

Выявленные закономерности прибытия подвижного состава с линии в гаражи, а также продолжительность проверки его технического состояния позволяют определить по теории массового обслуживания качество организации работы действующих контрольно-пропускных пунктов, требуемое число постов на пунктах, а также установить оптимальное время пребывания подвижного состава и водителей в очереди и найти оптимальный вариант использования КПП по показателям эффективности [1].

Наиболее правильно определяется качество работы контрольно-пропускных постов по времени простоя в очередях возле них подвижного состава и водителей. Это время должно составлять часть подготовительно-заключительного времени водителей, устанавливаемого действующими нормативами [1].

Подготовительно-заключительное время для водителей устанавливается из расчета 2,5 мин на каждый час работы. При этом длительность простоя следует определять исходя из необходимости участия водителя в выполнении части или всего объема ежедневного обслуживания автотранспорта.

Подготовительно-заключительное время можно представить в виде формулы

$$T_{п. з} = t + t_k + t_{у. м} + t_{запр} + t_{док} + t_{пр}, \quad (1)$$

где  $t$  — время простоев у поста контроля КПП;  $t_k$  — время контроля технического состояния на посту контроля;  $t_{у. м}$  — время выполнения уборочно-моечных работ;  $t_{запр}$  — время заправки автомобиля горюче-смазочными материалами;  $t_{док}$  — время на оформление технической документации;  $t_{пр}$  — время постановки автомобиля в зону стоянки или ремонта, проверка эффективности действия тормозов агрегатов и систем на специальных площадках, подсоединение утеплительных устройств при безгаражном хранении автомобилей или слив воды, запуск и прогрев двигателя автомобиля перед выездом на линии и т. д.

Примерное распределение подготовительно-заключительного времени водителей представлено в табл. 1.

Таблица 1

Распределение по времени ежедневного обслуживания подвижного состава на автотранспортных предприятиях

Вид ежедневного обслуживания	Транспорт	Подготовительно-заключительное время водителя, мин						
		$t_k$	$t_{у.м}$	$t_{запр}$	$t_{док}$	открытая стоянка		закрывающая стоянка
						без подогрева	с подогревом	
					$t_{пр}$			
Контроль техсостояния подвижного состава на КПП, мойка и уборка на поточных линиях, заправка ГСМ (с участием водителя)	Грузовые автомобили	3	5	2—3	4	20	10	3
Контроль техсостояния подвижного состава на КПП, мойка и уборка на постах вручную, заправка ГСМ (с участием водителя)	Автобусы, легковые автомобили	6	15—20	2—3	4	20	10	3
Контроль техсостояния подвижного состава на КПП, заправка ГСМ (с участием водителя), мойка и уборка (без участия водителя)	Грузовые автомобили	3		2—3	4	20	10	3
	Автобусы Легковые автомобили	6	—	2—3	4	20	10	3

Как видно из табл. 1, подготовительно-заключительное время водителей расходуется на выполнение контрольных, уборочно-мочных, заправочных работ, а также на оформление технической документации, подготовку подвижного состава к выезду на линии и т. д. По данным исследований, фактическая потребность в подготовительно-заключительном периоде времени на большинстве автотранспортных предприятий превышает в несколько раз нормативную. При соблюдении нормативной длительности подготовительно-заключительного периода время ожидания в очереди у КПП не должно превышать 10—12 мин в случае высокой организации выполнения ежедневного обслуживания и до одной минуты при выполнении указанных работ на постах ручной мойки с участием водителя. Надо учитывать при этом способы хранения подвижного состава.

Определять потребное количество постов контроля необходимо из расчета того, чтобы время ожидания у КПП не превышало бы

величины, полученной из формулы (1) с учетом конкретных условий выполнения объемов ежедневного обслуживания на каждом автотранспортном предприятии.

Время ожидания начала контроля зависит от количества подвижного состава, который находится на постах и в очереди возле КПП в данный момент, и от того, как скоро закончится контроль. Поскольку время ожидания контроля — величина случайная, то вероятность того, что это время больше предусмотренного «Положением» определяется из формулы

$$P\{\beta > t\} = \pi e - (ny - \lambda)t \quad (t \geq 0), \quad (2)$$

где  $\beta$  — время ожидания начала контроля у КПП;  $\pi$  — вероятность того, что все посты контроля будут заняты в какой-то наудачу взятый момент;  $\lambda$  — параметр потока автомобилей;  $n$  — количество постов контроля КПП;  $y$  — величина, обратная среднему времени контроля.

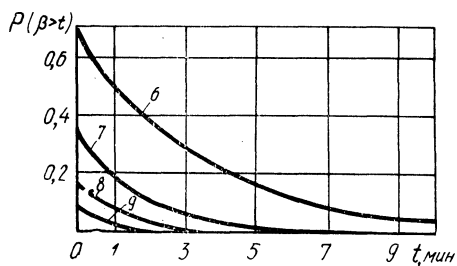


Рис. 1. График распределения времени ожидания контроля технического состояния автомобилей (а/б № 11 г. Минск) при количестве постов контроля  $n=6, 7, 8, 9$ . Время контроля  $t_k=3$  мин

На рис. 1 представлены законы распределения времени ожидания проверки технического состояния подвижного состава на автотранспортном предприятии при различном количестве постов контроля. Если уменьшить количество постов контроля, вероятность того, что часть подвижного состава за время ожидания в очереди не поступит на посты контроля, возрастет, чем нарушаются существующие положения и нормативы по организации труда водителей. Количество постов контроля должно быть таким, чтобы вероятность того, что подвижной состав ожидает начала контроля больше допустимого времени ожидания у КПП  $t$ , была бы мала и не превышала бы вероятность 0,05.

Законы распределения среднего времени ожидания начала обслуживания дают возможность установить, какую часть от времени пребывания на линии (рис. 2) простаивают водители и подвижной состав у КПП.

Это среднее время ожидания начала контроля определяется по формуле

$$T_{\pi} = \frac{\pi}{ny - \lambda} \left( \frac{\lambda}{ny} < 1 \right). \quad (3)$$



По данным исследований, оно составляет 5—6% от общего времени пребывания подвижного состава на линии при условии, что контрольные работы выполняются в полном объеме на действующих контрольно-технических пунктах без увеличения постов контроля на них.

Расчеты показывают, что стоимость годовых простоев подвижного состава и водителей превышает в этом случае затраты на

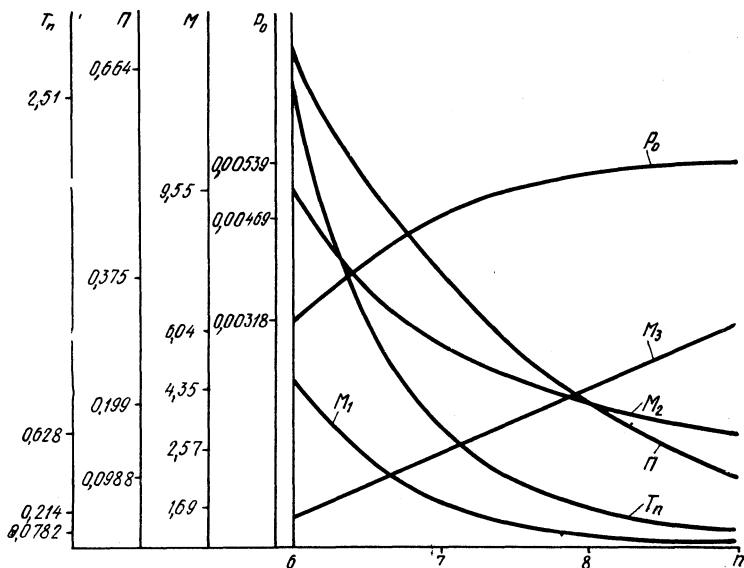


Рис. 2. График показателей качества функционирования системы контроля (а/б № 11 г. Минска) при количестве постов контроля  $n=6, 7, 8, 9$ . Время контроля  $t_k=3$  мин

строительство дополнительных постов контроля. Эти простои искажают данные о работе подвижного состава на линии. Сокращение простоев — важное мероприятие в повышении эффективности использования транспорта.

Если количество постов контроля соответствует количеству, определенному по формуле (2), то время простоев у КПП составляет всего лишь 1—2% от времени пребывания в наряде подвижного состава и водителей. При этом соблюдаются все нормативы и положения [1].

Законы распределения средней длины очереди ( $M_1$ ) позволяют рассчитать параметры накопительной площадки для размещения подвижного состава у пунктов контроля (рис. 2).

Средняя длина очереди определяется по формуле

$$M_1 = \frac{p_n \lambda}{ny \left(1 - \frac{\lambda}{ny}\right)^2}, \quad (4)$$

где  $P_n = \left( n - \frac{\lambda}{ny} \right) \pi$ .

Ширина накопительной площадки

$$S_{\text{шир}} = 1,2B(n+1) + k, \quad (5)$$

где  $1,2m$  — расстояние между рядом стоящими автомобилями или между автомобилями и стеной или оградой;  $n$  — количество постов контроля на контрольно-пропускном пункте;  $k$  — количество проездов на КПП для выезда подвижного состава с территории автотранспортного предприятия на линию;  $B$  — ширина автомобиля.

Длина накопительной площадки

$$S_{\text{длина}} = \frac{(1,2 + L_1)M_1}{n} + L_2, \quad (6)$$

где  $L_1$  — длина единицы подвижного состава (автомобиль, автопоезд);  $L_2$  — расстояние от последнего автомобиля, автопоезда до красной линии.

Использование постов КПП в часы «пик» определяется по показателям, представленным на рис. 2.

Вероятность того, что все посты контроля заняты ( $\pi$ ), можно подсчитать по формуле (7)

$$\pi = \frac{yP_0}{(n-1)!(ny-\lambda)} \left( \frac{\lambda}{y} \right)^n, \quad (7)$$

где  $P_0$  — вероятность того, что все посты контроля свободны.

$$P_0 = \frac{1}{\sum_{k=0}^{n-1} \frac{1}{k!} \left( \frac{\lambda}{y} \right)^k + \frac{y}{(n-1)!(ny-\lambda)} \left( \frac{\lambda}{y} \right)^n}$$

Среднее число свободных постов контроля

$$M_3 = \sum_{k=0}^{n-1} \frac{n-k}{k!} \left( \frac{\lambda}{y} \right)^k P_0. \quad (8)$$

Расчеты показывают, что использование постов контроля растет с увеличением времени ожидания в очереди, но стоимость простоя подвижного состава и водителей превышает стоимость постов контроля. К тому же необходимо определить возможность выезда подвижного состава из гаража через КПП во время прибытия транспорта с линии.

Так, зная численность подвижного состава, шедшего из гаража, и время простоя его на КПП, определяется потребное число

постов, которое сравнивается со средним количеством свободных постов контроля ( $M_3$ ) вероятностью использования всех постов контроля ( $\pi$ ). При этом на большинстве автотранспортных предприятий число постов контроля, определенное по формуле (2) и по времени простоя ( $t$ ), равному 10—12 мин, является достаточным для выезда подвижного состава на линию одновременно с возвращением в гараж транспорта первой смены. В том случае, если требуется большее количество постов для выпуска на линию подвижного состава, чем  $n$ , то на КПП следует увеличить число проездов.

Проведенный анализ дает возможность установить, что при интенсивном возвращении подвижного состава с линии в гараж время активного использования КПП составляет не более 4 ч на грузовых и 6 ч на пассажирских автотранспортных предприятиях.

По данным исследований, на автотранспортных предприятиях количество постов контроля на КПП составляет 30—40% от требуемого. Строительство же недостающих постов контроля и оснащение их необходимым контрольно-диагностическим оборудованием и тепловыми завесами за короткий срок невозможно. В то же время имеющиеся посты контроля используются на 20—25% от использования постов технического обслуживания и ремонта при работе последних в две смены и на 10—15% при работе в три смены. К тому же число постов ТО и ТР на большинстве автотранспортных предприятий значительно ниже нормативного.

В целях повышения использования производственных площадей посты контроля следует располагать в зонах технического обслуживания и ремонта.<sup>1</sup>

При этом необходимо иметь пропускной пункт у въезда на территорию гаража, оборудовав его штамп-часами для фиксации времени прибытия и выхода на линию подвижного состава в соответствующей технической документации. Это позволит в пять-шесть раз улучшить использование площадей, занятых постами контроля, путем выполнения технических обслуживаний и ремонта на них, высвобождая их для выполнения объемов контрольных работ по мере изменения интенсивности возвращения подвижного состава с линии в гараж. Таким образом, размещение постов контроля в зонах технического обслуживания и текущего ремонта на первых порах позволит производить контрольные работы высококачественно с выполнением ранее рассмотренных требований путем изменения режимов работы зон ТО и ТР на существующей производственно-технической базе.

К тому же при реконструкции или строительстве автотранспортных предприятий капитальные затраты при размещении постов контроля в зонах ТО и ТР будут ниже, чем при строительстве отдельных корпусов КПП, хранения, а также профилакториев и мастерских. В зонах контроля можно также создавать специализированные посты и линии экспресс-диагностики по мере их разра-

<sup>1</sup> В порядке предложения.

ботки, что позволит внедрить объективные методы контроля и сократить объем демонтажнo-монтажных работ, выполняемых в результате ошибок контролеров и водителей при определении технического состояния подвижного состава, а также определять качество работы технического обслуживания и ремонта после их выполнения.

В дальнейшем возможна организация контроля технического состояния подвижного состава без участия водителя, и, следовательно, транспорт перед осмотром будет целесообразно располагать внутри гаража после пропускного пункта, чем перед КПП, расположенным на окраине территории предприятия.

Определение количества постов контроля с учетом конкретных условий работы на каждом автотранспортном предприятии следует производить по следующей методике.

Установить интенсивность прибытия подвижного состава с линии к контрольно-техническому пункту. Для этого желательно вести учет количества прибывшего подвижного состава по интервалам времени, равным 10 мин. Выделить поток прибывающего подвижного состава с наибольшей интенсивностью и в этом интервале определить параметр потока ( $\lambda$ ).

Найти среднее время контроля технического состояния подвижного состава на постах. Среднее время нахождения подвижного состава на постах определяется хронометрированием длительности контроля группы подвижного состава с последующим нахождением средней длительности контроля одной единицы подвижного состава.

Рассчитать по формуле (1) допустимое время ожидания контроля у пунктов контроля. Для этого надо определить составляющие подготовительно-заключительного времени водителей путем хронометрирования и нахождения средней длительности их выполнения на рассматриваемом предприятии или же воспользоваться данными табл. 1.

Подставить в формулы (2)—(8) количество постов контроля, имеющихся на автотранспортном предприятии, а также другие данные и оценить качество работы пункта технического контроля по показателям эффективности. В случае неудовлетворительной организации работы пункта контроля следует увеличивать количество постов контроля до тех пор, пока не будет достигнута 95%-ная вероятность того, что время ожидания у пунктов контроля в очередях будет меньше или равно допустимому времени ( $t$ ), с учетом конкретных условий работы данного предприятия.

Определить габариты накопительных площадок у КПП.

## Л и т е р а т у р а

[1] Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. М., 1963.

Н. М. Капустин

## ИССЛЕДОВАНИЕ ОТКАЗОВ И НЕИСПРАВНОСТЕЙ СИСТЕМ, УЗЛОВ И АГРЕГАТОВ АВТОМОБИЛЕЙ С ПОМОЩЬЮ РЕГРЕССИОННОГО АНАЛИЗА

Степень влияния отказов и неисправностей основных систем, узлов и агрегатов на общее число случаев ремонта и трудозатраты на техническое обслуживание (ТО) и текущий ремонт (ТР) можно определить с помощью регрессионного анализа случаев ремонта основных систем и механизмов автомобилей. Для проведения регрессионного анализа отказов и неисправностей были исследованы результаты работы различных автотранспортных предприятий (АТП) Белорусской ССР. В данной статье приведен анализ работы группы грузовых АТП, в состав которой вошли следующие предприятия: а/к № 2418, а/к № 2314, а/б № 1 г. Гомеля, а/б № 1 г. Витебска и а/б № 3 г. Бреста. Включенные в эту группу автотранспортные предприятия имеют примерно однотипный подвижной состав, где средняя грузоподъемность автомобилей составляет 4,5—6 т. Наблюдения проводились в течение полутора лет.

Значения числа случаев ремонта различных систем, узлов и механизмов автомобилей определялись путем обработки данных формы № 3, предусмотренной Положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава. Трудозатраты на техническое обслуживание и текущий ремонт автомобилей были взяты из отчетных данных работы автотранспортных предприятий.

К первичной информации предъявлялись такие требования, как достоверность, однозначность выражения, т. е. количественность, достаточность по количеству и однородность. Так как проведение регрессионного анализа возможно даже в случае некоторого отличия случайной величины от нормального распределения, то проверка на нормальность исходной информации не производилась.

С помощью регрессионного анализа отказов и неисправностей ставится задача установить, как в среднем изменяется случайная величина с изменением одной или нескольких неслучайных величин, т. е. найти связь между изменением числа случаев ремонта основных систем и механизмов автомобиля и трудоемкостью ра-

бот по ТО и ТР автомобилей. Иначе говоря, необходимо найти функцию

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_m) \quad (1)$$

и раскрыть степень влияния аргументов на функцию.

В качестве аргументов искомого уравнения регрессии принято число случаев ремонта по следующим системам и механизмам автомобиля: двигатель ( $x_1$ ), система электрооборудования ( $x_2$ ), система питания ( $x_3$ ), система охлаждения ( $x_4$ ), коробка передач ( $x_5$ ), подвеска ( $x_6$ ), передний мост ( $x_7$ ), рулевое управление ( $x_8$ ), задний мост ( $x_9$ ), тормозная система ( $x_{10}$ ), кузов ( $x_{11}$ ), сцепление ( $x_{12}$ ).

Для предварительного изучения исходной информации проводился парный регрессионный анализ. При парном регрессионном анализе теоретическая линия регрессии наиболее часто выражается уравнением

$$y = a + bx. \quad (2)$$

Проверка гипотезы о наличии связи между изучаемыми факторами и оценка тесноты этой связи осуществляется с помощью коэффициента корреляции  $r_{yx}$ . Достоверность полученного значения коэффициента корреляции определяется  $t$ -критерием Стьюдента ( $t_r$ ). Для пятипроцентного уровня значимости  $t_r \geq 1,960$ .

Затем определялись значения углового коэффициента регрессии ( $b$ ), начального коэффициента ( $a$ ), и на основании полученных данных можно было найти аналитическую зависимость между исследуемыми факторами.

С помощью парного регрессионного анализа находилась регрессионная связь между случаями ремонта основных систем и механизмов автомобиля, а также их связь с общим числом случаев ремонта и трудозатратами в чел-ч на поддержание технически исправного состояния автомобилей.

На основании результатов парного регрессионного анализа можно определить целесообразность и возможность проведения многофакторного регрессионного анализа, необходимость которого диктуется не обособленным действием каждого из факторов на значение функции, а действием каждого из факторов в их взаимосвязи.

Проведению многофакторного регрессионного анализа предшествовало объединение исследуемых факторов данной группы автотранспортных предприятий в единый массив. При этом значения функций и аргументов по предприятиям наносились в определенной и строго постоянной последовательности. Результатом данной операции является увеличение числа наблюдений по каждому фактору благодаря применению метода «завода-лет». Тем самым точность исследования значительно повышается, достоверность показаний также увеличивается.

Важным этапом при проведении многофакторного регрессионного анализа является выбор формы связи, характеризующий зависимость общего числа случаев ремонта или величины трудоемкости в чел-ч на ТО и ТР от числа отказов и неисправностей основных систем, узлов и агрегатов автомобилей. Выбор формы связи производился эмпирически на основании графического анализа парных связей. В результате принимается уравнение следующего вида:

$$y = a + b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_mx_m. \quad (3)$$

Математическая обработка по регрессионному анализу производится по специальной программе на ЭВМ. Определялись при этом средние значения факторов и их среднеквадратические ошибки, коэффициенты парной регрессии со всеми характеристиками этой связи, частные коэффициенты регрессии. На основе коэффициентов парной регрессии вычислялись стандартизованные коэффициенты уравнения множественной регрессии ( $\beta$ -коэффициенты).

С помощью  $\beta$ -коэффициентов определяется теснота связи между функцией и несколькими факторами-аргументами — коэффициент множественной регрессии. Существенность коэффициента множественной регрессии ( $R$ ) оценивается с помощью  $t$ -критерия Стьюдента. В качестве критерия оценки той части функции, которая объясняется за счет вариации принятых во внимание аргументов, принимается коэффициент множественной детерминации ( $R^2$ ).

Определив с помощью  $\beta$ -коэффициентов  $a$  и  $b$ , их среднеквадратические ошибки и критерий значимости, можно построить аналитические уравнения (3).

Подставив в уравнение (3) значения коэффициентов регрессии и случаев ремонта по исследуемым факторам-аргументам, получаем расчетные величины всех случаев ремонта или трудозатрат на ТО и ТР ( $\hat{y}$ ).

Для оценки полученных расчетных значений функции находят их среднеквадратическая ошибка, средняя ошибка аппроксимации  $\epsilon$  и критерий  $F$  (Фишера). Для 5%-ного уровня значимости значение  $F$ -критерия должно составлять  $F \geq 1,528$ .

Результаты парного регрессионного анализа приведены для показателей уже сгруппированных значений пяти автотранспортных предприятий и представлены в табл. 1.

Результаты парного регрессионного анализа показателей работы группы грузовых автотранспортных предприятий (табл. 1) показывают в основном тесную регрессионную связь исследуемых величин. Только связь отказов и неисправностей системы питания с некоторыми механизмами автомобиля является незначимой, что вполне объясняется назначением и особенностями работы данной системы.

Результаты парного регрессионного анализа позволяют с большой уверенностью предположить наличие тесной множественной регрессионной связи в наблюдаемых явлениях.

Значение параметров тесноты парной регрессивной связи между трудозатратами на ТО и ТР и случаями ремонта систем, узлов и механизмов автомобилей

№ п.п.	Наименование исследуемых факторов	Принятые обозначения	Значения коэффициентов парной регрессии $r_{yx}(r_{x_i x_{i+1}})$ . Значения $t$ -критерия Стьюдента $t_r$ .															
			4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17		
1	Трудоемкость на ТО и ТР, чел-ч	$y_{ч-ч}$	1															
2	Всего случаев ремонта	$y_v$	—	2														
3	Двигатель	$x_1$	0,729 9,985	0,920 22,043	3													
4	Система электрооборудования	$x_2$	0,685 8,823	0,862 15,942	0,944 14,737	4												
5	Система питания	$x_3$	0,375 3,795	0,266 2,586	0,474 5,053	0,442 4,621	5											
6	Система охлаждения	$x_4$	0,363 3,652	0,597 6,985	0,512 5,592	0,548 6,150	0,252 2,549	6										
7	Коробка передач	$x_5$	0,604 7,116	0,724 9,843	0,722 9,776	0,619 7,399	0,571 6,525	0,334 3,321	7									
8	Подвеска	$x_6$	0,635 7,719	0,653 8,095	0,753 10,714	0,768 11,252	0,276 2,697	0,544 6,083	0,514 5,620	8								
9	Передний мост	$x_7$	0,448 4,694	0,193 1,844	0,472 5,020	0,417 4,299	0,095 0,896	0,206 1,970	0,309 3,052	0,471 5,013	9							
10	Рулевое управление	$x_8$	0,241 2,327	0,516 5,648	0,531 5,880	0,431 4,482	0,028 0,267	0,194 1,853	0,284 2,787	0,494 5,352	0,667 8,407	10						
11	Задний мост	$x_9$	0,737 10,226	0,711 9,498	0,861 15,850	0,690 8,931	0,328 3,262	0,392 3,994	0,773 11,440	0,694 9,040	0,508 5,537	0,532 5,891	11					
12	Тормозная система	$x_{10}$	0,485 5,205	0,729 10,005	0,692 9,003	0,544 6,080	0,266 2,591	0,263 2,561	0,620 7,421	0,524 5,768	0,532 5,887	0,635 7,710	0,713 9,522	12				
13	Кузов	$x_{11}$	0,622 2,587	0,414 4,263	0,476 5,081	0,612 7,252	0,076 0,715	0,366 3,687	0,246 2,384	0,584 7,236	0,584 6,741	0,566 6,442	0,376 3,812	0,445 4,662	13			
14	Сцепление	$x_{12}$	0,708 9,410	0,627 7,559	0,779 11,645	0,736 10,185	0,428 4,444	0,431 4,486	0,695 9,067	0,538 5,988	0,403 4,133	0,403 4,125	0,744 10,431	0,559 6,329	0,355 3,565	14		



Множественный регрессионный анализ по указанной выше методике позволит получить следующее уравнение зависимости общего числа случаев ремонта от числа случаев ремонта основных систем, узлов и агрегатов автомобилей:

$$y_b = 152,205 + 4,772x_1 + 2,296x_2 + 1,553x_3 + 0,059x_4 + 0,832x_5 + \\ + 0,069x_6 + 2,209x_7 + 1,815x_8 + 1,697x_9 + 0,869x_{10} + \\ + 0,081x_{11} + 0,916x_{12}. \quad (4)$$

Факторы-аргументы, входящие в уравнение (4), описывают исследуемое явление (определяют общее число ремонта в зависимости от числа ремонта принятых во внимание систем) на 92,7% ( $R^2=0,927$ ). Остальные параметры оценки надежности и достоверности уравнения регрессии имеют следующие значения:

$$R = 0,963; t_R = 125,259; \sigma_{\hat{y}} = 400,870 \text{ (при } \bar{y}_b = 1221,133); \\ F = 3,422; \varepsilon = 0,939.$$

Однако некоторые коэффициенты уравнения регрессии (при  $x_4, x_5, x_6, x_7, x_{11}, x_{12}$ ) являются малозначимыми для принятого 5%-ного уровня значимости ( $t_{b_i} < 1,960$ ). Факторы, у которых коэффициенты регрессии являются незначимыми, исключаются, и снова производится оценка коэффициентов регрессии и уравнения регрессии. Такая процедура повторяется до тех пор, пока все коэффициенты регрессии в уравнении не окажутся значимыми.

В результате поочередного исключения менее значимых коэффициентов уравнения регрессии уравнение (4) принимает следующий вид:

$$y'_b = 163,592 + 4,297x_1 + 2,462x_2 + 0,957x_3 + 1,758x_8 + \\ + 1,207x_9 + 0,871x_{10}. \quad (5)$$

Коэффициенты уравнения регрессии (5) имеют следующие значения  $t$ -критерия Стьюдента:

$$t_{b_i} = 1,984 - 20,514.$$

Другие критерии оценки уравнения изменились незначительно и составляют:

$$R^2 = 0,922; R = 0,960; t_R = 116,426; \sigma_{\hat{y}} = 399,720; \\ F = 3,422; \varepsilon = 1,320\%.$$

Указанные величины критериев оценки характеризуют высокую степень надежности и достоверности полученной математической зависимости.

Регрессионное уравнение, определяющее зависимость трудоемкости в чел-ч на ТО и ТР автомобилей от числа случаев ремонта основных систем, узлов и агрегатов автомобилей, имеет следующий вид:

$$y_{ч..ч} = 6197,053 + 16,511x_1 + 41,239x_2 - 14,078x_3 - 23,260x_4 - \\ - 34,140x_5 + 54,316x_6 + 339,420x_7 - 103,249x_8 + 52,239x_9 + \\ + 3,432x_{10} - 37,729x_{11} + 100,546x_{12}. \quad (6)$$

Полученное уравнение (6) характеризуется следующими параметрами:  $R^2 = 0,752$ ;  $R = 0,867$ ;  $t_R = 33,236$ ;  $\sigma_{\hat{y}} = 7282$ ;  
 $F = 1,857$ ;  $\varepsilon = 3,568\%$ .

Но коэффициенты при  $x_1$ ,  $x_3$ ,  $x_4$ ,  $x_5$ ,  $x_{10}$  имеют недостаточное значение  $t$ -критерия Стьюдента, поэтому поочередное исключение малозначимых факторов приводит регрессионное уравнение (6) к виду

$$y'_{ч..ч} = 6549,261 + 62,782x_2 + 38,159x_6 + 356,657x_7 - \\ - 86,839x_8 + 73,592x_9 - 41,147x_{11}, \quad (7)$$

где  $t_{bi} = 2,283 - 5,790$ ;  $R^2 = 0,722$ ;  $R = 0,850$ ;  $t_R = 28,976$ ;  $\sigma_{\hat{y}} = 7084$ ;  
 $F = 1,820$ ;  $\varepsilon = 3,600\%$ .

Критерии оценки регрессионного уравнения (7) свидетельствует о достаточной достоверности уравнения, что позволяет применять приведенные математические зависимости для определения степени загруженности зон технического обслуживания и ремонта данного типа автотранспортных предприятий.

## Выводы

1. Регрессионный анализ отказов и неисправностей систем, узлов и агрегатов автомобиля с достаточной достоверностью показал тесную связь между количеством ремонтов преимущественно всех систем и механизмов автомобилей. Это позволит в дальнейшем при определении надежности работы систем, узлов, механизмов автомобиля учитывать и их взаимосвязь.

2. На основании проведенного парного регрессионного анализа были установлены закономерности изменения числа случаев ремонта систем, узлов и агрегатов автомобиля в зависимости от надежности работы каждого из указанных механизмов.

3. Результаты исследования позволили с достаточной точностью установить влияние отказов и неисправностей каждой из систем, узлов и агрегатов автомобиля на общее число случаев ремонта и трудозатраты по восстановлению и поддержанию технически исправного состояния автомобилей в условиях автотранспортных предприятий.

М. М. Болбас, Г. А. Самко, А. М. Кленицкий

## ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СЕРУСОДЕРЖАЩЕЙ ПРИСАДКИ НА ПРИРАБОТКУ МЕТАЛЛИЧЕСКИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ

Известно, что одним из способов снижения сил трения и износа сопряженных поверхностей в особо тяжелых условиях работы, к каким относится, в частности, период начальной работы пар трения, является введение в масло присадок, содержащих химически активные элементы: серу, хлор, фосфор и др.

Механизм действия этих присадок заключается в том, что при высоких температурах они способны отщеплять химически активный элемент, который, взаимодействуя с металлической поверхностью, образует тончайшие пленки различных химических соединений (сульфидов, хлоридов, фосфидов). Эти пленки должны обладать повышенной по сравнению с активным металлом пластичностью, малым коэффициентом трения, достаточной износостойкостью. Обладая такими свойствами, пленки способствуют быстрейшему формированию микрогеометрии трущихся поверхностей, снижению сил трения, уменьшению износа. Кроме того, разделяя трущиеся поверхности, пленки препятствуют возникновению очагов схватывания, предотвращая, таким образом, задиры, повреждение пар трения.

Среди химически активных присадок широко известна присадка 1% растворенной и коллоидной серы, предложенная профессором Г. П. Шароновым. Исследования Г. П. Шаронова и ряда авторов показали эффективность этой присадки при приработке двигателей внутреннего сгорания, зубчатых редукторов и т. д. [1, 2, 3]. Способствуя образованию на поверхности трения пленок сульфидов, присадка серы значительно сокращает время приработки трущихся поверхностей, снижает их начальный износ, увеличивает долговечность и надежность работы сопряжений. Однако наряду с достоинствами присадка серы обладает и рядом недостатков. К ним следует отнести: а) выпадение серы в осадок при длительном хранении осерненного масла, что вызывает необходимость в подогреве и перемешивании его перед употреблением; б) небольшое содержание серы в осерненной основе (4,2—4,5%), в связи с

чем для получения в картерном масле 1% серы в него приходится вводить 25% осерненной основы.

Эти недостатки присадки серы побуждают исследователей искать новые эффективные присадки для тяжелых условий работы пар трения, в частности для их приработки.

В данной работе приведены результаты исследования влияния серосодержащей присадки (условно присадка «Д») на процесс приработки металлических поверхностей.

Причинами, определившими выбор присадки «Д» в качестве объекта данных исследований, послужили следующие предпосылки:

1) в молекуле присадки «Д» содержатся атомы серы, слабо связанные с углеводородной группой, что указывает на возможную химическую активность данной присадки;

2) наряду с этим в молекуле присадки «Д» содержатся атомы серы, прочно связанные с основанием молекулы, из чего должны следовать антикоррозионные свойства присадки «Д» [4];

3) присадка «Д» в концентрации 3% от веса масла полностью растворяется в нем при нагревании до 50°C, а легкий осадок, выпадающий после длительного хранения, исчезает при незначительном взбалтывании.

Исследования проводились на машине трения МИ-1, на образцах из серого чугуна СЧ 28-40 по методике, изложенной в работе [5].

На рис. 1 приведены кривые изменения момента трения и температуры поверхностных слоев образцов в зависимости от времени приработки на масле АС-8 без добавки и с добавкой 3% присадки «Д».

Из рисунка видно, что при приработке образцов на масле с добавкой 3% присадки «Д» момент трения и температура поверхностных слоев после 40—50 мин опыта снижаются до своих минимальных, стабильных до конца опыта значений (5,5—6,5 кгсм и 35—45°C соответственно). В то же время в опытах с маслом без добавки присадки «Д» указанные параметры достигали значительных величин (36—37 кгсм и 150°C соответственно), которые не изменялись во время опыта.

Площадь прилегания рабочих поверхностей образцов в опытах на масле с присадкой «Д» достигала 80—85%, а на масле без присадки — лишь 30—35%. В табл. 1 даются величины некоторых параметров поверхности трения испытываемых образцов после четырех часов опытов на масле с добавкой и без добавки присадки «Д». Для сравнения приводятся аналогичные данные, полученные в опытах с присадкой растворенной и коллоидной серы [5].

Характер изменения момента трения и температуры поверхностных слоев образцов, а также данные табл. 1 показывают, что присадка «Д» значительно смягчает процесс приработки, во много раз ускоряя его, способствуя одновременно снижению начального износа поверхностей.

Сравнение полученных результатов с результатами опытов на

масле АС-8 с добавкой 1% растворенной и коллоидной серы [5] позволяет сделать вывод об их идентичности.

Анализ полученных данных свидетельствует о химической активности присадки «Д» при высоких температурах, о ее способности образовывать при определенных условиях пластичные плен-

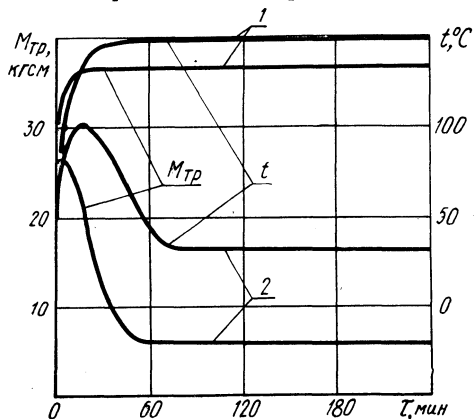


Рис. 1. Изменение момента трения  $M_{тр}$  и температуры поверхностных слоев  $t^{\circ}C$  чугунных образцов в зависимости от времени  $t$  приработки их на масле АС-8: 1 — без присадки «Д»; 2 — с добавкой 3% присадки «Д»

Таблица 1  
Изменение некоторых параметров поверхностей трения образцов после четырех часов приработки на различных маслах

Присадка к маслу АС-8	Класс чистоты поверхности образцов	Микротвердость			Весовой износ образцов, мг
		до опыта	после опыта	увеличение (+), уменьшение (-)	
АС-8 без присадки	96	698	760	+ 9	23,1
+3% присадки «Д»	10 в—11 а	712	631	-11,5	18,2
+1% серы	10 в—11 а	731	618	-17	16,8

ки на трущихся поверхностях. Малая величина момента трения в опытах с присадкой «Д» свидетельствует о том, что образующиеся пленки обладают низким коэффициентом трения, а снижение начального износа образцов говорит об износостойкости пленок.

### Л и т е р а т у р а

[1] Шаронов Г. П. Применение присадок к маслам для ускорения приработки двигателей. М.—Л., 1965. [2] Зуев Л. И. Организация ремонта тракторного парка. Л., 1966. [3] Никифоров К. М. Опыт приработки двигателей на осеренных маслах. ЛДНТП. Мат-лы семинара, состоявшегося 25—27 марта 1968. Л., 1968. [4] Демченко В. С., Гурьянова Е. Н., Шаронов Г. П. О влиянии прочности связи атомов серы в молекулах присадок на эксплуатационные свойства смазочных масел. — В сб.: Химия сероорганических соединений, содержащихся в нефтях и нефтепродуктах, т. VIII. М., 1968. [5] Болбас М. М. Исследование влияния некоторых присадок к маслу на приработку металлических образцов на машине трения. — В сб.: Автомобиле- и тракторостроение. Техническая эксплуатация и ремонт автомобилей. Минск, 1971.

**Я. Е. Игудесман, Е. Н. Вербицкая,  
Г. А. Короткова, А. М. Темичев**

## **РАЗВИТИЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА И ЕГО ПОТРЕБНОСТЬ В ИНЖЕНЕРАХ**

Предусмотренное Директивами XXIV съезда КПСС ускоренное развитие и повышение эффективности автомобильного транспорта в стране требует наиболее полного удовлетворения потребностей его в специалистах с высшим образованием. В этих условиях существенное значение приобретает совершенствование методов планирования перспективной потребности автотранспорта в инженерах и их подготовки высшей школой.

Государственный комитет по труду и заработной плате при Совете Министров СССР на основе исследований, выполненных Научно-исследовательским институтом автомобильного транспорта, и обобщения прогрессивных методов управления разработал нормативы численности и структуру руководящих и инженерно-технических работников и служащих по функциям в автохозяйствах [1].

Как показали расчеты, в настоящее время во всех республиках сложилось значительное несоответствие между потребностями автомобильного транспорта и фактической численностью инженеров. По автотранспорту обеспеченность специалистами с высшим образованием не превышает 30—45% нормативной потребности.

В текущем пятилетии и в последующие годы предусматривается существенный рост парка автомобилей во всех районах страны при одновременном совершенствовании управления автомобильным транспортом, что определяет значительные сдвиги в структуре и численности потребных контингентов специалистов с высшим образованием.

Опыт разработки методики определения перспективной потребности в инженерах специальностей «Автомобильный транспорт» (1609) и «Экономика и организация автомобильного транспорта» (1725) в Белорусском политехническом институте дает основание считать, что решающее влияние на дополнительную потребность в специалистах оказывают два фактора: во-первых, общее количество штатных должностей, которое подлежит замеще-

нию инженерами соответствующих профилей; во-вторых, фактическая обеспеченность автотранспорта специалистами с высшим образованием.

В соответствии с данной методикой базой при расчете общей потребности в инженерах-механиках и инженерах-экономистах для автотранспорта является численность этих специалистов, занятых на автоэксплуатационных предприятиях. Потребности других сфер производственно-хозяйственной деятельности и управления определяются путем введения специальных корректирующих коэффициентов, учитывающих соотношение между специалистами, занятыми непосредственно на автоэксплуатационных предприятиях, а также в органах территориального и отраслевого управления, в научных учреждениях автотранспорта и т. д.

В общем виде перспективная суммарная потребность автомобильного транспорта народного хозяйства в новых контингентах специалистов  $N_i$  может быть рассчитана в территориальном разрезе по нормативам, установленным для каждого этапа на 1000 автомобилей:

$$N_i = \left[ n_i A_{\text{с.б}} \left( 1 + \frac{Q}{100} \right)^t (1 + k_1 + k_2 + k_3 + k_4) S \right] (1 - k_{\text{об. } i}),$$

где  $n_i$  — удельная потребность автоэксплуатационных предприятий в инженерах каждого профиля на 1000 автомобилей грузового, автобусного и легкового парка народного хозяйства в  $i$ -ом году, чел./1000 авт.;  $A_{\text{с.б}}$  — автомобильный парк народного хозяйства в 1970 г., являющемся базовым годом отсчета, тыс. авт.;  $Q$  — предусмотренный среднегодовой темп роста автомобильного парка народного хозяйства в ведомственном или территориальном резервах, %;  $t$  — порядковый номер года, для которого производится расчет потребности в специалистах;  $k_1$  — коэффициент потребности отраслевой и территориальной сфер управления автотранспортом в инженерах (автотресты, аппарат Министерства автотранспорта республики и т. д.);  $k_2$  — коэффициент потребности отраслевых научных учреждений в инженерах;  $k_3$  — коэффициент потребности производств по капитальному ремонту автомобилей и агрегатов в инженерах;  $k_4$  — коэффициент потребности сферы внеотраслевого государственного и экономического управления в инженерах (Госплан республики, облпланы, органы ГАИ МВД и др.);  $S$  — коэффициент относительного уменьшения потребности в специалистах, занятых вне автотранспортного предприятия в связи с совершенствованием организации управления и укрупнением объединений;  $k_{\text{об. } i}$  — коэффициент фактической обеспеченности автомобильного транспорта народного хозяйства в инженерах в  $i$ -ом году.

Основным элементом данной методики определения перспективной потребности автотранспорта народного хозяйства в специалистах с высшим образованием является разработка нормативов

удельной потребности в специалистах на 1000 автомобилей ( $n_i$ ). Характерная особенность этого показателя заключается в том, что он изменяется по этапам и находится в зависимости от следующих факторов: а) потребности в специалистах по отдельным функциям управления; б) удельного веса инженеров соответствующих специальностей, характеризруемых коэффициентом  $z$ ; в) количества автохозяйств, приходящихся на 1000 автомобилей, определяемого при помощи коэффициента  $p$ ; г) численности работающих и ремонтных рабочих, приходящихся по отдельным этапам на 1000 автомобилей; д) режима работы автопредприятия; е) коэффициента выпуска парка.

Действующими типовыми штатными расписаниями установлены 14 возможных видов отделов, служб и подразделений и определена структура автохозяйства при его различной мощности. Научно-исследовательский институт автотранспорта при разработке типовых структур выделил в автохозяйствах девять функций управления, которые включают в себя определенные структурные подразделения.

Для определения удельной потребности в инженерах-механиках и инженерах-экономистах, занятых в автохозяйствах, возникает необходимость в решении двух взаимосвязанных задач: во-первых, установление с учетом профессиональных особенностей специалистов структурных подразделений, в которых используются инженеры-механики и инженеры-экономисты; во-вторых, определение численности инженеров-механиков и инженеров-экономистов по каждой функции управления.

В целом для народного хозяйства должностные наименования, обязанности и квалификационные требования определены Государственным комитетом Совета Министров СССР по вопросам труда и заработной платы. Непосредственно по автотранспорту должностные квалификационные характеристики ИТР и служащих установлены в директивных материалах министерств автомобильного транспорта республик, определяющих характер и содержание функций, круг обязанностей и сферы использований инженеров-механиков и инженеров-экономистов.

В общем виде удельная потребность в инженерах-механиках и инженерах-экономистах на 1000 автомобилей по функциям управления в автохозяйствах представляется следующим рядом формул, разработанных с учетом результатов статистической обработки исходных данных, проведенной НИИАТом (табл. 1).

Численные значения корректирующих коэффициентов  $z_m$  и  $z_s$  по каждому подразделению автохозяйства определяются по следующим формулам:

$$z_m = \frac{H_{m_i}}{H_i}; \quad z_s = \frac{H_{s_i}}{H_i},$$

где  $z_{m_s}$ ,  $z_{s_s}$  — корректирующие коэффициенты, характеризующие соответственно удельный вес по данной функции инженеров-



Расчетные формулы для определения удельной потребности автотранспорта  
в инженерах-механиках и инженерах-экономистах

Наименование структурных подразделений	Формулы для расчета потребности автотранспорта в специалистах		Принятые обозначения
	специальности 1609	специальности 1725	
1. Общее руководство	$n_{M_1} = \left[ 0,2246 \left( \frac{x_1}{pk_p} \right)^{0,0889} \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{x_3}{pk_p} \right)^{0,2949} \right] z_M pk_p k_M^{\Pi}$	$n_{Э_1} = \left[ 0,2246 \left( \frac{x_1}{pk_p} \right)^{0,0899} \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{x_3}{pk_p} \right)^{0,2949} \right] z_Э pk_p k_Э^{\Pi}$	$n_{M_i}, n_{Э_i}$ — норматив удельной потребности в специалистах на 1000 автомобилей
2. Техничко-экономическое планирование	—	$n_{Э_2} = \left[ 0,1364 \left( \frac{x_1}{pk_p} \right)^{0,1709} \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{x_3}{pk_p} \right)^{0,3124} \right] z_{Э_2} pk_p k_Э^{\Pi}$	$z_{M_i}, z_{Э_i}$ — коэффициент, характеризующий удельный вес инженеров соответствующих специальностей
3. Организация труда и заработной платы	—	$n_{Э_3} = \left[ 0,1062 \left( \frac{x_1}{pk_p} \right)^{0,5640} \right] z_{Э_3} pk_p k_Э^{\Pi}$	$k_M^{\Pi}, k_Э^{\Pi}$ — коэффициенты, соответственно учитывающие численность инженеров-механиков и инженеров-экономистов в линейном персонале
4. Материально-техническое снабжение	—	$n_{Э_5} = \\ = \left[ 0,0001 \left( \frac{x_1}{pk_p} \right)^{0,1730} x_4^{1,55} \right] z_{Э_5} pk_p k_Э^{\Pi}$	$x_1, x_2, \dots, x_n$ — численные значения факторов

Продолжение табл. 1

Наименование структурных подразделений	Формулы для расчета потребности автотранспорта в специалистах		Принятые обозначения
	специальности 1609	специальности 1725	
5. Эксплуатационная служба	$n_{M_8} = \left[ 0,0223 \left( \frac{x_1}{pk_p} \right)^{0,8328} \times \right. \\ \left. \times x_4^{0,2541} x_2^{0,2602} \right] z_{M_8} pk_p k_M^{\text{л}}$	—	<p><math>p</math> — коэффициент (корректирующий), характеризующий среднее количество автохозяйств, приходящихся на парк в тысячу автомобилей</p>
6. Техническая служба	$n_{M_9} = \left[ 0,14 \left( \frac{x_1}{pk_p} \right)^{0,5477} \times \right. \\ \left. \times \left( \frac{x_5}{pk_p} \right)^{0,3} \right] z_{M_9} pk_p k_M^{\text{л}}$	—	

механиков и инженеров-экономистов в общей численности персонала;  $H_{M_i}$ ,  $H_{Э_i}$  — численные значения соответственно инженеров-механиков и инженеров-экономистов в данном подразделении;  $H_i$  — общая численность работников данного подразделения.

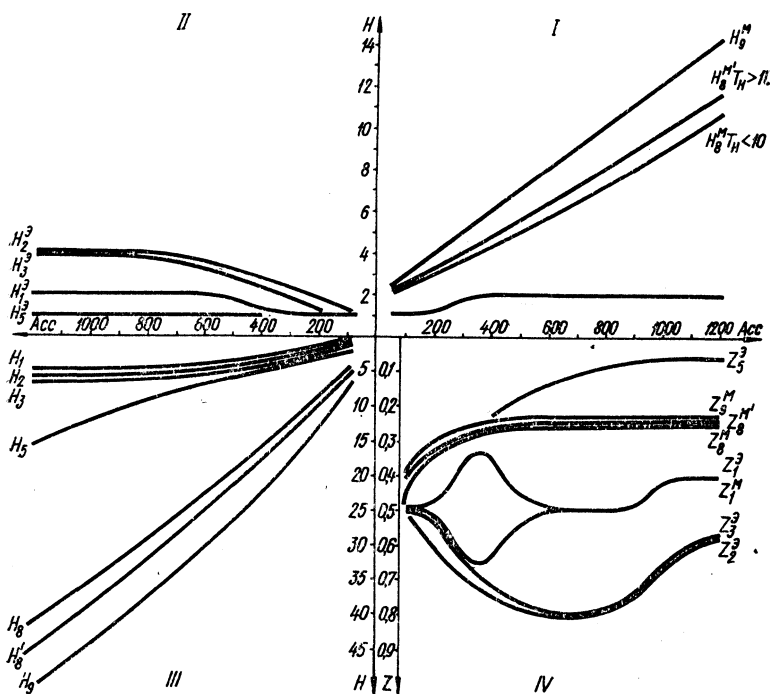


Рис. 1. Численность инженеров по специальности 1609 и 1725 в автохозяйствах:

I — численность инженеров 1609; II — численность инженеров 1725; III — количество инженерно-технических работников и служащих по функциям; IV — значения коэффициентов  $z_M$  и  $z_Э$

В общем виде динамика всех показателей, связанных с выводом коэффициента  $z_M$ ,  $z_Э$  приведена на графике, состоящем из четырех квадрантов (рис. 1). В первом квадранте приводится количественная характеристика численности инженеров (специальность 1609) на предприятиях различных мощностей. Во втором дается оценка численности инженеров-экономистов по функциям. Третий квадрант содержит характеристику суммарного количества руководящих, инженерно-технических работников и служащих по функциональному подразделению автохозяйства. Четвертый квадрант дает оценку абсолютных значений коэффициентов  $z_M$  и  $z_Э$  при различной мощности автохозяйств.

Существенное влияние на удельную потребность автохозяйств

в специалистах с высшим образованием оказывает средняя мощность автотранспортного предприятия, которая имеет тенденцию к изменению по отдельным этапам.

Из всего числа хозяйств для данного анализа имеют значение только предприятия с числом автомобилей в них более 50, так как только в хозяйствах средней и большой мощности предусматривается штатным расписанием использование инженеров-механиков и инженеров-экономистов. Их удельный вес устанавливается при помощи коэффициента охвата ( $K_{\text{охв}}$ ), равного отношению числа автомобилей по республике, имеющегося в автохозяйствах мощностью свыше 50 автомобилей  $A_{\text{охв}}$  к общему числу автомобилей  $A_{\text{общ}}$ .

$$K_{\text{охв}} = \frac{A_{\text{охв}}}{A_{\text{общ}}}.$$

При этом вывод корректирующего коэффициента  $p$ , который характеризует среднее количество автохозяйств, приходящееся на парк в тысячу автомобилей, устанавливается из следующей зависимости:

$$p = \frac{N \cdot 1000}{A_{\text{общ}} K_{\text{охв}}},$$

где  $N$  — количество автохозяйств, охватываемых анализом.

Абсолютные значения показателей, необходимых для определения  $N_m$  и  $N_s$  в условиях БССР приобретает по годам следующие характеристики, полученные в результате выполнения необходимых расчетов и обоснований (табл. 2).

Территориальная и ведомственная потребности других сфер производственно-хозяйственной деятельности и управления в инженерах-механиках и инженерах-экономистах автомобильного транспорта устанавливается при помощи поправочных коэффициентов.

Значения этих коэффициентов для БССР приведены в табл. 3.

Необходимость введения коэффициента  $S$  определяется тем, что относительная численность специалистов, занятых в сфере управления автотранспортным предприятием, имеет тенденцию к уменьшению. Разработка и реализация более рациональных схем управления народным хозяйством в сочетании с автоматизацией и механизацией управленческого труда вызывает сокращение управленческого персонала.

Для характеристики фактической обеспеченности народного хозяйства республики специалистами с высшим образованием (специальности 1609 и 1725) в общую расчетную формулу введен коэффициент  $K_{\text{об}}$ . Ввод фактических значений этого показателя связан с анализом существующей структуры руководящих, инженерно-технических работников и служащих и исследованием основных факторов, влияющих на тенденцию их изменения.

Значения показателей при расчете потребности автомобильного транспорта в инженерах-механиках и инженерах-экономистах

Показатели	Значения по годам		
	1971	1975	1980
$z_M^1$	0,5	0,5	0,5
$z_M^8$	0,37	0,37	0,35
$z_M^9$	0,33	0,33	0,33
$z_Э^1$	0,5	0,5	0,5
$z_Э^2$	0,66	0,66	0,66
$z_Э^3$	0,5	0,5	0,5
$k_p$	1,001	1,001	1,001
$p$	6,44	6,48	6,53
$x_1$	156	155	153
$x_3$	1320	1300	1275
$x_5$	162	150	135
$T_H$	8,9	9,3	10,0
$\alpha_B$	0,65	0,70	0,75
$k_M^Л$	1,02	1,02	1,02
$k_Э^Л$	1,01	1,01	1,01

Таблица 3

Корректирующие коэффициенты для расчета потребности в инженерах для автомобильного транспорта

Номер специальности	Значение коэффициентов, учитывающих численность инженеров в			
	аппарате трестов, министерств ( $k_1$ )	отраслевых научных учреждениях ( $k_2$ )	авторемонтных предприятиях ( $k_3$ )	сфере внеотраслевого государственного управления ( $k_4$ )
1609	0,128	0,029	0,042	0,032
1725	0,132	0,039	0,037	0,022

Расчетная формула для определения коэффициента фактической обеспеченности для каждого этапа предусматривает учет следующих составляющих:

$$K_{об} = \frac{N_{долж_i} K_{зам_i} K_{соотв} K_{ест}}{N_{долж_i}}$$

где  $N_{\text{долж}_i}$  — количество должностей, которые должны быть замещены в  $i$ -ом году инженерами определенной профессии;  $K_{\text{зам}_i}$  — коэффициент фактического замещения данных должностей специалистами определенной профессии;  $K_{\text{соотв}}$  — коэффициент, характеризующий удельный вес специалистов с высшим образованием соответствующего профиля, замещающих определенные должности;  $K_{\text{ест}}$  — коэффициент, учитывающий убытие специалистов по естественным причинам (уход на пенсию, смерть).

По опытным данным, значение последнего коэффициента составляет 0,97.

Применение данной расчетной методики обеспечило выполнение соответствующих расчетов по определению потребности Белоруссии в инженерах по эксплуатации и экономике автомобильного транспорта на 1971—1980 гг.

### Л и т е р а т у р а

[1] Носков Л., Улицкий П. Нормативы численности ИТР и служащих для автомобильных хозяйств. — «Социалистический труд», 1968, № 1.

## РЕФЕРАТЫ

### УДК 621.436-634.2

Исследование динамики тепловыделения в тракторных дизелях при работе на различных топливах. Рожанский В. А., Кухаренок Г. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 5—11.

Приведены результаты исследования динамики тепловыделения и показателей рабочего цикла при сгорании различных топлив в двигателях Минского моторного завода: серийном вихрекамерном Д-50 и подготавливаемом к производству Д-240 с камерой сгорания типа ЦНИДИ.

Испытания велись при работе двигателей на стандартном топливе «Л» и топливах широкого фракционного состава: ШФС-1, ШФС-2 и ШФС-3. Табл. 1. Ил. 5. Библ. 3.

### УДК 621.436-634.2

Влияние цетанового числа топлива на работу тракторного дизеля. Рожанский В. А., Кухаренок Г. М., Пинский Д. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 12—16.

Приводятся результаты исследования работы опытного двигателя Минского моторного завода Д-240 на топливах с цетановыми числами от 40 до 60. Установлено, что цетановые числа топлив в исследуемом диапазоне незначительно влияют на мощностные и экономические показатели двигателя. С увеличением цетанового числа уменьшаются жесткость и максимальное давление сгорания. Для получения оптимальных показателей рабочего процесса двигателя с изменением цетанового числа требуется регулировка угла опережения впрыска топлива. Табл. 1. Ил. 4. Библ. 3.

### УДК 621.436.056.001.24

Исследование влияния относительного объема камеры сгорания типа ЦНИДИ на рабочий процесс тракторного дизеля Д-240. Дробышевский Ч. Б., Зубер В. З. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 17—21.

Изложены результаты экспериментального исследования поэлементного и комплексного влияния на топливную экономичность дизельного двигателя Д-240 объема камеры сгорания в поршне, надпоршневого и подклапанного пространства. Проанализированы опытные данные. Приведены конкретные рекомендации, позволяющие повысить топливную экономичность двигателя при сохранении достаточной для пуска степени сжатия. Табл. 1. Ил. 7. Библ. 3.

#### УДК 621.43.052.032.8-181.12

Зависимость эффективности резонансно-инерционного наддува двигателя Д-240 от величины сопротивления на впуске. Раксин И. Д., Слободич Г. Н. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 22—25.

Рассматриваются вопросы использования настроенного на резонансно-инерционный наддув впускного коллектора для улучшения мощностных и экономических показателей дизеля и эффективности использования резонансно-инерционного наддува при изменении сопротивления на впуске. Приведены данные испытаний двигателя Д-240 с настроенным впускным коллектором и воздухоочистителями с различными сопротивлениями впуску. Ил. 4. Библ. 2.

#### УДК 621.436.13.013.1.018.7

Вопросы расчета коэффициента расхода клапанов. Иваненко А. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 26—29.

Излагаются материалы экспериментального исследования системы «впускной клапан — гильза цилиндра», целью которого являлось изучение протекания давления в этой системе в период наполнения и влияния его на коэффициент расхода клапана.

Проведенные исследования позволили обнаружить ряд интересных особенностей в законе протекания давления во впускной системе, которые могут быть использованы при анализе процесса наполнения цилиндра свежим зарядом. Ил. 2.

#### УДК 621.436.001.5-71

К вопросу о высокотемпературном охлаждении двигателей внутреннего сгорания. Латокурский А. Г., Марауф А. Х. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 30—34.

Рассмотрены преимущества и недостатки высокотемпературного охлаждения поршневых двигателей внутреннего сгорания.

На основании имеющихся литературных данных сделан анализ влияния повышения температуры в системе охлаждения на различные параметры рабочего процесса, теплонапряженность и износ основных деталей двигателя. Ил. 3. Библ. 6.

#### УДК 621.43.052:621.43-222-97

Влияние температурного режима системы охлаждения тракторного дизеля на тепловое состояние и износ гильз цилиндров. Сарапин А. Н., Адамов В. М., Глушаков В. С. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 35—39.

Приведены результаты экспериментального исследования теплонапряженности гильз цилиндров тракторного дизеля в зависимости от режима водяного охлаждения.

Приводится анализ влияния режима водяного охлаждения на коррозионный износ гильз цилиндров и величину температурных напряжений в стенках цилиндров. Табл. 1. Ил. 2. Библ. 6.



#### УДК 621.436-57.001.5

Исследование разогрева и охлаждения деталей цилиндропоршневой группы тракторного дизеля. Нгуен Донг Хо, Адамов В. М., Волчок Л. Я., Латокурский А. Г. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 40—46.

Приведены результаты экспериментального исследования различных вариантов разогрева и охлаждения двигателя Д-50, а также анализ переходных тепловых процессов двигателя с применением теории регулярного режима, и определено значение постоянной времени поршня.

Обработкой опытных данных по измерению температуры поршня ряда двигателей выявлено влияние на постоянную времени материала поршня и его размеров. Табл. 1. Ил. 1. Библ. 5.

#### УДК 621.436.12-4

Экспериментальная установка и методика исследования работы топливной аппаратуры на режиме пуска. Якубенко Г. Я. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 47—51.

Приведено описание экспериментальной установки для исследования работы топливной аппаратуры дизеля на режиме пуска с подробной характеристикой применения датчиков. Рассматривается также методика исследования работы топливной аппаратуры на режиме пуска. Ил. 4. Библ. 5.

#### УДК 621.436.12-4

Исследование работы топливной аппаратуры дизелей на режиме пуска. Волчок Л. Я., Якубенко Г. Я. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 52—56.

Приведены результаты экспериментального исследования работы топливной аппаратуры дизеля на режиме пуска. Рассмотрено влияние основных эксплуатационных и конструктивных параметров на гидродинамику впрыска на указанном режиме. Ил. 5. Библ. 3.

#### УДК 621.436.12-4

О влиянии температуры топлива на процесс топливоподачи в тракторном дизеле Д-50. Волчок Л. Я., Хатянович В. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 57—62.

Излагаются результаты исследования влияния температуры на основные характеристики топливоподачи: цикловую подачу, фазы впрыска, закон протекания давления и др., описывается экспериментальная установка и методика исследования. Ил. 7. Библ. 4.

#### УДК 621.43.631.311.5.001.5

Установка для исследования тракторных дизелей на неустановившихся режимах. Завадский И. П. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 63—71.

Приводится описание тормозной установки с балансирной машиной постоянного тока, позволяющей задавать испытываемому двигателю нагрузку, изменяющуюся по любому закону.

Установка позволяет также воспроизводить закон изменения нагрузки в реальных условиях эксплуатации двигателя на основании записи нагрузки при полевых испытаниях трактора или автомобиля. Ил. 5. Библ. 4.

Расчет амплитудных характеристик тракторного дизеля на АВМ. Завадский И. П. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 72—80.

Приводится краткое описание методики определения математической модели тракторного дизеля и решение этой модели на аналоговой вычислительной машине с целью получения зависимостей колебаний угловой скорости коленчатого вала двигателя от параметров переменной нагрузки. Ил. 6. Библ. 2.

УДК 621.432.013.7

Процесс сжатия воздуха в цилиндре двигателя при пуске. Волчок Л. Я., Цаюн Н. П. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 81—91.

Излагаются результаты аналитического и экспериментального исследования процесса сжатия воздуха в цилиндре холодного двигателя при медленном принудительном вращении вала, соответствующем режиму пуска его из холодного состояния. Приводятся зависимости давления и температуры конца сжатия от скорости и продолжительности вращения, состояния смазки цилиндра и поршня, фаз открытия впускного клапана, температуры наружного воздуха и применения различных средств для подогрева воздуха.

Статья составляет третью часть работы по исследованию рабочего процесса тракторного дизеля на режиме пуска (см. [2] и [3]). Табл. 1, Ил. 7. Библ. 5.

УДК 621.432-573.001.5

Исследование динамики пуска тракторного дизеля. Волчок Л. Я., Прокашко П. В. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 92—98.

Излагаются результаты исследования зависимости и характера изменения углового перемещения, скорости и ускорения и момента сопротивления при прокручивании двигателя электростартером в различных температурных условиях. Предлагается производить оценку условий пуска по величине минимальной угловой скорости на протяжении одного оборота: определена зависимость момента сопротивления при трогании вала с места из исходного положения, температуры и длительности стоянки. Ил. 6. Библ. 1.

УДК 621.436.12

Анализ результатов исследования напряжений в межцилиндровых перемычках блока цилиндров двигателя Д-50. Шафаревич А. С., Муханько А. В. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 99—101.

Излагается анализ результатов исследований напряжений в межцилиндровых перегородках блока двигателя Д-50 в зависимости от высоты перегородок и от выступания гильз, а также напряжения в перемычках между расточками под гильзы и резьбовыми отверстиями под шпильки крепления головки блока. Ил. 2.

#### УДК 621.432:533.697.2

Снижение износа деталей гильзопоршневой группы двигателя Д-50 за счет повышения эффективности масляно-контактного воздухоочистителя. Науменко В. Д., Пресман В. А., Гутман А. Л., Шиленков В. Л. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 102—107.

Рассматриваются вопросы, связанные с определением износа деталей гильзопоршневой группы двигателя Д-50 в зависимости от эффективности воздушного фильтра, приводится обоснование допустимого коэффициента пропуска воздухоочистителя.

Приводятся результаты работ по совершенствованию конструкции воздухоочистителя масляно-контактного типа. Ил. 4. Библ. 3.

#### УДК 628.562:621.43

Влияние конструкции поршневых колец на расход масла на угар двигателя Д-50. Гринюк А. Т., Латокурский А. Г. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 108—112.

Приведены результаты исследования влияния конструкции компрессионных и маслосъемных колец на угар масла. Кроме того, в статье обобщен материал по расходу масла на угар двигателя Д-50 в рядовой эксплуатации.

По результатам исследований предложен новый комплект поршневых колец, внедрение которого в производство дало значительный экономический эффект. Ил. 4.

#### УДК 621.431.73.004.17

Долговечность дизелей Д-50. Савело В. А., Рапницкий Э. А., Сараян А. Н. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 113—116.

Дается анализ работ по повышению долговечности дизеля Д-50, проведенных на Минском моторном заводе.

Рассмотрены конструктивные и технологические мероприятия, проведенные заводом по упрочнению основных деталей и защите их от коррозионного и абразивного износов.

Описана методика аналитического определения расчетной долговечности деталей двигателя. Табл. 2.

#### УДК 658.516

Унификация двигателей и тракторов семейства «Беларусь». Сараян А. Н., Королев В. А. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 117—123.

Дается анализ работ, проведенных на Минском тракторном заводе по унификации семейства тракторов «Беларусь». Подробно описана унификация базовой модели трактора МТЗ-50 с трактором МТЗ-5М, выпускавшимся промышленностью в течение десяти лет. Также описана унификация семейства дизельных двигателей, предназначенных для установки на тракторы «Беларусь». Рассмотрено влияние унификации на улучшение удельных характеристик тракторов и двигателей и увеличение их долговечности.

Освещен вопрос экономической эффективности унификации тракторов «Беларусь» и двигателей и влияние унификации на специализацию производства. Табл. 4.

О величине степени сжатия дизеля. Пинский Д. М., Рожанский В. А. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 124—129.

Рассматривается вопрос о влиянии степени сжатия на работу дизеля в различных эксплуатационных условиях. Степень сжатия оказывает существенное влияние на период задержки воспламенения топлива. С увеличением величины степени сжатия улучшаются пусковые качества двигателя, создаются благоприятные условия для применения легких топлив, а также для работы в высокогорных условиях. Однако следствием применения больших степеней сжатия является увеличение максимального давления цикла, что вызывает большие нагрузки на детали двигателя.

Обосновывается вывод о необходимости иметь в двигателе переменную степень сжатия. Табл. 1. Ил. 2. Библ. 5.

### УДК 629.113.012.004.6

Принципы организации современного авторемонтного производства. Щербов В. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 130—134.

Сопоставляются организационные уровни автомобильной и авторемонтной промышленности, анализируются причины низкой эффективности авторемонтного производства, предлагается новый метод рациональной организации ремонта автомобилей. Подчеркивается, что высокая эффективность этого производства невозможна без широкого внедрения высокопроизводительных способов восстановления деталей, высокого уровня механизации и автоматизации, узкой специализации предприятий, ликвидации существующих ведомственных барьеров. Приводится примерный перечень мероприятий по переходу авторемонтного производства на новый организационный уровень.

### УДК 629.113.004.5

Критерии для корректировки режимов технического обслуживания автомобилей. Щерба Н. И., Ангельский В. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 135—139.

Произведен анализ факторов, влияющих на техническое состояние автомобилей с целью выбора критериев для корректировки режима технического обслуживания. Показана взаимосвязь технического состояния автомобилей, характеризуемого величиной потока отказов, с эксплуатационным расходом топлива. Ил. 3. Библ. 3.

### УДК 629.113.012.111.004.58

Некоторые вопросы диагностирования переднего моста грузовых автомобилей. Савич А. С. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 140—145.

Приведены основные диагностические параметры, по которым оценивают техническое состояние передних мостов грузовых автомобилей, а также причины, вызывающие их изменение.

Приведена характеристика существующих технических средств диагностирования передних мостов автомобилей, изложены результаты измерения величины схождения передних колес автомобилей ГАЗ-53А и ЗИЛ-130. Табл. 1. Ил. 3. Библ. 3.

#### УДК 629.113.004.67:621.357

Исследование роли кислотности рабочего раствора в процессе химического никелирования. Титков В. И., Азаренко В. К. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 146—150.

Рассматривается влияние кислотности щелочных растворов на скорость отложения покрытий и их внешний вид при химическом никелировании, указывается на взаимосвязь изменения кислотности щелочных растворов от плотности загрузки ванны и от продолжительности ведения процесса химического никелирования. Табл. 1. Ил. 2. Библ. 6.

#### УДК 629.113-597.5

Динамические характеристики пневматических звеньев тормозного привода автомобиля. Метлюк Н. Ф., Автушко В. П., Горбачевич М. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 151—158.

Проводится анализ существующих методик расчета пневматических звеньев и классификация дросселей по их динамическим свойствам. Отмечаются особенности работы пневматических приводов автомобилей. На основании приемлемых допущений выводятся дифференциальные уравнения переходных процессов в пневматических звеньях с постоянной и переменной емкостью. Приводится множество экспериментальных данных, на основании их рассчитываются с помощью ЭВМ параметрический коэффициент и коэффициент аппроксимации для различных дросселей и трубопроводов. В результате теоретических и экспериментальных исследований разработана методика расчета пневматических звеньев с переменной и постоянной емкостью. Табл. 2. Ил. 4. Библ. 7.

#### УДК 629.113.004.67

Исследование износостойкости плунжерных пар топливного насоса двигателя ЯМЗ-236. Азаренко В. К., Титков В. И. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 159—162.

Рассматривается вопрос о целесообразности восстановления плунжерных пар методом химического никелирования в щелочном растворе. Приводятся сравнительные данные о средних величинах износов серийных и восстановленных плунжеров, падения цикловой подачи насосных секций и гидравлической плотности плунжерных пар. Ил. 4. Библ. 3.

#### УДК 629.114.2.013.004.19.

Исследование причин износа карданных шарниров. Щебров В. М., Аверченков В. М., Манчулянцев А. А., Гаврик В. А. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 163—168.

Дается оценка существующих гипотез о причинах характерного износа карданных шарниров, указываются недостатки этих гипотез и предлагается новое объяснение механизма износа и образования продольных канавок на шипах крестовин. Приведены методика и результаты экспериментального исследования, которое подтвердило выдвинутое авторами предложение, что износ шипов и образование канавок возникают вследствие относительных взаимных микропеременений сопряженных поверхностей из-за упругих деформаций несущих деталей. Ил. 5. Библ. 1.

## УДК 621.83—585.862+532.635

Некоторые вопросы исследования жесткости автомобильных коробок передач. Апанасенко В. С. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 169—172.

Изложены вопросы экспериментального исследования влияния на жесткость коробок передач Ярославского моторного завода степени затяжки болтов крышек коробок. На первом этапе работы степень жесткости коробок передач определялась путем измерения деформаций картера механическими индикаторами при статическом нагружении коробок на специальном стенде. На втором этапе находилась величина момента затяжки болтов крышек коробок и ее вариации в условиях авторемонтного производства.

Исследования выявили большое влияние степени затяжки болтов крышек на суммарную жесткость коробок передач и дали возможность рекомендовать затяжку этих болтов производить динамометрическими устройствами с определенной величиной момента. Ил. 4.

## УДК 629.113.004.5

Некоторые вопросы внедрения диагностики автомобилей в практику гаражных процессов автотранспортных предприятий. Апанасенко В. С., Ванчукевич В. Ф. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 173—177.

Определение технического состояния автомобилей в целом и их конструктивных звеньев в частности без разборки последних, т. е. диагностика технического состояния, в настоящее время приобретает немаловажное значение, так как при этом сокращаются затраты на содержание автомобилей и повышается их техническая готовность.

В работе излагаются некоторые вопросы технического и организационного характера, связанные с внедрением в практику гаражных процессов первой в БССР станции диагностики грузовых автомобилей. Табл. 1. Ил. 1.

## УДК 629.011.012.3-233.2

Исследование влияния регулировки на работоспособность подшипников ступиц колес автомобиля. Савич А. С. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 178—187.

Изложена методика и результаты экспериментального исследования влияния регулировки подшипников ступиц колес автомобиля на их работоспособность.

Полученные данные напряженности элементов подшипников в зависимости от степени затяжки регулировочной гайки могут быть использованы на практике при проведении контрольно-регулирующих работ в условиях автохозяйств. Табл. 4. Ил. 5. Библ. 4.

## УДК 629.113.004.5

Влияние сезонности на безотказность работы автомобилей. Капустин Н. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 188—191.

Дано краткое описание влияния климатических условий на работу различных систем и узлов автомобиля и изменение физико-химических свойств материалов под действием низких температур.

Представлена методика проведения исследования по определению степени влияния сезонности на безотказность работы систем, узлов и агрегатов автомобиля и дан краткий анализ полученных результатов. Ил. 1.

#### УДК 629.113.004.5

Определение параметров прибытия автомобилей с линии в гараж и длительности их контроля на автотранспортных предприятиях. Ванчук В. Ф. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 192—196.

Изложены результаты исследований интенсивности прибытия автомобилей с линии в гараж и длительности их контроля на автотранспортных предприятиях в реальных условиях эксплуатации. Табл. 1. Ил. 2. Библ. 4.

#### УДК 629.113—597.5

Исследование быстрodeйствия пневмогидравлического привода тормозов автомобиля. Беленький Ю. Б., Метлюк Н. Ф., Автушко В. П. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 197—205.

Приводится математическая модель пневмогидравлического привода тормозов автомобиля с учетом податливости гидравлического контура, инерционности столба жидкости, потерь давления на сопротивление по длине трубопровода и потерь давления на местные сопротивления. Даются результаты решения системы нелинейных дифференциальных уравнений на ЭВМ М-220. Описываются результаты экспериментального исследования и выработаны методы математического исследования динамики пневмогидравлического привода, достаточно хорошо согласующиеся с экспериментальными данными. Выяснен ряд специфических особенностей работы пневмогидравлического тормозного привода автомобилей. Ил. 4. Библ. 4.

#### УДК 629.113.004.5

Расчет постов контроля технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях. Ванчук В. Ф. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 206—212.

Изложены результаты исследований по определению оптимального количества постов контроля технического состояния автомобилей на автотранспортных предприятиях. Приведены рациональные варианты организации контроля технического состояния подвижного состава при проектировании новых и реконструкции существующих автотранспортных предприятий с использованием теории массового обслуживания. Табл. 1. Ил. 2. Библ. 1.

#### УДК 629.113.004.5

Исследование отказов и неисправностей систем, узлов и агрегатов автомобилей с помощью регрессионного анализа. Капустин Н. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 213—218.

Изложена методика регрессионного анализа отказов и неисправностей основных систем, узлов и агрегатов автомобилей. На основании проведенного исследования определена регрессионная связь между отказами и неисправностями механизмов автомобилей.

Приведены полученные уравнения регрессии, характеризующие влияние числа ремонтов основных механизмов автомобиля на общее количество отказов и неисправностей и трудозатраты по техническому обслуживанию и текущему ремонту подвижного состава. Табл. 1.

#### **УДК 629.113.004.67**

Исследование влияния серусодержащей присадки на приработку металлических поверхностей. Болбас М. М., Самко Г. А., Кленицкий А. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 219—221.

Приведены результаты опытов по исследованию влияния на процесс начальной работы пар трения серусодержащей присадки. Установлена эффективность влияния присадки на процесс приработки металлических образцов. Табл. 1. Ил. 1. Библ. 5.

#### **УДК 658.155**

Развитие автомобильного транспорта и его потребность в инженерах. Игудесман Я. Е., Вербичкая Е. Н., Короткова Г. А., Темичев А. М. «Автомобиле- и тракторостроение. Автотракторные двигатели и техническая эксплуатация автомобилей», 1974, вып. 6, с. 222—230.

Представлена методика расчета и необходимые показатели для определения перспективной потребности автомобильного транспорта экономического района в инженерах-механиках и инженерах-экономистах. Табл. 3. Ил. 1. Библ. 1.