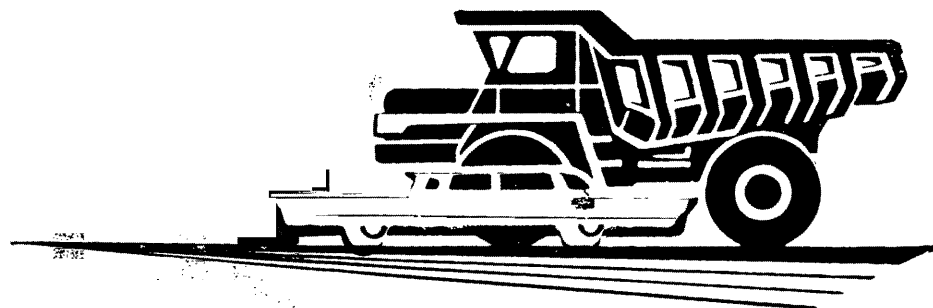


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1967

2



СОДЕРЖАНИЕ

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

А. И. Матвеев, С. А. Горшков — Исследование работы двигателя ГАЗ-21 на сжиженном газе и бензине при различных степенях сжатия	1
Э. И. Лейбзон, М. Л. Минкин, П. Е. Дерюгин — Эффективные показатели двигателя ЗИЛ-130 при различных температурах и влажности воздуха	4
Г. А. Нагорный, Ю. И. Дробот, М. Н. Никитин — О влиянии различных схем установки воздушного фильтра на затраты мощности двигателя ЗИЛ-130	7
А. В. Лакедемонский, Г. И. Пленцов, А. Д. Шерман, Ю. Е. Абраменко — Износ гильз блока цилиндров	8
М. И. Лурье, К. Ю. Сытин, Е. М. Фиттерман — Исследование вибраций кузова легковых автомобилей методом испытаний на стенде с беговыми барабанами	10
К. М. Атоян, Р. А. Акопян, О. Н. Романив — Прочностные свойства профильных сварных труб, используемых в несущих системах автобусов ЛАЗ	12
О. С. Сблеухова, Р. А. Трубинская — Повышение надежности и долговечности агрегатов автомобилей и требования к качеству и ассортименту консистентных смазок	15
А. Н. Нарбут, Э. П. Северинова — Особенности характеристик одноступенчатых гидротрансформаторов при обратной циркуляции	17
А. А. Куликов, И. М. Опарин — Контактно-транзисторные системы зажигания и расчет их выходных характеристик на ЭВМ	22

ТЕХНОЛОГИЯ

В. И. Митин, Н. И. Ларионов — Автоматическая сварка в среде углекислого газа на повышенной скорости	26
Е. И. Натанзон — Применение поверхностной закалки при глубинном нагреве т. в. ч. для полусей грузовых автомобилей	28
Т. Г. Демидова, А. В. Рубинчик, А. М. Фрейдлин, Н. Ф. Францкевич — О структуре литых распределительных валов и толкателей некоторых зарубежных образцов V-образных автомобильных двигателей	31
В. А. Ладанов, В. И. Коцур — Закалка цементуемых конических шестерен большого диаметра в штампе	34
А. Б. Новиков, Б. А. Петухов — Холодное выдавливание сферы вместо механической обработки	35

ИНФОРМАЦИЯ

В. И. Кнороз, А. С. Шелухин — Пути развития конструкций автомобильных шин и колес	36
А. В. Костров — Особенности конструкций двигателей легковых автомобилей США 1966 г.	40
К. А. Морозов, Г. И. Микерин — Научная сессия кафедры «Автотракторные двигатели» и проблемной лаборатории транспортных двигателей Московского автомобильно-дорожного института	45
Новости зарубежной технологии	45

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

М. И. Лурье — Рецензия на книгу Г. И. Самоля и Н. Г. Самоля «Таблицы перевода англо-американских мер в метрические», НИИНАвтопром, М., 1965	3-я стр. обл.
---	---------------

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Адрес редакции:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор А. М. Усаичва

Сдано в производство 7/ХІІ 1966 г.

Подписано в печать 16/І 1967 г.

Т-01522. Тираж 12.898 экз.

Печ. л. 6

Уч.-изд. л. 9,25

Бум. л. 3

Формат 60 × 90¹/₈

Зак. 5014

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

www.booksite.ru

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

2

ФЕВРАЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1967

Год издания XXXIII

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ СССР

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.431.73.434.62—623.3/4

Исследование работы двигателя ГАЗ-21 на сжиженном газе и бензине при различных степенях сжатия

Канд. техн. наук А. И. МАТВЕЕВ, С. А. ГОРШКОВ

Горьковский политехнический институт

СЖИЖЕННЫЕ газы являются полноценным моторным топливом, превосходящим по ряду важных показателей бензин. К числу их главных преимуществ относятся: более высокие антидетонационные качества, лучшее смесеобразование, более широкие пределы воспламеняемости в смеси с воздухом, дешевизна, снижение износа двигателя, уменьшение вредных составляющих в продуктах сгорания и др.

Значительное расширение газификации страны и получение большого количества сжиженного газа при переработке нефти создают благоприятные условия и необходимость их использования в автомобильном транспорте.

С целью изучения характера протекания некоторых параметров процесса сгорания и влияния их на мощностные и экономические показатели двигателя при различных степенях сжатия было проведено исследование двигателя ГАЗ-21 при работе на бензине и на газе. Исследование проводилось на новом предварительно обкатанном двигателе без коробки передач.

При работе на бензине применялся карбюратор К-124, при работе на газе — унифицированная аппаратура МКЗ-НАМИ. Никаких конструктивных изменений в двигателе не производилось, кроме замены головок блока.

Мощностные и экономические показатели сравнивались по внешним скоростным характеристикам, снятым при трех степенях сжатия: $\epsilon=6,7$; $\epsilon=7,65$ и $\epsilon=8,3$. Скоростные характеристики при $\epsilon=6,7$ снимались в случае работы на бензине А-72, а при $\epsilon=7,65$ и $\epsilon=8,3$ в случае работы на бензине А-95. Для испытания на газе брался при всех степенях сжатия сжиженный пропан-бутан. При снятии скоростных характеристик в случае работы на бензине из газового смесителя убиралась форсунка, так как она уменьшала крутящий момент на 0,2—0,5 кгм. Расход газа измерялся объемным газовым счетчиком ГКФ.

Результаты испытаний приведены на рис. 1—4 и в табл. 1. Из анализа скоростных характеристик видно, что при увеличении степени сжатия от 6,7 до 8,3 максимальная мощность

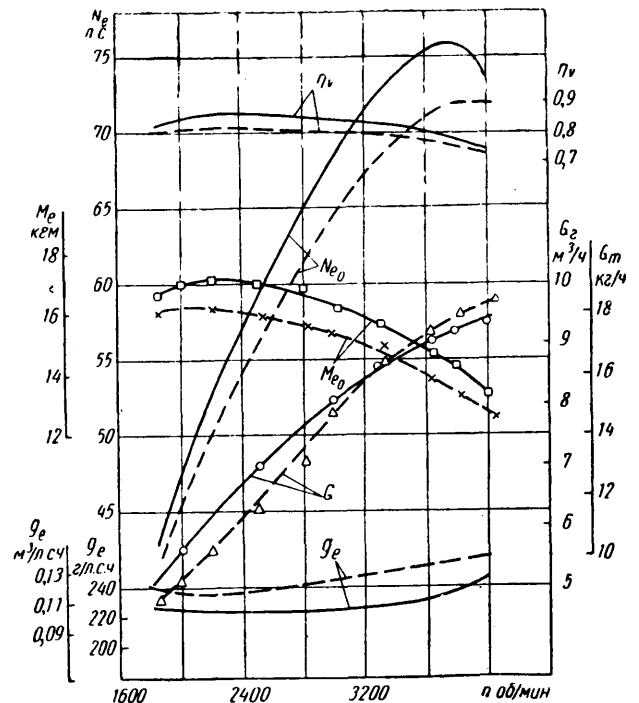


Рис. 1. Скоростные характеристики двигателя ГАЗ-21 при $\epsilon=6,7$ (сплошные линии — при работе на бензине; штриховые — при работе на газе)

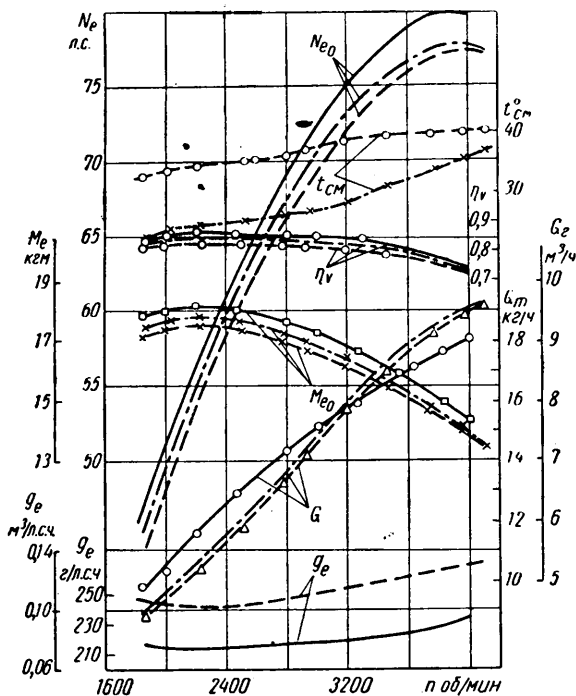


Рис. 2. Скоростные характеристики двигателя ГАЗ-21 при $\epsilon=7,65$ (сплошные линии — при работе на бензине; штриховые — при работе на газе с подогревом смеси; штрих-пунктирные — при работе на газе с уменьшенным подогревом смеси)

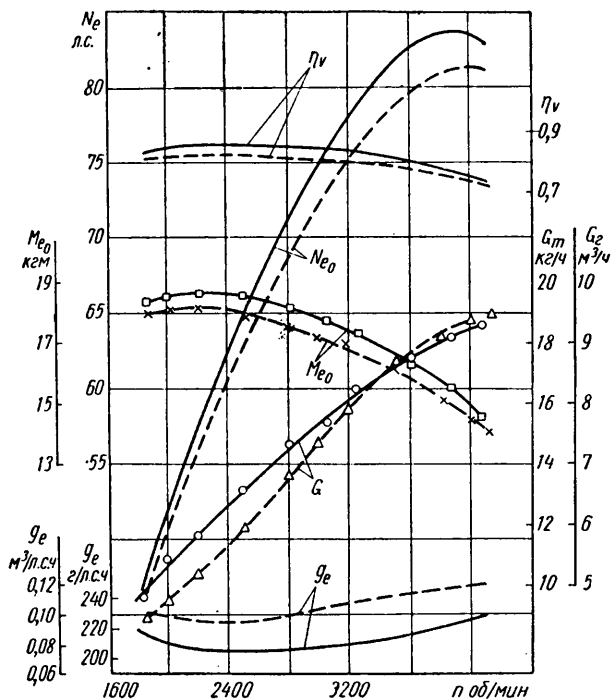


Рис. 3. Скоростные характеристики двигателя ГАЗ-21 при $\epsilon=8,3$ (сплошные линии — при работе на бензине, штриховые — при работе на газе)

при работе на бензине увеличилась на 10,6%, максимальный крутящий момент — на 9,1%. В то же время при работе на сжиженном газе максимальная мощность увеличилась на 12,8%, максимальный крутящий момент — на 11,7%.

Следовательно, темп роста мощности и крутящего момента при работе двигателя на сжиженном газе выше, чем при работе на бензине. Аналогичный вывод можно сделать и по эконо-

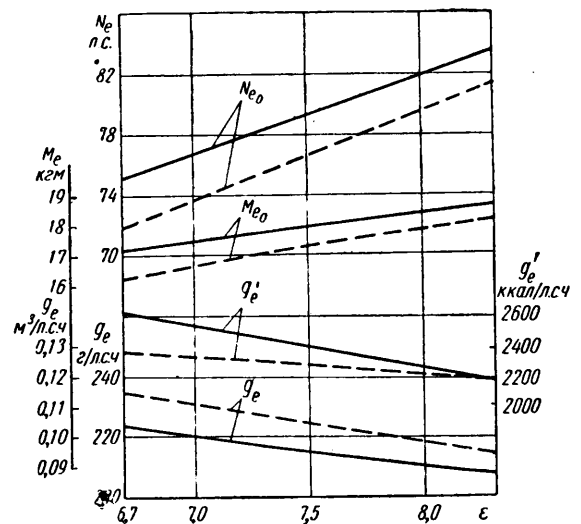


Рис. 4. Влияние степени сжатия на мощностные и экономические показатели двигателя ГАЗ-21 (обозначения те же, что на рис. 3)

Таблица 1

Параметры	$\epsilon = 6,7$		$\epsilon = 7,65$		$\epsilon = 8,3$	
	Бензин	Газ	Бензин	Газ	Бензин	Газ
Максимальная мощность в л. с.	75,6	72	80	77,4	83,6	81,2
Число оборотов в минуту при максимальной мощности	3820	3920	3850	3950	3900	4050
Максимальный крутящий момент в кгм	17,1	16,2	18,2	17,5	18,65	18,1
Число оборотов в минуту при максимальном крутящем моменте	2200	2200	2200	2200	2200	2200
Минимальный удельный расход бензина в г/л. с. ч. и газа в м ³ /л. с. ч.	225	0,115	215	0,102	207	0,095
Минимальный удельный расход в ккал/л. с. ч.	2360	2330	2260	2340	2170	2180

номичности. При изменении степени сжатия от 6,7 до 8,3 разность в экономичности в случае работы на бензине и на газе уменьшается с 11,5 до 0,5%, т. е. экономия при $\epsilon=8,3$ становится практически одинаковой.

На всех внешних скоростных характеристиках довольно отчетливо проявляется тенденция увеличения чисел оборотов, соответствующих максимальной мощности при переводе питания двигателя с бензина на газ.

Эта разница в среднем составляет 100—150 об/мин. Кривая крутящего момента при работе на сжиженном газе имеет более пологий характер. Это можно объяснить более равномерным распределением состава смеси по отдельным цилиндрам двигателя, влияние которого на мощностные показатели двигателя в большей степени сказывается в случае больших чисел оборотов.

Кривая часового расхода газа по скоростной характеристике имеет несколько необычный вид. При изменении чисел оборотов от 1840 до 3000 в минуту часовой расход отклоняется от прямо пропорционального изменения в сторону увеличения, а при изменении чисел оборотов 3000 до 4000 в минуту — в сторону уменьшения, что связано, очевидно, с характеристикой газосмесительного устройства.

На рис. 2 показана внешняя скоростная характеристика двигателя при работе на газе, снятая при закрытом положении заслонки подогревателя и пропускании холодной воды с температурой 5—7° через специально сделанную полость, изолирующую впускную трубу от полости выпускного трубопровода. Это позволило снизить температуру смеси $t_{сm}^0$ с 33—40 до 23—37° при изменении чисел оборотов в диапазоне от 1840 до 4000 в минуту.

Таблица 2

Параметры	$\epsilon = 6,7,$ $n = 2000 \text{ об/мин}$		$\epsilon = 6,7,$ $n = 3000 \text{ об/мин}$		$\epsilon = 7,65$ $n = 2000 \text{ об/мин}$		$\epsilon = 7,65,$ $n = 3000 \text{ об/мин}$		$\epsilon = 8,3,$ $n = 2000 \text{ об/мин}$		$\epsilon = 8,3,$ $n = 3000 \text{ об/мин}$	
	на бензи- не	на газе	на бензи- не	на газе	на бензи- не	на газе	на бензи- не	на газе	на бензи- не	на газе	на бензи- не	на газе
Угол опережения зажигания в градусах поворота коленчатого вала	23	30	37	38	26	28	35	35	27	28	31	35
Давление цикла p_z в кг/см^2	—	—	—	—	39,5	36,4	35	33	42	40	41,8	40,5
Период задержки воспламенения в градусах поворота коленчатого вала	13	13	22	19	13	14	18	18	13,5	13,5	17	16,8
Период видимого сгорания в градусах поворота коленчатого вала	32	31	32	31	27,8	28,5	24	27,5	27	27,2	27,5	27,7
Средняя скорость нарастания давления в $\text{кг/см}^2 \cdot \text{град}$	—	—	—	—	0,95	0,83	0,85	0,81	1,0	0,94	1,1	0,96

Максимальная мощность возросла при этом на 1% и максимальный крутящий момент увеличился на 1,7%. Часовой расход газа при этом несколько увеличился при сохранении того же удельного расхода топлива.

При переводе двигателя с бензина на газ максимальное значение коэффициента наполнения η_v уменьшается примерно на 4% независимо от степени сжатия. Одной из причин этого является повышенная температура газозвушной смеси.

В проведенных вариантах испытаний снижение мощности при переводе на газ составляло 4,5—1,75%. При одной и той же температуре бензовоздушной и газозвушной смеси следует ожидать получения одинаковой мощности.

Для сравнения основных параметров рабочего процесса при работе двигателя на газе и бензине проводилось индицирование первого цилиндра пьезоэлектрическим индикатором давления «Орион».

Индицирование проводилось с полностью открытой дроссельной заслонкой на двух скоростных режимах $n = 2000 \text{ об/мин}$ и $n = 3000 \text{ об/мин}$ при $\epsilon = 6,7$; $\epsilon = 7,65$ и $\epsilon = 8,3$. Результаты индицирования приведены в табл. 2.

Периоды задержки воспламенения ϕ_1 для обоих вариантов составляли одну и ту же величину независимо от степени сжатия при $n = 2000 \text{ об/мин}$. При $n = 3000 \text{ об/мин}$ период задержки воспламенения для бензина и газа также практически одинаковый для одной и той же степени сжатия, а при увеличении последней имеет тенденцию уменьшения.

Период видимого сгорания ϕ_2 при работе двигателя на бензине и газе одинаковый в случае одной и той же степени сжатия и имеет тенденцию к уменьшению при увеличении последней.

Максимальное давление конца сгорания при работе двигателя на газе было меньше на 3—2 кг/см^2 при $n = 2000 \text{ об/мин}$ и на 3,0—1,3 кг/см^2 при $n = 3000 \text{ об/мин}$.

Разница в максимальном давлении конца сгорания с ростом степени сжатия постепенно уменьшается, причем при больших числах оборотов значительнее. Жесткость работы двигателя, которая оценивалась по средней скорости нарастания давления, при работе двигателя на газе меньше, чем при работе на бензине, на 0,11—0,046 $\text{кг/см}^2 \cdot \text{град}$.

Двигатель на газе работает более четко и мягко, особенно на средних и малых нагрузках, кроме того, заметно уменьшаются вибрации двигателя на его подвеске.

В случае работы двигателя на бензине при выключении зажигания после работы с полной нагрузкой возникло калильное зажигание на всех трех степенях сжатия. При работе двигателя на газе такого недостатка не было обнаружено, даже при температуре охлаждающей воды 95—100°.

Выводы

1. Максимальная мощность и максимальный крутящий момент серийного бензинового двигателя при переводе его системы питания на сжиженный газ с применением унифицированной аппаратуры снижаются примерно на 5%. Уменьшение мощности и момента объясняется не столько меньшей теплотворной способностью газовой смеси, сколько снижением коэффициента наполнения, в частности из-за большей температуры газозвушной смеси.

2. Для получения мощности и крутящего момента таких же, как и при работе на бензине, достаточно без конструктивных переделок повысить степень сжатия на 0,5—0,6 единицы.

3. Прирост мощности и крутящего момента при увеличении степени сжатия для двигателя, работающего на сжиженном газе, несколько выше, чем на бензине.

4. Экономичность при работе на бензине и на газе при $\epsilon = 8,3$ практически одинакова.

5. Периоды задержки воспламенения и периоды видимого сгорания при работе двигателя на бензине и на газе практически одинаковы при одинаковой степени сжатия.

6. Максимальное давление конца сгорания при работе двигателя на газе на 1,3—3,0 кг/см^2 меньше.

7. Жесткость работы двигателя на газе меньше, чем на бензине, калильное зажигание отсутствует, вибрации на его подвеске уменьшаются.

ЛИТЕРАТУРА

1. Самоль Г. И., Гольдблат И. И. Газобаллонные автомобили. Машгиз, 1963.

2. Гольдблат И. И. Автомобильные газовые двигатели. Машгиз, 1963.

Эффективные показатели двигателя ЗИЛ-130 при различных температуре и влажности воздуха

Канд. техн. наук З. И. ЛЕЙБЗОН, канд. техн. наук М. Л. МИНКИН, П. Е. ДЕРЮГИН

НАМИ

В НАСТОЯЩЕЕ время вопрос корректирования показателей двигателей внутреннего сгорания в зависимости от атмосферных условий приобрел практический интерес для заводо-изготовителей и организаций, эксплуатирующих автомобили.

Для экспериментаторов и исследователей этот вопрос всегда был и остается важным, так как получение сопоставимых данных об эффективных показателях двигателей при испытаниях (заводских, лабораторных) или оценка целесообразности тех или иных изменений, вносимых в конструкцию двигателей в процессе доводки, невозможны без приведения мощности и расхода топлива к выбранным стандартным атмосферным условиям, однако единой формулы приведения или коэффициентов для этого до настоящего времени нет.

Сложность вопроса заключается в том, что степень влияния атмосферных условий на показатели различных двигателей неодинакова. Она зависит от ряда термодинамических факторов, характерных для того или иного рабочего процесса, а также в значительной мере от конструктивных особенностей двигателей, в том числе от системы питания.

Испытание двигателя ЗИЛ-130 при различных температуре и влажности воздуха проводилось в тропической камере. Влияние температуры и влажности исследовалось раздельно. Методика была такой же, как при изучении работы двигателей ГАЗ-21А [1] и ЯМЗ-236 [2].

Для создания в процессе испытаний условий работы двигателя, близких к реальным, температура топлива в баке поддерживалась равной температуре воздуха на впуске. На двигателе был установлен карбюратор К-88А2. Двигатель работал на бензине А-76.

Влияние температуры воздуха. Изменение атмосферных условий сказывается на количестве воздуха и топлива, поступающих для образования рабочей смеси. Следовательно, происходит изменение количества и состава бензовоздушной смеси, т. е. весового заряда и коэффициента избытка воздуха. Изменяются также начальные параметры бензовоздушной смеси: температура, давление, теплоемкость, период индукции и др. Изменение перечисленных параметров отражается на динамике процесса сгорания. В итоге изменяются индикаторные и эффективные показатели двигателя.

Работа двигателя проверялась практически на всем рабочем диапазоне чисел оборотов коленчатого вала от 1200 до 3150 в минуту. В указанном диапазоне скоростных режимов при температуре воздуха до 70° двигатель работал устойчиво. Паровые пробки в элементах системы питания в условиях стенда не образовывались. Наряду с этим, при повышении температуры воздуха заметно ухудшались эффективные показатели двигателя.

На рис. 1 приведены результаты исследования влияния температуры на показатели двигателя при работе с полностью открытой дроссельной заслонкой на режиме 2400 об/мин. Они показывают, что с повышением температуры воздуха уменьшается крутящий момент, а следовательно, и эффективная мощность двигателя. В результате повышения температуры воздуха с 16,8 до 65° крутящий момент двигателя уменьшился с 38,6 до 36 кгм, или на 6,73%, что составляет 1,4% на каждые 10°. Мощность при этом уменьшилась с 129,2 до 120,6 л. с.

Аналогичное уменьшение крутящего момента и мощности при повышении температуры воздуха наблюдалось и на остальных скоростных режимах; при скорости вращения коленчатого вала 1600 об/мин уменьшение мощности при повышении температуры на каждые 10° составило 1,42%, при 2000 об/мин — 1,43% при 2800 об/мин — 1,44% и при 3150 об/мин — 1,46%. Можно считать, что уменьшение эффективной мощности двигателя при повышении температуры воздуха на каждые 10° (в интервале от 13 до 70°) на всем диапазоне оборотов (от 1200 до 3150 об/мин) составляет в среднем 1,45%.

Благодаря линейной зависимости эффективной мощности двигателя от температуры воздуха полученные экспериментальные данные могут быть выражены следующим равенством:

$$N_e = N_{e_0} - N_{e_0} \left(0,0145 \frac{t - t_0}{10} \right),$$

где N_{e_0} — мощность, приведенная к стандартной температуре, в л. с.;

N_e — мощность, полученная при температуре, отличающейся от стандартной, в л. с.;

t_0 — стандартная температура воздуха в °С;

t — температура воздуха на впуске, при которой получена мощность N_e , в °С.

Мощность, приведенная к стандартной температуре,

$$N_{e_0} = N_e \frac{1}{1 - 0,00145 (t - t_0)} \text{ л. с.},$$

или

$$N_{e_0} = N_e K \text{ л. с.},$$

где $K = \frac{1}{1 - 0,00145 (t - t_0)}$ — коэффициент приведения эффективной мощности двигателя ЗИЛ-130 к стандартной температуре.

Что касается влияния температуры воздуха на мощность трения, то, как показало прокручивание двигателя ЗИЛ-130 электрической балансирной машиной при различной температуре воздуха (от 20 до 65°) и неизменном тепловом состоянии (при постоянной температуре воды и масла), мощность трения практически не изменялась.

Обращает на себя внимание то, что с повышением температуры воздуха, а следовательно, и топлива, на всех скоростных режимах при полном открытии дроссельной заслонки происходило некоторое уменьшение часового расхода топлива (рис. 1)*. Не на всех режимах оно было одинаковым и колебалось от 0,7 до 1,5% при повышении температуры на каждые 10°.

В среднем часовой расход топлива при повышении температуры на каждые 10° на всем диапазоне рабочих чисел оборотов уменьшился на 1%. На первый взгляд это кажется парадоксальным. Действительно, из рассмотрения формулы расхода топлива (истечения из жиклера карбюратора) следует, что с повышением температуры топлива часовой расход его увеличивается [1]. Это подтвердилось на двигателе ГАЗ-21А с карбюратором К-221.

Было высказано предположение, что причиной уменьшения часового расхода топлива при работе двигателя ЗИЛ-130 с

* Отложенная на графиках по оси абсцисс шкала температуры воздуха служит одновременно и для отсчета температуры топлива.

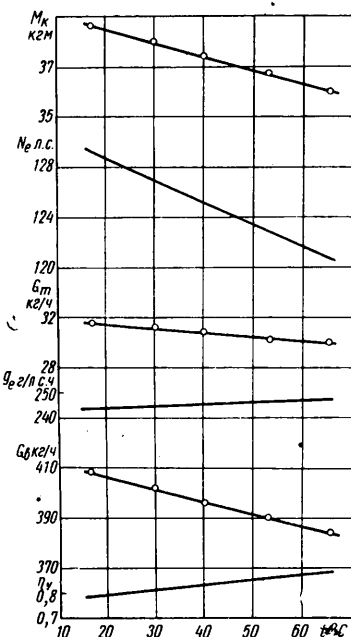


Рис. 1. Зависимость показателей двигателя ЗИЛ-130 от температуры воздуха на впуске ($n = 2400$ об/мин; полное открытие дроссельной заслонки)

карбюратором К-88А2 при повышении температуры является конструкция карбюратора. Для проверки правильности этого предположения на двигатель ЗИЛ-130 был установлен карбюратор К-22И. На режиме 1200 об/мин при полностью открытой дроссельной заслонке он обеспечил получение мощностных показателей, близких к полученным с карбюратором К-88А2. Однако при работе с карбюратором К-22И в результате повышения температуры воздуха наряду с понижением мощности увеличивался часовой расход топлива.

Таким образом, полученные экспериментальные данные позволяют сделать важный вывод: характер изменения часового расхода топлива двигателем при изменении температуры воздуха, а следовательно, и топлива, зависит от конструкции карбюратора.

Из анализа конструкции карбюраторов К-88А2 и К-22И видно, что наряду с отличиями непринципиального характера, в главной дозирующей системе карбюратора К-88А2 имеется воздушный жиклер, эмульсирующий бензин перед входом в распылитель, благодаря которому часовой расход топлива при повышении температуры не только не увеличивается и не остается постоянным, но и уменьшается.

О том, как изменяется температура топлива и бензовоздушной смеси в карбюраторе К-88А2 при повышении температуры воздуха, а следовательно, и топлива в баке, можно судить по результатам измерений, приведенным на рис. 2.

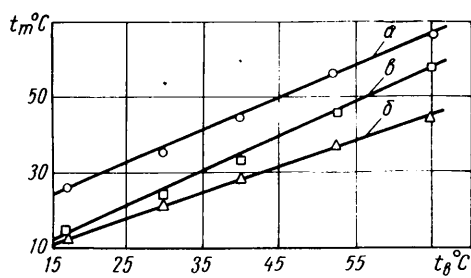


Рис. 2. Зависимость температуры топлива в поплавковой камере карбюратора (а) и бензовоздушной смеси в диффузоре (б) и за дроссельной заслонкой (в) от температуры воздуха на впуске ($n=2400$ об/мин; полное открытие дроссельной заслонки)

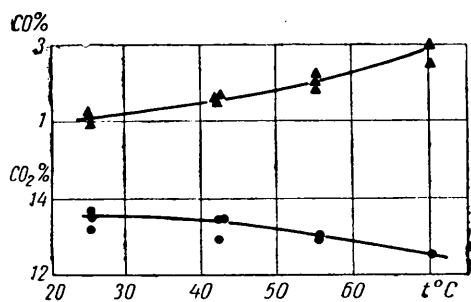


Рис. 3. Зависимость содержания окиси углерода и двуокиси углерода в отработавших газах от температуры воздуха на впуске ($n=2400$ об/мин; полное открытие дроссельной заслонки)

Несмотря на то, что часовой расход топлива с повышением температуры уменьшался, удельный расход топлива несколько возрастал (рис. 1), что объясняется более интенсивным падением мощности по сравнению с часовым расходом топлива. Только при номинальном числе оборотов удельный расход топлива при повышении температуры не увеличился. В среднем при повышении температуры воздуха на каждые 10° удельный расход топлива увеличился на $0,5\%$.

Кроме снижения мощностных показателей двигателя и некоторого ухудшения топливной экономичности при повышении температуры воздуха, в отработавших газах увеличилось количество продуктов неполного сгорания топлива. На скоростном режиме 2400 об/мин содержание окиси углерода в отработавших газах в результате повышения температуры воздуха с 25 до 70° увеличилось с одного до $2,9\%$. При этом соответственно уменьшилось количество двуокиси углерода (рис. 3).

Известно, что температура воздуха под капотом двигателя выше температуры окружающей среды. Изучение этого вопроса на автомобиле ЗИЛ-130 при температуре окружающей среды $-10 \div +15^{\circ}$ на различных скоростях движения, в том числе близких к максимальным, показало, что температура воздуха на входе в воздушный фильтр на $30-40^{\circ}$ выше температуры окружающей среды, а разница между температурой воздуха под капотом и окружающей среды составляет $45-60^{\circ}$.

Из приведенных экспериментальных данных следует, что температура воздуха на входе в воздушный фильтр зависит, главным образом от температуры воздуха под капотом. Поэтому во избежание потери мощности двигателя необходимо свести до минимума передачу тепла из подкапотного пространства воздуху, поступающему в двигатель.

Основной причиной, вызвавшей ухудшение эффективных показателей двигателя при повышении температуры воздуха, явилось уменьшение часового расхода воздуха (рис. 1). Известно, что с повышением температуры воздуха коэффициент наполнения увеличивается вследствие уменьшения степени подогрева воздуха на впуске. Однако увеличение коэффициента наполнения не может компенсировать уменьшение удельного веса воздуха, поэтому в итоге часовой расход воздуха при повышении температуры уменьшается.

Анализ полученных результатов по расходу воздуха показал, что изменение относительного веса заряда цилиндров (по воздуху) вследствие изменения температуры приблизительно обратно пропорционально отношению абсолютных температур в степени $0,38$. Результаты изучения этого явления на двигателе ГАЗ-21А показали, что изменение относительного веса заряда цилиндров вследствие изменения температуры обратно пропорционально отношению абсолютных температур в степени $0,54$, т. е. расход воздуха в этом случае при повышении температуры уменьшался более интенсивно.

Этим можно объяснить то, что падение мощности двигателя ГАЗ-21А при повышении температуры воздуха больше, чем двигателя ЗИЛ-130; повышение температуры воздуха на каждые 10° приводит к падению мощности двигателя ГАЗ-21А на 2% .

Причина более интенсивного уменьшения часового расхода воздуха двигателем ГАЗ-21А при повышении температуры, чем двигателем ЗИЛ-130, заключается в основном в том, что у двигателя ЗИЛ-130 бензовоздушная смесь подогревается водой, а у двигателя ГАЗ-21А — отработавшими газами. Кроме того, на расходе воздуха сказывается разное сопротивление трубопроводов вследствие различной длины и формы.

Приведенное сравнение экспериментальных данных является убедительным доказательством того, что степень влияния атмосферных условий на показатели работы двигателей зависит от их конструктивных особенностей.

Благодаря тому, что с повышением температуры воздуха одновременно уменьшался часовой расход воздуха и топлива, коэффициент избытка воздуха на всех скоростных режимах оставался практически постоянным, т. е. качественный состав смеси не изменялся. Это, несомненно, является преимуществом карбюратора К-88А2.

Влияние влажности воздуха. Весовое количество воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, зависит не только от температуры, но и от барометрического давления, представляющего собой сумму парциальных давлений сухого воздуха и содержащегося в нем водяного пара. Следовательно, весовой заряд цилиндров двигателя в известной степени зависит и от количества водяного пара, находящегося в воздухе, т. е. от влажности воздуха. Если учесть, что влажность воздуха изменяется в широких пределах и вследствие этого давление водяного пара, содержащегося в нем, часто достигает 5% и более от общего барометрического давления, то очевидно, что изменение влажности воздуха заметно сказывается на показателях работы двигателей.

Экспериментальное исследование влияния влажности воздуха на мощность и экономичность двигателя ЗИЛ-130 проводилось так же, как и влияния температуры, практически на всем диапазоне рабочих чисел оборотов коленчатого вала при полном открытии дроссельной заслонки и температуре воздуха 40° .

Повышение относительной влажности воздуха при работе на всех скоростных режимах привело к заметному уменьшению крутящего момента, а следовательно, и мощности двигателя. Так, в результате повышения относительной влажности воздуха на впуске в двигатель с 15 до 84% на режиме 2400 об/мин крутящий момент уменьшился с $36,8$ до $34,3$ кгм,

или на 6,8%, что составляет 0,99% на каждые 10% повышения относительной влажности; эффективная мощность понизилась соответственно с 123,3 до 115 л. с. (рис. 4). Практически также же относительное изменение крутящего момента и

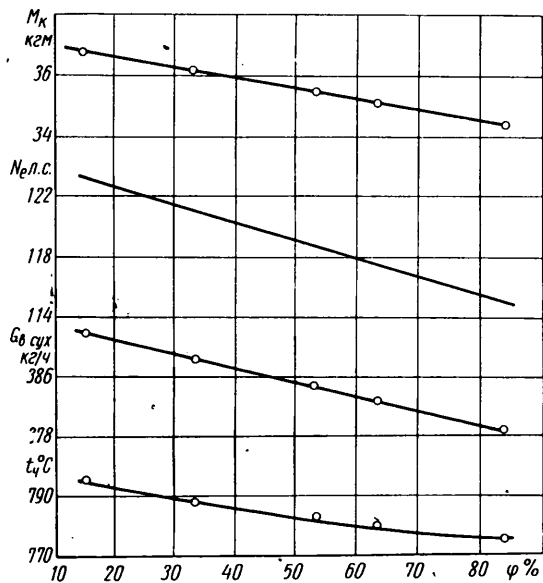


Рис. 4. Зависимость показателей двигателя ЗИЛ-130 от относительной влажности воздуха ($n=2400$ об/мин; полное открытие дроссельной заслонки)

мощности происходило и на остальных скоростных режимах; при скорости вращения коленчатого вала 1200 об/мин в случае повышения относительной влажности воздуха на 10% мощность уменьшалась на 1,15%, при 1600 об/мин — 1%, при 2000 об/мин — 0,97% и при 2800 об/мин — 0,99%. Можно считать, что уменьшение эффективной мощности двигателя при повышении относительной влажности воздуха на каждые 10% (в интервале от 20 до 85%) на всем диапазоне оборотов коленчатого вала составляет в среднем 1%.

Часовой расход топлива при изменении относительной влажности воздуха не изменялся, поскольку температуры воздуха, а следовательно, и топлива на протяжении каждого опыта были практически неизменными.

Уменьшение мощности двигателя при неизменном для каждого скоростного режима часовом расходе топлива привело к соответствующему увеличению удельного расхода топлива. При повышении относительной влажности воздуха на каждые 10% удельный расход топлива двигателем ЗИЛ-130 на всех скоростных режимах увеличивается на 1%.

Основной причиной ухудшения эффективных показателей двигателя при повышении влажности воздуха является уменьшение количества сухого воздуха в весовом заряде цилиндров. Весовое количество влажного воздуха при неизменной температуре и определенном скоростном режиме с повышением влажности воздуха практически не изменяется. При этом ко-

личество сухого воздуха в весовом заряде цилиндров уменьшается за счет увеличения содержания во влажном воздухе водяного пара.

В результате увеличения относительной влажности воздуха с 15 до 84% при 2400 об/мин количество сухого воздуха в весовом заряде цилиндров уменьшилось с 391,6 до 378,8 кг/ч (рис. 4). То же наблюдалось на остальных скоростных режимах.

Следствием уменьшения количества сухого воздуха явилось обогащение горючей смеси, в результате чего понизилась средняя температура цикла, а следовательно, и температура отработавших газов, что зафиксировано на всех скоростных режимах (рис. 4).

Понижение температуры рабочего цикла и отработавших газов в связи с повышением относительной влажности воздуха можно объяснить частично и тем, что теплоемкость водяного пара выше теплоемкости воздуха, а также возможной диссоциацией водяного пара.

В процессе изучения влияния влажности воздуха на эффективные показатели двигателя было установлено, что с повышением влажности воздуха склонность двигателя к детонации несколько уменьшается; при увеличении относительной влажности воздуха на каждые 10% начало прослушивания детонации наступало при более раннем (примерно на 1°) опережении зажигания.

Зависимость мощности, удельного расхода топлива, расхода воздуха и других показателей двигателя ЗИЛ-130 от относительной влажности воздуха, так же как и от температуры, носит линейный характер.

Выводы

1. Изменение температуры и влажности воздуха на впуске ощутимо сказывается на мощностных показателях двигателя ЗИЛ-130. На экономичность двигателя изменение температуры влияет в меньшей степени.

2. Сопоставление экспериментальных данных по двигателям ЗИЛ-130 и ГАЗ-21А подтвердило, что степень влияния атмосферных условий на эффективные показатели двигателей с искровым зажиганием зависит от степени изменения количества воздуха, поступающего в цилиндры двигателя, которая определяется конструктивными особенностями двигателей и в первую очередь особенностями конструкции впускного тракта. Характер изменения часового расхода топлива при изменении атмосферных условий зависит от особенностей конструкции карбюратора.

3. Выявленное ухудшение мощностных показателей двигателя ЗИЛ-130 при повышении температуры воздуха на впуске указывает на необходимость свести до минимума передачу тепла из подкапотного пространства воздуху, поступающему в двигатель.

Обобщение накопленных экспериментальных данных о влиянии температуры и влажности воздуха на эффективные показатели двигателей позволит предложить коэффициенты для приведения мощности и расхода топлива к стандартным атмосферным условиям.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лейбзон З. И., Минкин М. Л., Дерюгин П. Е. «Автомобильная промышленность», 1964, № 12.
2. Лейбзон З. И., Иванов П. А. «Автомобильная промышленность», 1963, № 7.

О влиянии различных схем установки воздушного фильтра на затраты мощности двигателя ЗИЛ-130

Г. А. НАГОРНЯК, канд. техн. наук Ю. И. ДРОБОТ, Н. Н. НИКИТИН

ГСКБ по автобусам, Львовский политехнический институт

ЗАТРАТЫ и потери мощности, обусловленные установкой на двигатель всех вспомогательных агрегатов и устройств, как уже установлено [1], значительно влияют на тягово-скоростные качества автомобиля. Поэтому уменьшение данных затрат и потерь является важным направлением совершенствования конструкции автомобиля. В частности, существенное значение имеет уменьшение потери мощности при установке воздушного фильтра.

В случае установки воздушного фильтра непосредственно на карбюраторе степень уменьшения коэффициента наполнения η_v зависит главным образом от гидравлического сопротивления самого воздушного фильтра. В тех же случаях, когда воздушный фильтр установлен на некотором расстоянии от двигателя (автомобили с задним или подпольным расположением двигателя, автомобили с малой высотой моторного отсека и т. д.) на уменьшение η_v существенно влияют форма и размеры тракта, соединяющего воздушный фильтр с карбюратором. В связи с этим Львовским автобусным заводом совместно с Львовским политехническим институтом были проведены экспериментальные работы с целью выбора оптимальных форм и размеров соединительных трактов для серийных и перспективных автобусов ЛАЗ.

Экспериментально потери мощности определяли на стенде. Двигатель ЗИЛ-130 испытывался с воздушным фильтром ЗИЛ-130 и масляной ступенью воздушного фильтра Урал-375 в варианте, используемом на базовом автомобиле, а также с увеличенным отверстием входа.

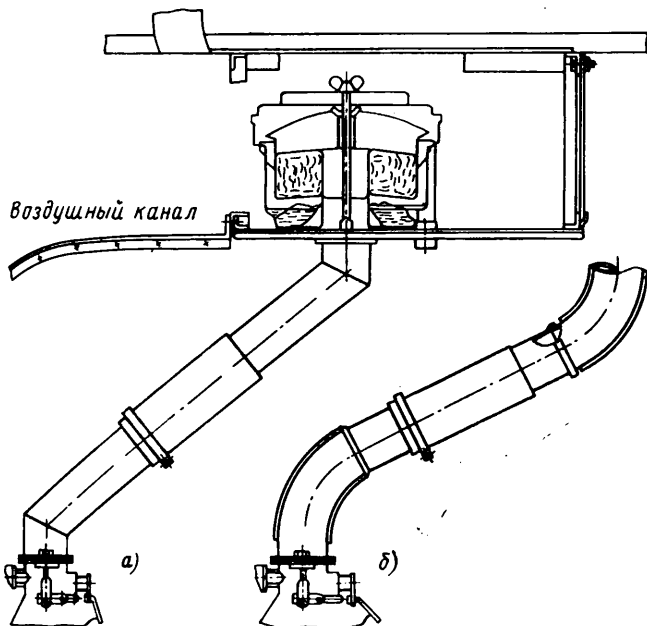


Рис. 1. Установка воздушного фильтра на автобусах ЛАЗ-695Е, -695Ж, -697Е:
а — с угловыми патрубками,
б — с радиусными патрубками

На серийных автобусах ЛАЗ-695Е, ЛАЗ-695Ж и ЛАЗ-697Е установлен двигатель ЗИЛ-130. Воздушный фильтр ВМ-16 размещен в воздушном канале и соединен с карбюратором угловыми патрубками и резиновым шлангом (рис. 1, а). Данные, приведенные в таблице и на рис. 2, показывают, что заметное уменьшение гидравлических сопротивлений, а следовательно, и потерь мощности может быть достигнуто путем замены угловых патрубков радиусными (рис. 1, б). В частности, при $n=2500$ об/мин замена угловых патрубков на радиусные приводит к увеличению мощности двигателя на 2,5 л. с.

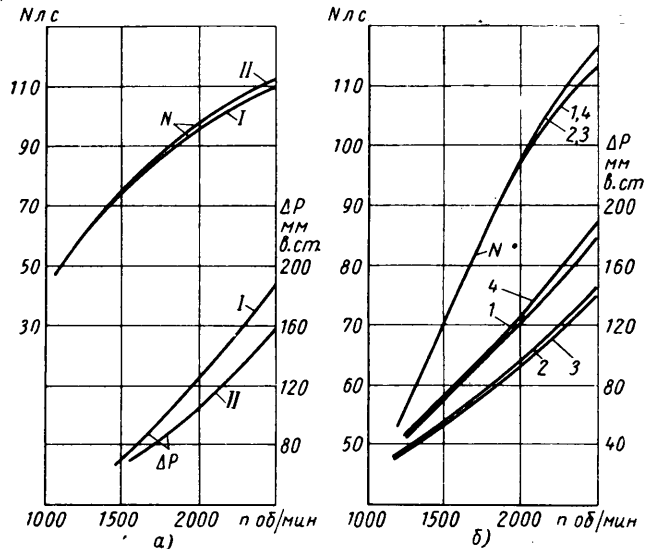


Рис. 2. График зависимости потери мощности и сопротивления воздушного фильтра от оборотов коленчатого вала:

а — воздушный фильтр ВМ-16 с угловыми и радиусными патрубками; б — воздушный фильтр Урал-375. I — угловые патрубки; II — радиусные патрубки; 1 — воздушный фильтр без изменений, радиусные патрубки; 2 — воздушный фильтр с увеличенным сечением входа, радиусные патрубки; 3 — воздушный фильтр с увеличенным сечением входа и прямым патрубком; 4 — воздушный фильтр с увеличенным сечением входа, установленный непосредственно на карбюраторе

Параметры	Число оборотов коленчатого вала двигателя в минуту			
	1000	1500	2000	2500
Мощность двигателя в л. с. при угловых патрубках	43,6	68,5	95,5	110
Мощность двигателя в л. с. при радиусных патрубках	43,9	69,0	97,6	112,5
Потеря мощности в %	0,7	0,74	2,0	2,2
Разрежение в мм вод. ст. при угловых патрубках	30	67	122	184
Разрежение в мм вод. ст. при радиусных патрубках	29	57	102	154
Разница водяного столба в %	3,3	15	16,4	11,3

В ходе разработки конструкции нового городского автобуса большой вместимости ЛАЗ-696, с целью выбора схемы установки воздушного фильтра, оптимальной с точки зрения потерь мощности, были испытаны следующие варианты установки воздушного фильтра двигателя Урал-375:

1. Радиусные патрубки при неизменном входном сечении заборника воздушного фильтра (рис. 3, а).
2. Радиусные патрубки при увеличенном сечении заборника с 62 до 170 см² (рис. 3, вид Б).
3. Промежуточный прямой патрубок длиной 200 мм при увеличенном сечении заборника (рис. 3, б).
4. Непосредственная установка воздушного фильтра на карбюраторе при увеличенном сечении заборника.

Результаты испытаний приведены на рис. 2, б. Из графиков видно, что наибольшие сопротивления и потери мощности наблюдаются при установке воздушного фильтра на карбюраторе и при использовании воздушного фильтра с сечением входа, равным 62 см². Практически одинаковые сопротивления и потери мощности наблюдаются при установке между воздушным фильтром и карбюратором прямого или радиусных патрубков. Уменьшение потерь в этом случае по сравнению

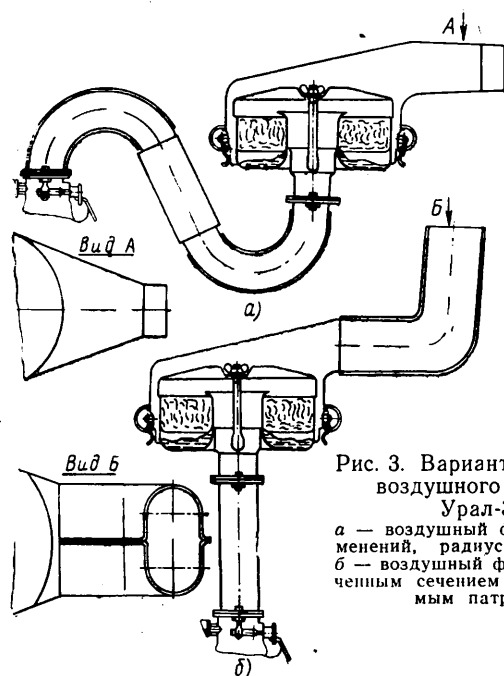


Рис. 3. Варианты установки воздушного фильтра Урал-375:

a — воздушный фильтр без изменений, радиусные патрубки; *б* — воздушный фильтр с увеличенным сечением входа и прямым патрубком

с установкой фильтра непосредственно на карбюраторе составляет 3 л. с. при $n=2500$ об/мин.

Это явление объясняется тем, что размещение между филь-

ром и карбюратором промежуточного патрубка, обладающего небольшим гидравлическим сопротивлением, осуществляет стабилизацию воздушного потока.

Аналогичное уменьшение потерь мощности, вызываемых установкой воздушного фильтра, наблюдается при введении дополнительного патрубка между впускным трубопроводом двигателя и карбюратором [2].

Выводы

1. В целях улучшения тягово-скоростных качеств автомобилей целесообразно вести работы по уменьшению потерь мощности, вызванных установкой воздушного фильтра.

2. Размещение воздушного фильтра непосредственно на карбюраторе V-образного двигателя ЗИЛ-130 не является оптимальным с точки зрения потерь мощности. Если имеется конструктивная возможность, следует устанавливать между воздушным фильтром и карбюратором патрубок для стабилизации воздушного потока.

3. Уменьшение гидравлических сопротивлений за счет замены угловых патрубков радиусными штампованными на автобусах ЛАЗ и увеличение заборника воздуха воздушного фильтра двигателя Урал-375 приводят к снижению потерь мощности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Атоян К. М., Генбом Б. Б., Дробот Ю. И., Топольник В. Д., Нагорняк Г. А. Никитин Н. Н., Рябов А. В. «Автомобильная промышленность», 1965, № 3.

2. «Revue Automobile», 1960, № 54.

УДК 621.431.73—222.001.62

Износ гильз блока цилиндров

А. В. ЛАКЕДЕМОНСКИЙ, Г. И. ПЛЕНЦОВ,

А. Д. ШЕРМАН, Ю. Е. АБРАМЕНКО

Московский автозавод им. Лихачева, Московский автомеханический институт

ПРИ НОРМАЛЬНЫХ условиях эксплуатации автомобильного карбюраторного двигателя, как уже указывалось¹, основной определяющей причиной износа его цилиндров является процесс схватывания.

Для дальнейшего уточнения механизма износа гильз автомобильных двигателей был исследован износ чугунных гильз в паре с хромированными поршневыми кольцами. Результаты работы показали, что средний удельный износ цилиндров (двигателей ЗИЛ-120), работающих в паре с хромированными кольцами, в первый период, пока на поверхности колец сохранилось хромовое покрытие (рис. *a*), был незначительным и не превышал 4—5 мк на 1000 км. После пробега автомобилем свыше 20—30 тыс. км хромовое покрытие на кольцах частично или полностью разрушается (рис. *б*), износ цилиндров при этом увеличивается до 7—10 мк на 1000 км. Отсутствие следов схватывания на поверхности трения гильз, работавших в паре с хромированными кольцами, и пониженный износ этих гильз объясняются тем, что хромированная поверхность поршневого кольца предотвращает образование очагов схватывания с рабочей поверхностью гильзы.

Известно, что гильзы цилиндров из высоколегированного аустенитного чугуна типа нирезист обладают высокой износостойкостью. Хорошую износостойкость гильз из нирезиста часто объясняют высокой коррозионной стойкостью этого материала. Однако, по нашему мнению, высокая износостойкость таких гильз объясняется отсутствием у аустенитной структуры склонности к схватыванию с серым чугуном.

Для выяснения настоящей причины повышенной износостойкости чугуна типа нирезист были проведены сравнительные

эксплуатационные испытания гильз цилиндров из нирезиста и из аустенитного чугуна, легированного марганцем. Коррозионные испытания показали, что в кислых средах марганцовистый аустенитный чугун в десятки раз менее стоек, чем нирезист.

В двух двигателях ЗИЛ-120 были установлены через один цилиндр гильзы из сравниваемых чугунов в паре с хромированными поршневыми кольцами. В одном блоке в нечетных цилиндрах были установлены гильзы из нирезиста, а в четных цилиндрах — из аустенитного марганцовистого чугуна. В другом блоке в нечетных цилиндрах были установлены гильзы из аустенитного марганцовистого чугуна, а в четных цилиндрах — из нирезиста. Условия работы автомобилей с испытываемыми двигателями были наиболее неблагоприятны с точки зрения влияния коррозии (безгаражное содержание автомобилей в течение круглого года; малые среднесуточные пробеги, одноменная работа).

Результаты измерения износа рабочей поверхности гильз после эксплуатации показали (табл. 1), что средний удельный износ гильз цилиндров из нирезиста, несмотря на высокую коррозионную стойкость этого чугуна, был несколько больше, чем износ гильз, изготовленных из менее коррозионно-стойкого аустенитного марганцовистого чугуна. Поверхность трения гильз, изготовленных из чугунов обоих видов, не имела следов схватывания.

Для проверки работоспособности аустенитных гильз при работе в паре с нехромированными кольцами были проведены дополнительные эксплуата-

Таблица 1

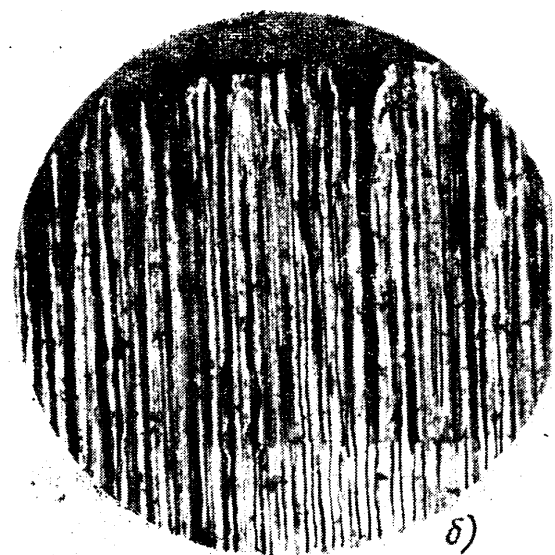
Пробег в км	Средний удельный износ гильз в мк на 1000 км	
	Нирезист	Марганцовистый чугун
39 000	1,8	1,5
27 000	3,4	3,1

¹ Лакедемонский А. В., Плещов Г. И., Шерман А. Д., Абраменко Ю. Е. «Автомобильная промышленность», 1965, № 4.

онные испытания на двух двигателях. Износ гильз из никелевого и марганцовистого аустенитных чугунов сравнивался с износом гильз из перлитного (блочного) серого чугуна СЧ



а)



б)

Поверхность трения хромированного верхнего компрессионного поршневого кольца:

а — через 11 000 км пробега автомобиля видны трещинки в хромовом покрытии и начало разрушения хрома у кромки кольца; б — через 25 000 км пробега автомобиля хромовое покрытие разрушено на большей части поверхности кольца

21-40. В одном двигателе в четных цилиндрах устанавливались гильзы из марганцовистого аустенитного чугуна, а в нечетных цилиндрах — из блочного чугуна. В другом двигателе в нечетных цилиндрах устанавливались гильзы из никелевого аусте-

нитного чугуна (нирезиста), а в четных — гильзы из блочного чугуна.

Исследования показали, что на поверхности гильз из аустенитных чугунов следов схватывания не было и износ их был невелик, а на поверхности гильз из перлитного серого чугуна наблюдалось большое количество следов схватывания. Соответственно износ гильз из перлитного чугуна был примерно в 2 раза выше, чем из аустенитных чугунов (табл. 2).

Результаты изучения зависимости износа гильз от структуры чугуна, из которого они изготовлены, и характера покрытия на поршневых кольцах служат доказательством того, что основной причиной износа гильз цилиндров автомобильных двигателей, определяющей общую долговечность его работы, является не коррозионное или абразивное воздействие, а разрушение от образования очагов схватывания.

Тот факт, что схватывание оказывает наибольшее влияние на износ цилиндров и является основной причиной повышенного износа их в эксплуатации, означает, что все мероприятия по снижению износа должны выполняться с учетом основной задачи — предотвращения возникновения схватывания между поверхностью цилиндров и поршневых колец. В связи с этим необходимо подбирать масла, пленки которых обладают наибольшей прочностью на поверхности цилиндров при повышенных температурах, что позволит свести к минимуму опасность возникновения схватывания при перегреве двигателя. Поверхность цилиндров и поршневых колец должна хорошо удерживать смазку. Это предотвратит возникновение схватывания при холодных пусках двигателей, а также в процессе их работы. Увеличение стойкости против схватывания пары трения цилиндр — поршневое кольцо может быть достигнуто закаливанием рабочих поверхностей, химико-термической обработкой или нанесением электролитических покрытий.

При изыскании материалов для гильз цилиндров, обладающих высокой износостойкостью, необходимо прежде всего исследовать стойкость этих материалов против схватывания при трении в паре с перлитным серым чугуном. Наиболее благоприятной структурой перлитного серого чугуна, отличающейся меньшей склонностью к схватыванию, является чисто перлитная структура без включений свободного феррита. Перлит должен быть крупнопластинчатым, так как в этом случае улучшается способность поверхности чугуна удерживать смазку, а графит в перлитном сером чугуне — пластинчатым со средними и крупными пластинками. Такой чугун получается при отливке гильз в земляных формах. Наличие сесток карбидных или карбидно-фосфидных включений в структуре перлитного серого чугуна за счет легирования его, например, хромом может явиться также достаточно эффективной мерой повышения стойкости против схватывания.

Хорошее удержание поверхностью гильз из перлитного серого чугуна смазки и смазывающее действие графита не могут полностью гарантировать надежное предохранение от разрушения этих пленок при работе двигателя. Следовательно, возможность возникновения схватывания металла гильзы из перлитного серого чугуна с кольцом не устраняется. Применение чугунов с аустенитной металлической основой, обладающих высокой стойкостью против схватывания с перлитным чугуном поршневых колец, позволяет более надежно предотвращать возникновение схватывания в гильзах и повышать их износостойкость. Как показали проведенные исследования, подходящим для этой цели является более дешевый, чем нирезист, аустенитный чугун, легированный марганцем.

Таблица 2

Пробег в км	Средний удельный износ гильз в мк на 1000 км		
	Марганцовистый чугун	Нирезист	Блочный чугун
43 000	2,0	—	6,0
35 000	—	4,0	8,0

Исследование вибраций кузова легковых автомобилей методом испытаний на стенде с беговыми барабанами

Кандидаты техн. наук М. И. ЛУРЬЕ, К. Ю. СЫТИН, Б. М. ФИТТЕРМАН

НАМИ

ИЗВЕСТНО, что наряду с плавностью хода и другими факторами на комфортабельность, а также на долговечность и надежность автомобиля значительно влияет уровень вибраций элементов кузова и шасси. Существует ряд методов исследования и анализа возникающих при движении автомобиля вибраций, причем некоторые методы, разработанные ранее, в частности в НАМИ, отличаются глубиной и высоким научно-техническим уровнем. Их недостатком является значительная трудоемкость проведения экспериментов и особенно обработки полученных экспериментальных данных, что делает затруднительным их применение для предварительного определения мероприятий, направленных на снижение интенсивности вибраций, путем быстрого последовательного испытания большого числа различных вариантов подвески автомобиля, шин и т. п.

Разработана методика ускоренного и упрощенного исследования вибраций, которая позволяет быстро, путем сравнения первичных осциллограмм, получать ответ о влиянии любых изменений в автомобиле. Предлагаемая методика, однако, не претендует на глубокое исследование и анализ вибрационных явлений и намеченные с ее помощью мероприятия нуждаются в последующей апробации методами, обеспечивающими более глубокий анализ.

Оперативность и простота предлагаемого метода обуславливаются двумя факторами: проведением испытаний не на дороге, а на стенде с беговыми барабанами, и возможностью непосредственной оценки получаемых результатов по внешнему виду первичных осциллограмм.

Проведено исследование вибраций, передаваемых на кузов от дороги, но предлагаемая методика может быть использована также и для исследования вибраций, передаваемых на кузов от двигателя и трансмиссии.

Объектами исследования являлись малолитражный автомобиль № 1 со стандартной подвеской, с однолистовыми задними рессорами и с задней пружинной подвеской, а также малолитражный автомобиль № 2 и автомобиль среднего литража № 3 со стандартной и модифицированной в ходе исследования подвесками при работе на различных типах шин.

Работа проводилась путем испытаний автомобиля на стенде с одной парой беговых барабанов диаметром 0,6 м. Вал барабанов соединен с электродвигателем, способным раскручивать барабаны вместе со стоящими на них передними или задними колесами автомобиля до окружной скорости 70—80 км/ч. С валом барабанов соединен также тахогенератор постоянного тока, обеспечивающий как визуальное наблюдение за окружной скоростью барабанов по циферблатному прибору, так и непрерывную запись мгновенных значений скорости на ленту шлейфового осциллографа.

К беговым поверхностям барабанов прикрепляются планки (съёмные препятствия), имитирующие движение по неровной дороге. В результате проведенных экспериментов в качестве препятствий для легковых автомобилей оказалось целесообразным использовать планки из твердых пород дерева высотой 20 мм, шириной 40 мм и длиной, соответствующей ширине барабанов. Планки располагались равномерно по всей длине окружности барабанов; расстояние между осями смежных планок составляло 160 мм, а их общее число — 24 на каждом барабане. Воздействие описанных препятствий на автомобиль близко к воздействию булыжника, находящегося в хорошем состоянии.

Для записи вибраций кузова применялись датчики, регистрирующие в условных единицах скорость перемещений соответствующих поверхностей в вертикальной или горизонтальной плоскостях. Датчики, записывающие вибрации частот от 10 до 1000 гц, сами являются генераторами тока и при работе со шлейфовым осциллографом не нуждаются ни в дополнительных источниках питания, ни в усилительной аппаратуре. Датчики могут устанавливаться на различные поверхности кузова автомобиля. Однако проведенные эксперименты показали, что в общем случае для предварительной оценки эффек-

тивности тех или иных мероприятий, направленных на снижение вибраций кузова, достаточно иметь записи датчика, укрепленного на полу между сиденьями.

Автомобиль ставится на барабаны последовательно передними и задними колесами и прикрепляется при помощи соответствующих устройств. Колеса автомобиля раскручиваются барабанами стенда, имеющими привод от электродвигателя, до окружной скорости, соответствующей скорости автомобиля 70—80 км/ч (ведущие колеса вместе с барабанами могут также раскручиваться двигателем автомобиля). После достижения заданной окружной скорости включают осциллограф и включают электродвигатель стенда (или передачу автомобиля), в результате чего система «барабаны стенда—колеса автомобиля» вращается по инерции и позволяет непрерывно записывать характер вибраций на всем диапазоне скоростей от первоначальной до нуля; одновременно на ленте непрерывно регистрируется изменение скорости.

Общая продолжительность одного опыта — около 1 мин, что позволяет быстро оценивать влияние на интенсивность вибраций кузова любых вносимых в автомобиль изменений.

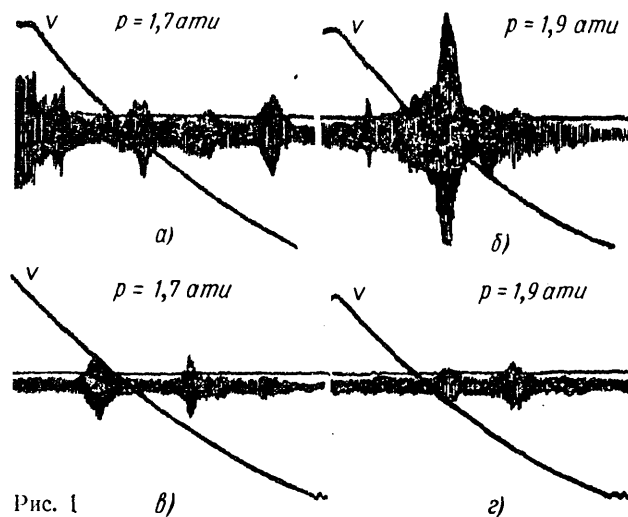


Рис. 1

В качестве примера на рис. 1 приведены фотокопии первичных осциллограмм вибраций кузова, относящиеся к задней подвеске автомобиля № 3. Наклонная кривая характеризует постепенное уменьшение скорости v в процессе затухания вращения системы «барабаны стенда—колеса автомобиля»; ширина затухающего поля характеризует интенсивность вибраций пола кузова между сиденьями при любой мгновенной скорости, причем вибрации тем интенсивнее, чем больше ширина поля. На рис. 1 отчетливо видно, что применение шин типа Ж* при стандартной подвеске (б) приводит к резкому увеличению интенсивности вибраций кузова по сравнению со стандартными шинами типа Е (а).

Применяемые для измерения интенсивности вибраций датчики позволяют проводить эксперименты инерционным методом, обладающим двумя важными преимуществами: он позволяет непрерывно проследить характер вибраций кузова на всем диапазоне рассматриваемых скоростей и выявить даже «узкие» резонансы, а также в несколько раз повысить производительность работы.

Для наглядного сопоставления интенсивности вибраций при различных состояниях автомобиля (например, при различных шинах) контуры поля вибраций соответствующих первичных осциллограмм обводятся тушью и накладываются на одну

* Шина Ж — с радиальным расположением нитей корда.

кальку. Так как получаемое на осциллограмме поле вибраций симметрично относительно своей центральной оси (т. е. относительно нулевой линии шлейфа), то достаточно нанести на кальку его верхнюю половину.

Как следует из сказанного выше, вертикальный масштаб поля вибраций кузова на кальках остается таким же, как и на первичной осциллограмме.

Пример сопоставления вибраций приведен на рис. 2. Горизонтальная шкала скорости по примененной методике (инерционный метод) получается убывающей, поскольку запись виб-

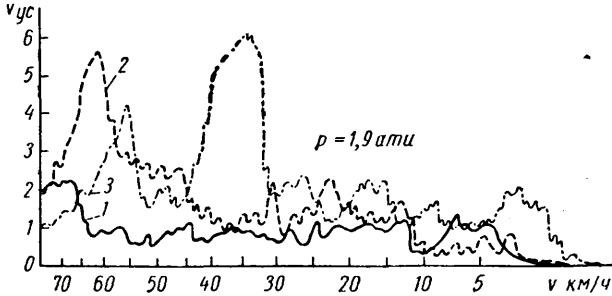


Рис. 2

раций начинается с конечной (максимальной) скорости раскручивания барабанов, и неравномерной, поскольку в области высоких скоростей затухание вращения системы «барабаны стейнда—колеса автомобиля» происходит интенсивнее, чем в области низких скоростей. Вертикальная шкала отградуирована в условных единицах скорости $v_{ус}$ вертикальных перемещений полка между сиденьями, к которому прикреплен датчик.

На автомобиле № 1 (рис. 2) проверена эффективность в отношении снижения интенсивности вибраций двух конструктивных мероприятий по снижению трения в задней подвеске: замены многolistовых полуэллиптических рессор в первом случае пружинами и во втором — однолистовыми рессорами.

Об эффективности введения пружинной задней подвески можно судить по рис. 2. Такая подвеска дает удовлетворительные результаты при стандартных шинах А (кривая 1); однако при шинах Б с радиальным расположением нитей корда пружинная подвеска (кривая 2) не дает существенного улучшения по сравнению со стандартной подвеской (кривая 3). По-прежнему наблюдается «всплеск» вибраций, хотя он и переносится из диапазона скоростей 25—45 км/ч в диапазон 55—75 км/ч, т. е. в диапазон, который при движении автомобиля по неровной дороге следует признать малоупотребительным.

Результаты применения однолистовых рессор показывают, что рассматриваемое мероприятие значительно снижает вибрации кузова автомобиля на шинах типа А и лишь в некоторой степени — на шинах типа Б с радиальным расположением нитей корда.

Проведенные эксперименты показали, что интенсивность вибраций кузова автомобиля № 2 при передаче последних как от передних, так и от задних колес на шинах типа Г ниже, чем у автомобиля № 1. У автомобиля на шинах типа Д интенсивность вибраций кузова значительно возрастает.

На автомобиле № 2 было исследовано влияние на интенсивность вибраций кузова внутреннего давления воздуха в шинах типа Д с радиальным расположением нитей корда, пределы которого изменялись от 1,3 до 2,5 атм. Оказалось, что при любом из исследованных значений давления воздуха интенсивность вибраций кузова автомобиля на шинах типа Д остается выше, чем на стандартных шинах типа Г.

Для выяснения вопроса о путях передачи вибраций на кузов были проведены специальные эксперименты, при которых вибрации, передаваемые от передних колес, записывались при снятых передних амортизаторах и отсоединенной рулевой трапеции, а передаваемые от задних колес — при снятых задних амортизаторах и отсоединенном карданном вале. Поскольку интенсивность вибраций при этом практически не изменилась, был сделан вывод о том, что в основном они передаются на кузов через пружины передней подвески и рессоры задней подвески, т. е. через детали, нагруженные весом автомобиля.

Анализ приведенных выше результатов показал, что для снижения интенсивности вибраций, передаваемых на кузов от передних и задних колес, необходимо ввести в подвеску дополнительные упругие элементы, которые «преградил» бы путь вибрациям. С этой целью были изготовлены для передней

подвески штампованные кольца с приклеенными к ним кольцевыми резиновыми накладками толщиной 10 мм, накладываемые на верхние торцы пружин передней подвески, а для задней — плоские резиновые прокладки толщиной 15 мм, заложённые в металлические кожухи и вставляемые с каждой стороны между балкой заднего моста и рессорой, а также снизу — между рессорой и ее накладкой. Установка прокладок потребовала изготовления специальных удлиненных стремянок рессор.

Важнейшим фактором, определяющим эффективность гашения вибраций с помощью дополнительных резиновых прокладок в задней подвеске, оказалась степень деформации прокладок, определяемая затяжкой гаек стремянок рессор. При чрезмерно сильной затяжке прокладки перестают служить демпфером и теряют свою эффективность. При чрезмерно слабой затяжке балка заднего моста получает свободу перемещения относительно рессоры, что недопустимо в эксплуатации. Твердость резины должна составлять 40—50 единиц по Шору; резина должна обладать по возможности большим гистерезисом.

О влиянии степени затяжки резиновых прокладок задней подвески на интенсивность вибраций кузова при работе на шинах типа Д с рациональным расположением нитей корда можно судить по рис. 3. Величина h , характеризующая степень затяжки, равна длине концов стремянок, выступающих над гайками; чем h больше, тем затяжка сильнее, и наоборот. Из рис. 3 следует, что при $h=10$, т. е. при наиболее сильной затяжке, интенсивность вибраций высока и прокладки не оказы-

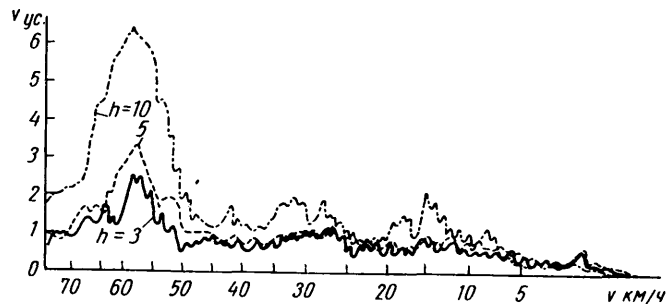


Рис. 3

вают никакого действия. Однако уже при $h=5$ интенсивность вибраций резко снижается (рис. 3); при $h=3$ происходит некоторое дополнительное снижение. Дальнейшее ослабление затяжки уже мало сказывается на интенсивности вибраций и в то же время приводит к возникновению подвижности балки заднего моста относительно рессор, что недопустимо. Таким образом, в рассматриваемом случае оптимальным оказалось значение $h=3$, которое и было принято.

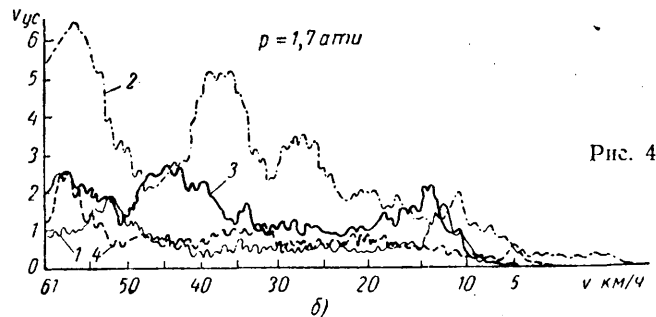
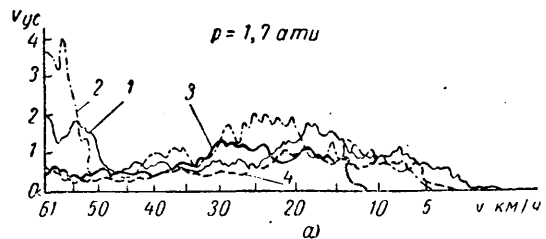


Рис. 4

Сопоставление интенсивности вибраций, передаваемых от передних (а) и задних (б) колес, для стандартных шин Г и шин с радиальным расположением нитей корда Д для стандартной подвески и подвески с резиновыми прокладками представлено на рис. 4, из которого следует:

1. Введение в переднюю подвеску колец с резиновыми кольцевыми прокладками обеспечивает при шинах типа Д (кривая 1) в диапазоне скоростей 50—60 км/ч значительное снижение интенсивности вибраций по сравнению со стандартной подвеской (кривая 2), однако последняя остается значительно большей, чем при шинах типа Г (кривая 3). По отношению к шинам типа Г введение резиновых прокладок практически не дает улучшения (кривые 3 и 4).

2. Введение в заднюю подвеску резиновых прокладок с соответствующей затяжкой обеспечивает при шинах типа Д (кривая 4) резкое снижение интенсивности вибраций на всем диапазоне скоростей по сравнению со стандартной подвеской (кривая 2) и делает эту интенсивность ниже, чем при стандартной подвеске и шинах типа Г (кривая 3). Рассматриваемое мероприятие значительно улучшает положение также и при шинах типа Г (кривая 1).

Неполный эффект от введения резиновых прокладок в переднюю подвеску объясняется тем, что в этом случае степень затяжки, вернее, деформации кольцевых резиновых прокладок, определяется силой давления пружин передней подвески и эту силу нельзя регулировать. Для получения полного эффекта в данном случае необходимо подобрать оптимальные резиновые с более высоким гистерезисом прокладки, варьируя их твердостью и толщиной.

Эксперименты, проведенные с автомобилем № 3 среднего литража, показали, что интенсивность вибраций его кузова при стандартных шинах ниже, чем у малолитражных автомобилей № 1 и 2, особенно в отношении передних колес. Однако при шинах с радиальным расположением нитей корда также происходят резкие «всплески» вибраций в некоторых диапазонах скоростей, причем устранить эти «всплески» путем изменения внутреннего давления воздуха в шинах не удается.

С целью снижения интенсивности вибраций в переднюю и заднюю подвески автомобиля № 3 были внесены такие же изменения, как и в подвеску автомобиля № 2. Полученные результаты свидетельствуют о том, что и в этом случае введе-

ние резиновых прокладок уменьшило при шинах с радиальным расположением нитей корда интенсивность вибраций, передаваемых от передних колес, и полностью сняло повышенные вибрации от задних колес, снизив их интенсивность ниже уровня при стандартных шинах и стандартной подвеске. Не-полный эффект от введения резиновых прокладок в переднюю подвеску объясняется теми же причинами, что и в автомобиле № 2.

Выводы

1. Разработан простой и высокопроизводительный метод исследования вибраций кузова автомобилей путем их испытания в нормальном эксплуатационном состоянии на стенде с беговыми барабанами, позволяющий с минимальными затратами времени путем сравнения первичных осциллограмм давать оценку интенсивности вибраций кузова при различных шинах, различных параметрах подвески и т. п.

2. Интенсивность вибраций кузова может быть для некоторых случаев движения автомобиля значительно уменьшена путем введения в подвеску дополнительных резиновых упругих элементов. Последние должны вводиться главным образом в сопряжения узлов и деталей, нагруженных весом автомобиля (между верхними торцами пружин передней подвески и соответствующей поперечины, между задней рессорой и балкой заднего моста и т. п.).

3. Важнейшими факторами эффективной работы дополнительных резиновых упругих элементов подвески являются оптимальный подбор степени деформации (в тех случаях, когда последнюю можно регулировать), правильный выбор толщины прокладок и твердости резины. Важно также, чтобы резина обладала более высоким гистерезисом.

Рис. 1, а и б относится соответственно к шинам Е и Ж при стандартной задней подвеске, а рис. 1, в и г — к тем же шинам при задней подвеске с резиновыми прокладками.

УДК 629.114.5.11.001.68:539.4

Прочностные свойства профильных сварных труб, используемых в несущих системах автобусов ЛАЗ

Кандидаты техн. наук К. М. АТОЯН, Р. А. АКОПЯН, О. Н. РОМАНОВ

ГСКБ по автобусам, Львовский политехнический институт, Физико-механический институт АН УССР

ОТЕЧЕСТВЕННОЙ автомобильной промышленностью для изготовления каркасов кузовов, рам и других несущих систем все шире используются профильные сварные трубы квадратного и прямоугольного сечений. Профильные трубы обеспечивают высокую прочность и устойчивость конструкций при малом весе. На рис. 1 приведены поперечные сечения четырех профильных труб типа ПС, изготовляемых согласно ЧМТУ 5886-57 и применяемых в автобусах ЛАЗ. Однако, несмотря на то, что такие профильные трубы применяются весьма широко, до настоящего времени отсутствуют данные об их физико-механических свойствах. Известные публикации посвящены исключительно технологии изготовления труб [1]. Предварительное рассмотрение вопроса о физико-механических свойствах труб показывает, что для определения этих свойств недопустим чисто расчетный подход на основании формул сопротивления материалов [2]. Прямоугольные трубы изготавливаются из круглых сварных заготовок, которые профилируются на калибровочных прокатных станах. Так как труба после профилирования не подвергается термообработке, следовательно, она представляет сложную гетерогенную систему, на несущую способность которой существенное влияние оказывает наклеп материала, внутренние напряжения, возникающие при профилировании, и прочность сварного шва. Таким образом, большинство прочностных свойств может быть определено в первую очередь экспериментальным путем. Результаты проведенного исследования представляют интерес для проведения рационального расчета кузовов. Эти данные могут быть также использованы при расчете технологических возможностей от-

дельных профильных труб при холодной гибке. В практике Львовского автозавода, в частности, наблюдались частые поломки профильных труб в процессе гибки в рамно-прессовом цехе.

Согласно ЧМТУ 5886-57, поставляются трубы из стали 10. Химический состав металла исследованной партии труб был следующий: 0,09% С; 0,40% Мп; 0,03% Р; 0,02% S.

Характеристикой интенсивности наклепа по контуру профильной трубы, могут служить контурные диаграммы твердости наружной поверхности трубы, приведенные на рис. 1 (здесь величина твердости откладывалась по нормали к поверхности наружного контура в единицах *HV*). Неравномерное упрочнение контура обусловлено технологией профилирования трубчатой заготовки в калибровочных валках. При прокатке вносится местный наклеп от изгиба сначала в середине сторон профильной трубы, затем в углах сечения. При этом наклеп в углах меньше, чем посредине сторон; наклеп в середине длинных сторон более интенсивный, чем в середине коротких сторон. Из приведенных эпюр также видно, что зона сварного шва имеет высокую твердость, соизмеримую с твердостью наиболее наклепанных участков контура.

Показатели статической прочности профильных труб могут быть определены по данным механических испытаний при растяжении и изгибе, исходя из геометрических характеристик сечений отдельных профильных труб. В табл. 1 приведены геометрические характеристики всех четырех профильных труб, которые могут быть использованы при расчетах на изгиб, растяжение и кручение.

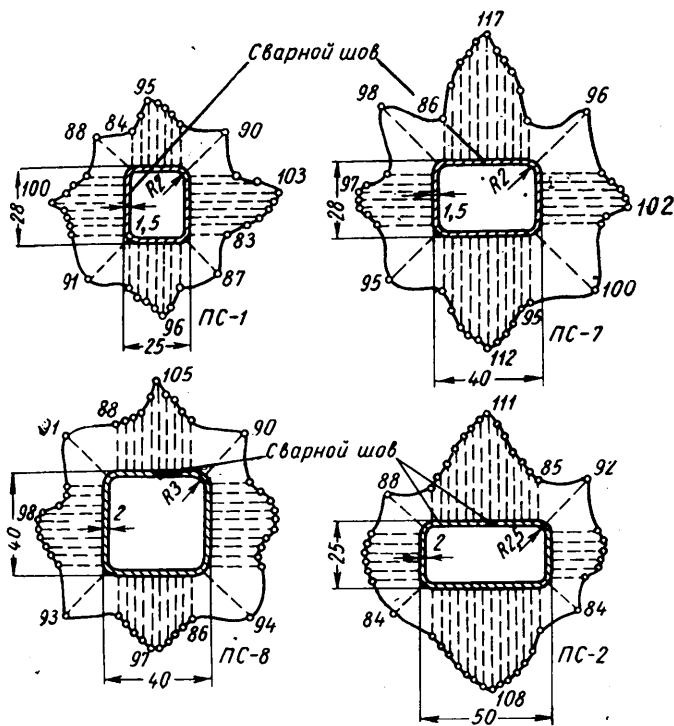


Рис. 1. Контурные эпюры твердости профильных труб ПС (твердость указана в единицах НВ)

Испытания на растяжение профильных труб следует проводить с применением специальных наконечников — концевиков, которые привариваются к телу трубы-образца. Однако это связано с опасностью изменения механических свойств, объема металла трубы, примыкающего к зоне сварного шва, приведения в эту зону дополнительных остаточных напряжений, а также создания в ней при испытаниях концентрации

Таблица 1

Наименование профильной трубы	Моменты инерции в см ⁴			Моменты сопротивления в см ³			Площадь поперечного сечения F в см ²
	J _x	J _y	J _p	W _x	W _y	W _p	
ПС-1	1,79	2,14	3,93	1,43	1,52	1,87	1,43
ПС-2	2,95	9,01	11,96	2,36	3,61	4,04	2,72
ПС-7	2,46	4,31	6,77	1,76	2,16	3,06	1,88
ПС-8	8,60	8,60	17,20	4,30	4,30	7,05	3,57

напряжений. Поэтому испытания на разрыв проводились после продольной разрезки труб на отдельные пластины, при этом из каждого сечения вырезалось не менее восьми образцов — пластин. Статическая прочность на разрыв подсчитывалась как сумма прочности всех пластин сечения с учетом потерь металла, наблюдающихся при разрезке трубы образца. Временное сопротивление разрыву подсчитывалось как среднее арифметическое от величин σ_B всех пластин контура.

Указанные характеристики статической прочности приведены в табл. 2. Сравнение значений σ_B , определенных при испытаниях профильных труб, с этим же показателем согласно ЧМТУ 5886-57 свидетельствует о том, что в результате операций профилирования материал находится в сильно наклепанном состоянии, значения, полученные при испытаниях, выходят за верхний предел значений, предполагаемых для холоднокатаной стали 10 и стали 20. Следует также обратить внимание, что заводы-поставщики очень часто не придерживаются ТУ на толщину труб и часто используют для их изготовления материал, толщина которого существенно отличается от номинальной. Так, для ряда обследованных труб ПС-1 толщина составляла 2,2 мм вместо 1,5 мм, для труб ПС-8 — 2,2 мм вместо 2,5 мм. Этим объясняется отклонение напряже-

ний σ_B и σ_S при изгибе от значений, которые были бы получены с учетом номинальных значений F и W, приведенных в табл. 1.

Испытания на изгиб проводились на трубчатых образцах длиной 250 мм по схеме изгиба силой, приложенной посере-

Таблица 2

Параметры	Статическая прочность при растяжении профилей			
	ПС-1	ПС-2	ПС-7	ПС-8
Усилие разрыва P в кг	8430	12080	8340	19280
Временное сопротивление разрыву σ_B в кг/мм ²	45,3	44,4	44,4	54,0
Относительное удлинение δ_5 в %	12	13	12	9

дне пролета длиной L=234 мм. Усилие передавалось через цилиндрический индентор диаметром 15 мм. Наиболее характерная величина, которая обнаруживалась такими испытаниями, — это изгибающий момент, соответствующий текучести M_S , а также номинальное напряжение, соответствующее текучести в периферийных слоях изгибаемого образца. В табл. 3 эти величины приведены для образцов, испытанных в плоскости XX и YY.

Величина M_S и соответственно σ_S оценивалась по остаточному прогибу $\Delta h=0,002 L$.

Из табл. 3 следует, что величины σ_S , полученные при испытаниях, достигают высоких значений и существенно превышают значения, предполагаемые согласно ТУ. Интенсивный наклеп материала объясняет также существенный разброс усредненных значений σ_S , которые приведены в табл. 3.

Таблица 3

Параметры	Статическая прочность при изгибе профилей					
	ПС-1 в плоскости XX	ПС-2 в плоскости XX	ПС-2 в плоскости YY	ПС-7 в плоскости XX	ПС-7 в плоскости YY	ПС-8 в плоскости XX и YY
Изгибающий момент M_S в кгм	65,2	87,8	149,0	67,3	72,0	167,5
Предел текучести σ_S в кг/мм ²	35,5	37,2	41,4	38,2	33,4	40,8

Особый интерес представляет изучение циклической прочности профильных труб, так как последние как элементы автобусной конструкции подвержены в первую очередь динамическому нагружению. Наиболее распространенный вид динамического нагружения элементов каркаса — это кручение и изгиб. В процессе динамических испытаний эти виды циклического нагружения воспроизводились на двух специально сконструированных установках для испытаний на усталость. Обе установки резонансного типа, возбуждение нагрузок в образцах осуществляется центробежным вибратором, который приводится в движение от генератора постоянного тока. Изменением числа оборотов генератора можно достигать различного динамического усиления в резонансном режиме нагружения системы образец — масса. Резонансный режим можно изменить также подбором дополнительных масс, которые жестко прикрепляются к основным массам. Захваты для крепления образцов выполняются смешными в зависимости от вида испытываемой профильной трубы, а также плоскости испытаний. Статическая тарировка машины чистого изгиба осуществляется по величине отклонения масс от положения равновесия, которое контролируется с помощью оптического компаратора. В отличие от установки для циклического изгиба в установке для испытаний на циклическое кручение имеется узел силоизмерения, который выполнен как тензометрический динамометр. Кроме визуального контроля величины динамического нагружения машины, который производится посредством тензометрического усилителя по шлейфовому осциллографу, машина снабжена также электронным стабилизатором нагрузки, поддерживающим постоянный сигнал на контрольных тензодатчиках силоизмерителя. Описание работы тензометрического стабилизатора приведено в работе [3]. Систематические испытания на усталость проводились для профильных труб ПС-1, ПС-2 и ПС-8. Так как контур профильной трубы

представляет сложную гетерогенную систему с различными напряжениями в различных точках контура, целесообразно определять напряжения, соответствующие пределу усталости труб. Вместо напряжений в отдельных точках профильной трубы следует найти циклическую несущую способность профильной трубы, которая в случае испытаний на кручение определяется как наибольший крутящий момент, при котором не наблюдается усталостного разрушения профильной трубы. В случае испытаний на изгиб аналогично определяется изгибающий момент. Для каждой испытанной трубы в зависимости от места, где началось ее разрушение, может быть определено напряжение, при котором оно произошло.

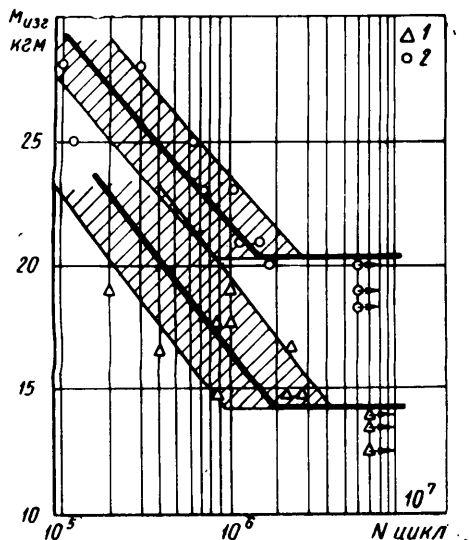


Рис. 2. Диаграммы усталости профильных труб ПС при испытаниях на циклический изгиб:
1 — ПС-1; 2 — ПС-7

Трубы-образцы закреплялись в захватах машин без вставок и прокладок. В процессе испытаний часто имелись поломки образцов возле захвата, что являлось результатом местных напряжений в трубе в зоне захватов. Образцы, которые разрушались в захватах, при испытаниях не учитывались.

На рис. 2 и 3 приведены диаграммы усталости профильных

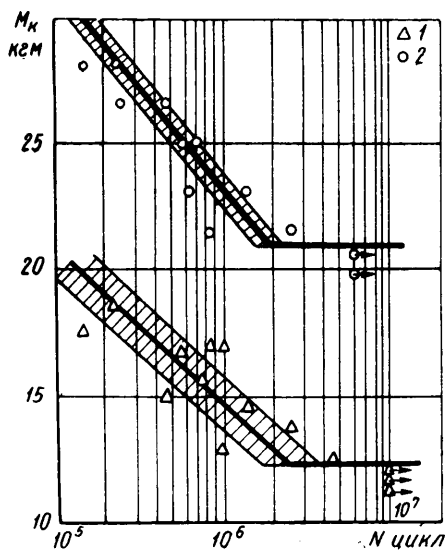


Рис. 3. Диаграммы усталости профильных труб ПС при испытаниях на циклическое кручение (заштрихованные зоны ограничивают область, в которой вероятность нахождения экспериментальных точек для нормальной совокупности равна 68,3% [4]):
1 — ПС-1; 2 — ПС-7

труб ПС-1 и ПС-7, построенные при циклическом изгибе и кручении.

Испытания при циклическом изгибе проводились в плоскости YY, что определяло максимальное нагружение длинных сторон профильных труб. В соответствии с ЧМТУ 5886-57 в средней части одной из длинных сторон расположен сварной шов. Таким образом, при испытаниях прямоугольных профильных труб на изгиб сварной шов находился всегда в зоне максимальных напряжений; при испытаниях квадратной профильной трубы ПС-8 сварной шов также размещался в зоне максимальных напряжений. Испытания проведены на базе $6 \cdot 10^6$ циклов, которой оказалось достаточно для определения пределов усталости. Статистическая обработка результатов испытаний, выполненная по методике А. К. Митропольского [4], дала возможность построить корреляционные зависимости ограниченной выносливости (рис. 2 и 3). В табл. 4 записаны

Таблица 4

Наименование профильной трубы	Вид корреляционного уравнения	Мера индивидуального рассеивания	Коэффициент корреляции	Число экспериментальных точек
ПС-1	$\lg N = 7,925 - 0,115 M_{изг}^{0,32}$	0,308	-0,525	9
ПС-1	$\lg N = 8,48 - 0,167 M_{к}^{0,32}$	0,137	-0,81	11
ПС-1	$\lg N = 8,91 - 0,134 M_{изг}^{0,32}$	0,234	-0,85	9
ПС-7	$\lg N = 8,9 - 0,126 M_{к}^{0,32}$	0,076	-0,88	10

корреляционные уравнения, значения коэффициентов корреляции и мер индивидуального рассеивания, соответствующие испытаниям на усталость. В табл. 5 приведены крутящие и изги-

Таблица 5

Наименование профильной трубы	Изгибающий момент $M_{изг(-1)}$ в кгм	Крутящий момент $M_{к(-1)}$ в кгм	$k_{\partial(изг)}$	$k_{\partial(к)}$
ПС-1	14,2	12,1	0,58	0,65
ПС-7	20,2	21,2	0,68	0,69
ПС-8	56,2	46,0	0,77	0,66

бающие моменты, определяющие несущую способность профильных труб на уровне пределов усталости.

Нагрузки при расчете на выносливость элементов и деталей автомобиля принято устанавливать с применением коэффициентов, отражающих технологическое упрочнение, концентрацию напряжений и масштабный фактор [5]. Так как установлена несущая способность ряда профильных труб $M_{к(-1)}$ и $M_{изг(-1)}$, имеется возможность найти взаимосвязь между этими величинами и циклической прочностью исходного материала τ_{-1} и σ_{-1} (в данном случае сталь 10).

Для случаев циклического кручения и изгиба можно записать соответственно

$$M_{к(-1)} = k_{\partial(к)} W_{к} \tau_{-1}, \quad (1)$$

$$M_{изг(-1)} = k_{\partial(изг)} W_x \sigma_{-1}, \quad (2)$$

где $M_{к(-1)}$ и $M_{изг(-1)}$ — несущая способность профиля на пределе усталости; $W_{к}$, W_x — момент сопротивления соответственно при кручении и изгибе; $k_{\partial(к)}$ и $k_{\partial(изг)}$ — коэффициенты, характеризующие чувствительность к концентрации, технологическое упрочнение и гетерогенность свойств в зоне сварного шва, соответственно при кручении и изгибе.

Согласно данным работы [6] в случае (для стали 10) $\sigma_{-1} = 17 \text{ кг/мм}^2$ и $\tau_{-1} = 10 \text{ кг/мм}^2$ подсчитаны значения $k_{\partial(к)}$ и $k_{\partial(изг)}$ для исследованных профильных труб (табл. 5). Значения $k_{\partial(к)}$ и $k_{\partial(изг)}$ находятся в пределах 0,58—0,77. Низкий уровень этих коэффициентов свидетельствует о том, что, несмотря на наличие значительного технологического

наклепа, который, как известно [7], в ряде случаев способствует повышению циклической прочности, материал трубы имеет повышенную чувствительность к концентраторам его свойства резко гетерогенны, особенно в зоне сварного шва. В частности, характер разрушения при циклическом кручении показал, что усталостное разрушение всегда инициируется по линии сварного шва.

Следует еще остановиться на коэффициентах ψ_σ и ψ_τ , характеризующих чувствительность труб к асимметрии цикла [5]. Так как трубы изготовлены из стали, для которой $\sigma_B < 55 \text{ кг/мм}^2$, можно в расчетах пренебрегать чувствительностью стали к асимметрии цикла, принимая $\psi_\sigma = \psi_\tau = 0$ [8].

В связи с резкой гетерогенностью свойств труб интересно было исследовать влияние гомогенизирующего отжига на их прочность. В табл. 6 приведена прочность труб при статических нагрузках.

Таблица 6

Параметры	ПС-1		ПС-2		ПС-7		ПС-8	
	поставка	после отжига	поставка	после отжига	поставка	после отжига	поставка	после отжига
σ_3 при изгибе в плоскости XX в кг/мм^2	35,5	24,4	—	—	—	—	40,8	18,8
Усилие при разрыве P в кг	843	5627	12080	8935	8340	6945	19280	12120
σ_B при разрыве в кг/мм^2	45,3	32,2	44,4	32,9	44,4	37,0	54,0	39,0

Данные табл. 6 подтверждают выдвинутое ранее предположение об интенсивном технологическом наклепе профильных труб.

Наибольший интерес представляло выяснение вопроса о влиянии гомогенизирующего отжига на циклическую прочность профильных труб. Такая проверка была осуществлена при испытаниях на циклическое кручение труб типа ПС-1. Испытания показали, что в результате отжига несущая циклическая способность слегка повышается, достигая по крутящему моменту 13,0 кгм вместо 12,1 кгм без отжига. Кривая усталости для отожженных образцов может быть построена с меньшим рассеиванием экспериментальных данных. Долговечность образцов в состоянии поставки при значительных перегрузках выше, чем отожженных, а при нагрузках, немногим выше предела усталости, наклепанные образцы менее долговечны, причем среди них обнаруживается большое количество экземпляров с аномально низкой выносливостью.

Выводы

1. Проведенное исследование статической и циклической прочности профильных труб типа ПС, применяемых в качестве несущих элементов автобусов ЛАЗ, показало, что эти трубы представляют в механическом отношении сложные гетерогенные системы, прочностные свойства которых не могут задаваться расчетным путем, исходя из характеристик материала (сталь 10), а должны определяться экспериментально. Анализ контурных диаграмм твердости, а также статических испытаний на изгиб и растяжение показывает, что материал труб находится в сильно наклепанном состоянии. Это проявляется в резком повышении твердости и сопротивления разрушению, а также соответствующем снижении пластичности профильных труб.

2. На основании проведенных испытаний на усталость при изгибе и кручении показано, что расчет несущей способности труб может производиться по формулам (1) и (2) с учетом определенных экспериментальных значений коэффициентов $K_{\sigma(\kappa)}$ и $K_{\sigma(\text{изг})}$. Значения этих коэффициентов следует принимать в пределах 0,58—0,77.

3. Гомогенизирующий отжиг в некоторой мере выравнивает механические свойства труб, однако не устраняет полностью гетерогенности, которая сказывается на низких значениях коэффициентов k_σ .

4. В целом приведенные механические характеристики профильных труб подтверждают целесообразность их широкого использования для изготовления несущих систем транспортных машин, в том числе автобусов, прицепов и др.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шурупов А. К., Файнберг М. А. Производство труб экономических профилей. Свердловск, Металлургиздат, 1963.
2. Романов О. Н., Гнипович В. И. Вопросы механики реального твердого тела. Труды ФМИ. АН УССР, Вып. 3, 1964.
3. Риневский С. И., Романов О. Н. Вопросы машиноведения и прочности в машиностроении. Труды ФМИ. АН УССР, Вып. 9, 1964.
4. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений. Физматгиз, 1961.
5. Гольд Б. В. Конструирование и расчет автомобиля. Машгиз, 1962.
6. Справочник по машиностроительным материалам. Машгиз, 1959.
7. Кудрявцев И. В. Внутренние напряжения как резерв прочности в машиностроении. Машгиз, 1951.
8. Серенсен С. В., Когаев В. П., Козлов Л. А. и др. Несущая способность и расчет деталей машин. Машгиз, 1954.

УДК 621.113:62—19:621.892.5

Повышение надежности и долговечности агрегатов автомобилей и требования к качеству и ассортименту консистентных смазок

О. С. ОБЛЕУХОВА, Р. А. ТРУБИНСКАЯ

Московский автозавод им. Лихачева

ДО ПОСЛЕДНЕГО времени работы в области разработки ассортимента автомобильных консистентных смазок проводились лишь в направлении замены натуральных жиров, идущих на их изготовление, синтетическими жирными кислотами и некоторой унификации, устремленной главным образом на обеспечение работы органов снабжения.

Вопросами разработки рационального ассортимента консистентных смазок для узлов трения автомобилей научно-исследовательские институты (НАМИ, Всесоюзный научно-исследовательский институт нефтяной промышленности и др.) практически не занимаются.

Рекомендация применения смазочных материалов, проводимая автозаводами, чаще всего носит эмпирический характер и не всегда бывает рациональной, в результате чего ассортимент автомобильных консистентных смазок не обеспечивает

должного срока службы узлов автомобиля и достаточно удовлетворительного срока службы без смены и пополнения, что приводит к увеличению расхода смазок и объема работ по техническому обслуживанию автомобиля.

Трудоемкость работ по техническому обслуживанию автомобиля (ТО-1 и ТО-2) только на проведение смазочных операций в настоящее время составляет (в ч):

	ТО-1	ТО-2
По грузовым автомобилям с карбюраторным двигателем	0,88	2,29
По автобусам	1,76	3,0
По легковым автомобилям	1,06	1,9

Указанные данные рассчитаны по нормативам, утвержденным Министерством автомобильного транспорта и шоссейных дорог РСФСР. Для большинства автомобилей ТО-1 проводят-

ся после пробега 1200—1800 км и ТО-2 — после 6000—9000 км в зависимости от условий эксплуатации.

Многие зарубежные фирмы, выпускающие легковые автомобили, не предусматривают смазку всех или нескольких точек шасси в эксплуатации, что достигается герметизацией узлов и применением специальных смазок, закладываемых на длительный срок при сборке.

Таким образом, разработка рационального ассортимента смазок для узлов и агрегатов автомобилей способствует не только повышению надежности и долговечности последних, но и сокращению расходов смазок и труда по техническому обслуживанию. Основой этой работы являются: обеспечение надежности и долговечности агрегата или узла автомобиля (150—200 тыс. км пробега без капитального ремонта), а также увеличение срока службы смазок без смены и пополнения.

Эта работа должна проводиться по следующим направлениям:

1. Перевод некоторых узлов автомобилей на герметичные подшипники и применение «вечных» смазок, не требующих пополнения и смены.

2. Разработка смазки, обеспечивающей срок службы подшипников ступиц колес без смены и пополнения ее при пробеге автомобилем не менее 40 тыс. км.

3. Улучшение качества смазки для шасси в целях значительного увеличения срока ее службы без пополнения и смены.

4. Переход по ряду узлов шасси на металлокерамические втулки, не требующие смазки.

В области испытания и внедрения смазок, работающих без пополнения и смены, имеется некоторый опыт. Так, в 1962—1963 гг. Московским автозаводом им. Лихачева совместно с Ленинградским нефтемаслозаводом им. Шаумяна была подобрана и внедрена в производство смазка ЛЗ-31М для подшипника муфты выключения сцепления. Наблюдения, проведенные в 1965 г. за этими подшипниками при эксплуатации автомобилей ЗИЛ-130 в количестве 108 шт. в автохозяйствах Московской, Хмельницкой, Черновицкой и Минской областей показали, что после пробега до 50 тыс. км из строя вышло шесть подшипников (5,5%), а до 100 тыс. км — 22 подшипника (20,3%), остальные подшипники (74,2%) продолжали работать нормально. Обычно срок службы подшипников определяется не только качеством смазки, но и качеством изготовления подшипника и его монтажа, чем объясняется некоторый разброс в сроках их службы. Однако, учитывая необходимость повышения долговечности агрегатов автомобиля до 150—200 тыс. км пробега, следует продолжить работу по улучшению качества и долговечности смазки ЛЗ-31М.

В настоящее время завершена работа по подбору смазки для закрытого подшипника переднего конца первичного вала коробки передач. Этот подшипник работает в более тяжелых условиях, чем подшипник муфты выключения сцепления как по нагрузке, так и по времени работы, за одинаковый пробег автомобиля. Проведены испытания этого подшипника, заправленного различными смазками, на специальном стенде в температурной камере при скорости вращения 1400 об/мин, нагрузке (радиальной) 100 кг, температуре в камере 90° и в подшипнике 125—130°. Режим работы подшипника циклический, работа 60 мин, пауза 15 мин.

Испытания продолжались до выхода подшипника из строя, что характеризуется резким повышением температуры и появлением шумности в работе подшипника.

Время работы подшипников до выхода из строя в ч	Количество подшипников при работе на смазке			
	ЦИАТИМ-202	ЛЗ-31М	ЛЗ-31М-3к	ЛЗ-192
До 25	5	1	—	—
• 50	—	—	—	—
• 100	1	2	1	—
• 150	—	2	1	3
• 200	—	—	—	1
• 250	—	2	—	1
• 300	—	—	2	1
• 350	—	—	1	—
Св. 450	—	—	—	1

Результаты испытаний некоторых смазок приведены в таблице.

Приведенные данные указывают на значительное влияние смазки на срок службы подшипника. Так, товарная смазка ЦИАТИМ-202 в данных условиях не обеспечивает удовлетво-

рительной работоспособности подшипника, смазка ЛЗ-31М превышает срок его службы в 4—10 раз. Наиболее лучшие результаты показали подшипники, работающие на смазке ЛЗ-31М-3к (содержащей большее количество стеарита лития, чем смазки ЛЗ-31М) и ЛЗ-192.

Дорожно-эксплуатационные испытания подшипников, заправленных смазками ЛЗ-31М-3к и ЛЗ-192, дали положительные результаты, и в этом году будет выпущена большая установочная партия автомобилей (40 тыс. шт.) с указанными закрытыми подшипниками. Особого внимания заслуживает смазка ЛЗ-192, приготовленная на синтетическом сырье. Смазки ЛЗ-31М и ЛЗ-31М-3к готовятся на стеариновой кислоте.

Закрытые подшипники, не требующие пополнения и замены смазки в эксплуатации, могут применяться и на других узлах: водяном насосе, промежуточной опоре карданных валов и др. Качественные смазки, закладываемые лишь при сборке агрегата, могут использоваться и для других узлов автомобиля. Так, на автомобиле ЗИЛ-130 для смазки цилиндра и других деталей тормозного крана применялась смазка ЦИАТИМ-201, которую нужно было менять через каждые 25—30 тыс. км пробега, разбирая агрегат и промывая его керосином.

Как показали стендовые износные испытания тормозных кранов при температуре 55°, после 100 000 циклов торможений на рабочих поверхностях деталей смазки ЦИАТИМ-201 не остается. Смазка ЛЗ-158 обеспечивает нормальную работу тормозных кранов в течение 500 000 циклов. Проверка работоспособности агрегата при низких температурах (—40°) показала равноценность этих смазок. Проведенные стендовые и эксплуатационные испытания смазки ЛЗ-158 показали, что ее можно применять без смены при пробеге автомобилем до 150 тыс. км и более.

Для смазки замков и других механизмов кузовной арматуры успешно применяется смазка МЗ-10, разработанная Московским нефтемаслозаводом (СТУ 36-13-638-61).

В настоящее время на заводе проводятся испытания консистентных смазок в иглочатых подшипниках крестовины карданных сочленений, где обычно применяются трансмиссионные масла. Несмотря на смазочные работы при каждом техническом обслуживании ТО-1 (1200—1800 км), в условиях грязных дорог, подшипники и крестовины ежедневно подвергаются быстрому износу и разрушению. Герметизация подшипников и перевод их на смазку ЛЗ-158 и ЦИАТИМ-202 обеспечивают их нормальную работу, например, на легковом автомобиле ЗИЛ-111 при пробеге свыше 100 тыс. км. При испытаниях грузовых автомобилей также получены положительные результаты.

Таким образом, применение на отдельных узлах автомобилей смазок, не требующих пополнения и смены в эксплуатации, позволяет иметь лишь несколько основных специальных смазок: для подшипников ступиц колес, для точек шасси, для карданных шарниров постоянной угловой скорости.

В подшипниках ступиц колес автомобилей старых моделей применяется солидол.

Однако автомобили, выпускаемые в последние годы, имеют более высокую грузоподъемность (и следовательно, осевую и радиальные нагрузки на подшипники) и скорости движения. В результате этого температурный режим работы узла возрос до 80—90°, а в некоторых автомобилях еще выше. Большинство заводов рекомендует применять для этого узла натрово-кальциевые смазки типа ЯНЗ-2, 1-13с и 1-13. Применение этих смазок позволило одновременно рекомендовать и более редкую их замену — через 12—18 тыс. км пробега автомобилем (при работе на солидоле смазку меняют через 6 тыс. км пробега).

Однако, как уже указывалось, этот срок службы смазки нельзя признать удовлетворительным. Желательно менять смазку не менее, чем через 40—50 тыс. км пробега (1 раз в год). Для этой цели следует применять литиевые смазки, обладающие высокой механической и химической стабильностью и хорошей влагостойкостью.

Необходимо провести работу по тщательному выбору жирового компонента для изготовления мыл и применения присадок, повышающих стабильность, противозносные и другие эксплуатационные свойства смазок.

Узлы шасси автомобилей (22—30 точек смазки), работающие в условиях температур, не превышающих 60°, без достаточной герметизации, что приводит к попаданию воды и грязи, вызывающих коррозию и износ. Для смазки точек шасси заводы рекомендуют применять пресс-солидол. Эта смазка не обладает удовлетворительной прокачиваемостью при низких тем-

пературах, а вследствие низкой механической стабильности плохо держится в узлах трения. Требуется пополнять и заменять ее через 1200—1800 км пробега автомобиля, а в условиях пыльных дорог — через 400 км.

Такие детали, как рессорные пальцы, подвержены большим нагрузкам и вследствие недостаточно хороших и вязкостных свойств солидолов получают задиры поверхностей трения и быстро изнашиваются.

В автохозяйствах для облегчения прокачиваемости смазки применяют смеси солидола с моторным или трансмиссионным маслом, что приводит к ухудшению смазки узлов трения.

Применение нигрола вместо консистентной смазки, как показали испытания на Московском автозаводе им. Лихачева, приводит лишь к повышению износов некоторых деталей и проникновению масла на тормозные накладки.

Все изложенное выше свидетельствует о необходимости разработки более качественной смазки для узлов шасси автомобилей. Учитывая климатические условия страны, а также отсутствие необходимого количества не только станций, но зачастую и утепленных зон для технического обслуживания автомобилей, особое внимание следует уделить вопросу улучшения вязкостно-температурных свойств смазки и ее прокачиваемости. Необходимо также повысить механическую стабильность и прочностные свойства смазки с целью повышения сроков службы смазки.

Как уже указывалось, количество точек смазки узлов шасси можно сократить за счет применения металлокерамических вылок и использования материалов, не требующих применения смазок. Эксперименты, проведенные в этом направлении на Московском автозаводе им. Лихачева, подтверждают возможность перевода 7—9 точек шасси автомобиля ЗИЛ-130 (разжимные кулаки, вилка выключения сцепления и др.) на металлокерамику.

Условия работы смазки для карданов имеют некоторые специфические особенности. Так, шарниры постоянной угловой скорости, установленные на трехосных автомобилях ЗИЛ и ГАЗ, работают в условиях высоких удельных давлений, например, на автомобиле ЗИЛ-151 давление по Герцу достигает $18\,300\text{ кг/см}^2$, на автомобиле ЗИЛ-157 — $22\,000\text{ кг/см}^2$. Температурный режим в тяжелых условиях эксплуатации достигает $150\text{--}200^\circ$. При преодолении автомобилем брода в узел попадает вода. Вырабатываемая для этих узлов карданная смазка (ГОСТ 5730—51) не обеспечивает достаточно надежной и долговечной работы. В результате недостаточных противозносных и противозадириных свойств смазки в тяжелых условиях эксплуатации (крутящий момент выше 300 кгм) появля-

ются стучки, сопровождаемые скрежетом металла по металлу, и на рабочих поверхностях появляются риски задиры, вырывы металла. Кроме того, происходит значительный износ канавок кулаков.

Карданная смазка не обладает достаточно удовлетворительной механической стабильностью и требует пополнения через 800—1800 км и смены после 12 тыс. км пробега автомобиля. Исходя из условий работы этого узла, необходима разработка новой смазки, обладающей влагостойкостью, высокой механической стабильностью, повышенными противозносными и противозадириными свойствами. Эта смазка должна обеспечить работу узла без смены и пополнения хотя бы при пробеге автомобилем 40—50 тыс. км.

В последние годы некоторые исследователи пытаются создать единую смазку для всех узлов и агрегатов автомобиля. В качестве единой рекомендуется применять смазку ЯНЗ-2.

Это направление нельзя признать целесообразным по следующим соображениям:

1. Условия работы смазок в узлах автомобиля различны и по температурам и по нагрузкам, поэтому трудно создать смазку, полностью удовлетворяющую по вязкостным свойствам и стабильности различным температурным условиям эксплуатации. Последнее особенно усугубляется различными климатическими условиями нашей страны, безгаражным хранением автомобилей, отсутствием станций технического обслуживания и т. п.

2. Создание смазок для узлов, работающих при повышенных рабочих температурах, потребует выделения более качественных жирных кислот для изготовления литиевых мыл, в то время как смазки для шасси могут готовиться на кальциевой основе с меньшим количеством мыл, но на маслах, имеющих меньшую вязкость при низких температурах. Кроме того, для улучшения эксплуатационных свойств смазок целесообразно вводить присадки различного назначения — противозносные и противозадириные, антиокислительные и др. в зависимости от условий их работы.

Таким образом, и с точки зрения распределения ресурсов сырья (минеральных масел, жирных кислот, присадок) целесообразно иметь несколько смазок.

Работа заводов по совершенствованию конструкции узлов и агрегатов, применению более совершенных уплотнений, закрытых подшипников и др. в сочетании с разработкой смазок, рассчитанных на длительный срок службы как смазки, так и агрегата, приведет к значительному сокращению ассортимента смазок в эксплуатации и снижению объема работ по техническому обслуживанию автомобилей.

УДК 62—585.22.001.5.629.114

Особенности характеристик одноступенчатых гидротрансформаторов при обратной циркуляции

Канд. техн. наук А. Н. НАБУТ, Э. П. СЕВЕРИНОВА

ВНИИСтройдормаш

ИЗВЕСТНО [1], что установившиеся режимы работы гидротрансформаторов по направлению передачи мощности можно отнести к одной из трех групп: тяговых, обратимых, тормозных. Последние подразделяются на обгонные и противовращения.

Одноступенчатые гидротрансформаторы с центробежной турбиной (рис. 1) широко применяются в трансмиссиях автомобилей и многих других машин. Для этих гидротрансформаторов характерно отсутствие обгонных режимов и переход с тяговых режимов (мощность передается от насоса к турбине) на обратимые (мощность передается от турбины к насосу) при одновременном переходе через нулевое значение крутящих моментов насоса M_H и турбины M_T . Это объясняется переходом от нормальной циркуляции потока рабочей жидкости (от выхода из насоса к входу в турбину) к обратной циркуляции (движение рабочей жидкости от входа в турбину к выходу из насоса).

Обратимые режимы работы используются при установке гидротрансформатора в приводе на передвижение любой самоходной колесной или гусеничной машины во время движения накатом с невыключенной передачей. Для экскаваторов и кранов обратимые режимы могут использоваться, кроме того, при торможении двигателем во время опускания ковша или груза. В некоторых схемах автомобильных гидромеханических коробок передач предусмотрена возможность принудительного перевода гидротрансформатора на обратимые режимы работы при $i=1,5\div 2,0$ для подтормаживания автомобиля, например, при движении под уклон [2].

При обратимых режимах работы от вала турбины на вал насоса, а следовательно, к двигателю, передается мощность

$$N_{106} = \frac{M_2 \omega_2}{75} \eta', \quad (1)$$

где $\eta'_2 = \frac{1}{Ki}$ — к. п. д. гидротрансформатора на обратимых режимах (индекс 1 соответствует валу насоса, а индекс 2 — валу турбины). При этом в гидротрансформаторе теряется часть мощности

$$N_{Qоб} = \frac{M_2 \omega_2 (1 - \eta')}{75} \quad (2)$$

Итак, обратимые режимы работы можно использовать при работе любых машин для подтормаживания вала турбины и ограничения его скорости вращения при подводе к нему энергии от потребителя, например, от колес автомобиля, а также

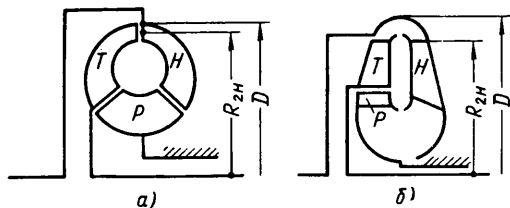


Рис. 1. Схемы круга циркуляции одноступенчатых гидротрансформаторов с центростремительной турбиной:
а — ЛГ-340; б — Твин Диск тип 6

для пуска двигателя буксированием машины. Отличительной особенностью обратимых режимов от режимов противовращения является невозможность остановки вала турбины, так как обратимые режимы соответствуют передаточным отношениям $i \geq i_{M_1=0} > 0$, причем обычно $i_{M_1=0} = 1,0 \div 1,2$. Другой отличительной особенностью является то, что при переходе с тяговых режимов работы крутящий момент, передаваемый гидротрансформатором, а следовательно, тормозной, равен нулю. Поэтому для обеспечения достаточно высоких тормозных качеств при незначительном увеличении ω_2 по сравнению с режимом $\{i_{M_1=0}\}$ необходимы (при $\frac{d\lambda_2}{di} < 0$) максимально высокие значения $\left| \frac{d\lambda_2}{di} \right|$ в зоне

$$i_{M_1=0} \leq i < i_{M_1=0} + (0,5 \div 1),$$

где $\lambda_2 = \frac{M_2}{\rho \omega_H^2 D^5}$;

ρ — плотность рабочей жидкости;
 D — активный диаметр гидротрансформатора (см. рис. 1).

Более высокие значения i при подтормаживании вала турбины обычно не пригодны для экскаваторов и кранов из-за значительного увеличения ω_2 . В некоторых автомобильных гидромеханических коробках передач для подтормаживания автомобиля используются режимы $i = 1,5 \div 2,5$, а при пуске двигателя с буксира — $i \leq \infty$. Однако и в этих случаях большие значения $\left| \frac{d\lambda_2}{di} \right|$ вблизи режима $i_{M_1=0} = 0$ характеризуют высокую эффективность гидротрансформатора.

В настоящее время отсутствуют работы по исследованию и расчету характеристик гидротрансформаторов на обратимых режимах. Ранее [2] выявлены преимущества и удобство проведения расчетов характеристик гидротрансформаторов в безразмерной форме, установлено также, что для обратимых режимов расчеты в зависимости от i , а не от $1/i$, обладают значительно меньшей трудоемкостью. Рассмотрим некоторые результаты исследований, проведенных авторами, особенностей характеристик одноступенчатых гидротрансформаторов на обратимых режимах (при обратной циркуляции), а также характеристики режимов противовращения при обратной циркуляции и методика расчета характеристик при обратной циркуляции.

Крутящие моменты на валах насоса и турбины при порядке расположения рабочих колес: насос, турбина, реактор — для

гидротрансформаторов переднего хода и обратимых режимов (обратная циркуляция):

$$\left. \begin{aligned} M_1 &= M_H + M_{\partial HT} + M_{ум} - M_{\partial HP} - M_{M_1}; \\ M_2 &= M_T + M_{\partial IT} + M_{\partial TP} + M_{M_2} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

(при $i > 1$ перед $M_{\partial HT}$ следует брать знак минус),

где $M_H = \lambda_H \rho \omega_H^2 D^5$; $M_T = \lambda_T \rho \omega_H^2 D^5$;

$M_{\partial HT} = \lambda_{\partial HT} \rho \omega_H^2 (1 - i)^2 D^5$ — моменты дискового трения между насосом и турбиной;

$M_{\partial HP} = \lambda_{\partial HP} \rho \omega_H^2 D^5$ — момент дискового трения между насосом и реактором;

$M_{\partial TP} = \lambda_{\partial TP} \rho \omega_H^2 i^2 D^5$ — момент дискового трения между турбиной и реактором;

$M_{ум}$ — момент, передаваемый за счет внутренних утечек; M_{M_1} и M_{M_2} — моменты механических потерь на валах насоса турбины.

Значения M_{M_1} ; M_{M_2} ; $M_{ум}$; $M_{\partial HP}$ практически не зависят от i и для рассматриваемых гидротрансформаторов малы по сравнению с M_H и M_T , поэтому в дальнейшем ими пренебрегаем.

Обычно [2] $\lambda_{\partial HT} \cdot 10^4 \approx 1,2 \div 1,4$ и $\lambda_{\partial TP} \cdot 10^4 \approx 0,04 \div 0,08$ при $\lambda_H \cdot 10^4 = 15 \div 30$ (для $i=0$) для гидротрансформаторов с центростремительной турбиной, включая комплексные (для Твин Диск тип 6 $\lambda_{\partial HT}$ значительно ниже, а $\lambda_{\partial TP}$ — выше). Для гидротрансформаторов с осевой турбиной и вращающимся корпусом типа Б-016 $\lambda_{\partial HT} \cdot 10^4 \approx 2,6 \div 2,8$ и $\lambda_{\partial TP} \cdot 10^4 \approx 1,2 \div 1,4$

при $\lambda_H \cdot 10^4 = 20 \div 25$. Как следует из рис. 2 (принято $\lambda_{\partial} = \frac{M_{\partial}}{\rho \omega_H^2 D^5}$), дисковое трение между рабочими колесами при

обратной циркуляции и $\omega_H > 0$ должно способствовать возрастанию M_1 и M_2 с увеличением $|i|$, причем как при $i > 0$ (кроме

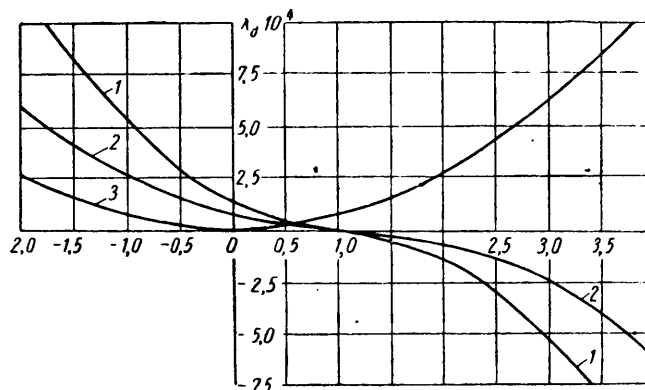


Рис. 2. Значения моментов дискового трения:
1 — $\lambda_{\partial HT} = 2,6$; 2 — $\lambda_{\partial IT} = 1,3$; 3 — $\lambda_{\partial TP} = 1,3$

$\lambda_{\partial TP}$), так и при $i < 0$, но не должно существенно влиять на характер кривых M_1 и M_2 . Так, при $i=2$ $M_{\partial HT}$ составляет обычно не более 3—5% от M_H при $i=0$ и не более 2—4% от M_H при $i=2$.

Коэффициент расхода, коэффициент напора n -го колеса и коэффициент момента n -го колеса соответственно примем равными [2]:

$$q = \frac{Q}{F_{m2H} \omega_H R_{2II}};$$

$$h_n = \frac{H_n g}{\omega_H^2 R_{2II}^2};$$

$$\lambda_n = 2\pi b_{2H} \gamma_{2H} \frac{h_n q}{i_n} \left(\frac{R_{2H}}{D} \right)^5 = A \frac{h_n q}{i_n},$$

где F_m — меридиональная площадь;

$$b_{2H} = \frac{B_{2H}}{R_{2H}} \text{ — коэффициент ширины канала;}$$

χ — коэффициент стеснения. Индекс 2H обозначает выход из насосного колеса; индекс n—n-е рабочее колесо.

Следовательно при $\omega_H = \text{const}$ характер кривой $\lambda_n = f(i)$, а значит и $M_n = f(i)$ зависит от $\frac{q h_n}{i_n} = f(i)$.

Уравнение напора при нормальной циркуляции для насоса ($i_n = 1$), если перед насосом расположен реактор (последовательность НТР), в безразмерной форме и при следующих упрощениях: коэффициентах отклонения потока $\mu_n = 1$, $F_m = \text{const}$, $R_{1n} = R_{2(n-1)}$, причем $r_{2H} = r_{1T} = 1$ имеет вид

$$h_H = 1 - q (\text{ctg } \beta_{2H} - r_{2P} \text{ctg } \beta_{2P}) = 1 - q a_1, \quad (4)$$

а для турбины ($i_n = i$) при последовательности НТР

$$h_T = i \left[r_{2T}^2 i - 1 - q (r_{2T} \text{ctg } \beta_{2T} - \text{ctg } \beta_{2H}) \right] = i (r_{2T}^2 i - 1 - q a_2). \quad (5)$$

При обратной циркуляции для того же типа гидротрансформатора

$$h_{H.o.u.} = r_{1H}^2 i - i - q_{o.u.} (r_{1H} \text{ctg } \beta_{1H} - \text{ctg } \beta_{1T}) = r_{1H}^2 i - i - q_{o.u.} a_{10.u.} \quad (6)$$

В дальнейшем были приняты также следующие упрощения: потери на трение определялись как

$$h_{mp} = \frac{\zeta}{2} \sum (1 + \text{ctg}^2 \beta) q^2,$$

причем $\lambda_{mp} = 0,08$ ($\zeta = 0,16$); коэффициент потерь на удар $\zeta_n = 1$.

Уравнение расхода в безразмерной форме при нормальной циркуляции имеет вид

$$q = \frac{1}{e_1} \left[-(e_2 + e_3 i) \pm \sqrt{(e_2 + e_3 i)^2 - e_1 (e_4 + i^2 e_5)} \right]. \quad (7)$$

Проведенные авторами исследования показали, что при обратной циркуляции и принятых выше допущениях $e_{10.u.} = e_1$; $e_{40.u.} = -e_4$; $e_{50.u.} = -e_5$. Кроме того, установлено, что $e_{20.u.} = -a_1$; $e_{30.u.} = -a_2$, а также $e_2 = -a_{10.u.}$ и $e_3 = -a_{20.u.}$

Окончательно уравнение расхода для обратной циркуляции, используемое в дальнейших расчетах для всех значений i , кроме $i = \pm \infty$, принимает следующий вид:

$$q_{o.u.} = \frac{1}{e_1} \left[a_1 + a_2 i \pm \sqrt{(a_1 + i a_2)^2 + e_1 (e_4 + i^2 e_5)} \right]. \quad (8)$$

Для значений $i = \pm \infty$ ($1/i = 0$) оказалось целесообразным использовать вместо $q_{o.u.}$ выражение для $\frac{q_{o.u.}}{i}$ полученное из уравнения (8), которое при $i = \pm \infty$ имеет вид

$$\left(\frac{q_{o.u.}}{i} \right)_{i=\infty} = \frac{1}{e_1} (a_2 \pm \sqrt{a_2^2 + e_1 e_5}). \quad (9)$$

Итак, все характеристики при обратной циркуляции можно определить расчетом с использованием коэффициентов для нормальной циркуляции.

На рис. 3 изображены расчетные кривые расхода для гидротрансформаторов ЛГ-340А (рис. 1, а), ЛГ-ЗНАМИ (по схеме рис. 1, а, но с реактором, разделенным на два колеса), Твин Диск тип 6 М₃235 (рис. 1, б) при нормальной и обратной (при $i > 0$ и $i < 0$) циркуляции, причем расчеты проведены при условии жесткого соединения реакторов с неподвижным корпусом. Основные данные по этим гидротрансформаторам, а также двум гидромуфтам приведены в таблице¹.

¹ Углы β находятся между направлением относительной скорости и направлением, обратным окружной скорости насоса при нормальном его вращении и тяговых режимах работы. Для ЛГ-340А в отличие от ЛГ-3 углы β для насоса и реактора взяты из работы [3] при $\beta_{2H} = 44^\circ$, $i_* = 0,65$, а b_{2H} и r — из работы [4].

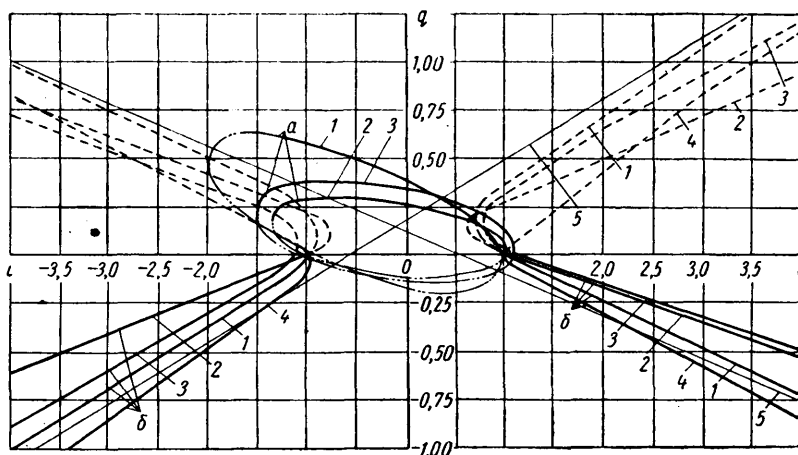


Рис. 3. Значения коэффициентов расхода q и $q_{o.u.}$ для гидротрансформаторов при нормальной циркуляции (а) и обратной (б):

1 — ЛГ-3; 2 — ЛГ-340А; 3 — Твин Диск тип 6 М₃235; 4 — ЛГ-3, но с отключенными реакторами; 5 — асимптоты гипербол $q_{o.u.} = f(i)$ для ЛГ-3 (рабочие участки кривых обозначены сплошными линиями)

Параметры	Гидродинамические передачи				
	ЛГ-3	ЛГ-340А	Твин Диск тип 6 М ₃ 235	Гидромуфта № 1	Гидромуфта № 2
Геометрические					
β_{1H}	71	55	47	90	135
β_{2H}	58	44	58	90	45
β_{1T}	139	139	126	90	45
β_{2T}	27	27	50	90	135
β_{1P}	40	80	75	—	—
β_{2P}	147	153	146	—	—
$r_{2P} = r_{1H}$	0,56	0,61	0,69	0,56	0,56
$r_{2T} = r_{1P}$	0,56	0,61	0,71	0,56	0,56
$\xi \frac{B_{2H}^2}{R_{2H}^2} \left \frac{R_{2H}}{D} \right $	0,112	0,164	0,088	0,32	0,32
$\left(\frac{R_{2H}}{D} \right)$	0,474	0,465	0,439	0,455	0,455
Расчетные					
a_1	1,48	2,23	1,48	0	1,56
a_2	0,5	0,2	0,65	0	-1,56
e_1	10,25	17,5	12,0	0,64	1,28
e_2	-1,3	-1,58	-1,27	0	1,56
e_3	1,7	1,26	0,9	0	-1,56
e_4	-0,69	-0,63	-0,64	-0,7	-0,69
e_5	0,69	0,63	0,5	0,7	0,69
$\lg a_{o.u.}$	+0,313	+0,195	+0,266	+1,05	+0,203
$\delta_{o.u.}$	-0,216	-0,174	-0,158	-1,05	-2,64
$\alpha_{o.u.}$ в град	-7,3	-11,7	-6,5	-0,45	-3,2
$A \cdot 10^4$	2,5	1,0	3,0	0	-28,5
λ_{1T}	150	202	84	280	280
$\left(\frac{d \lambda_T}{d i} \right)_{i=1,5} \cdot 10^4$	20	19	12	—	—
$\left(\frac{d \lambda_T}{d i} \right)_{i=1,5} \cdot 10^4$	-56	-60	-23	—	—
$\left(\frac{d \lambda_T}{d i} \right)_{i=1,5} \cdot 10^4$	(-59)	—	—	(-680)	(-3200)
$\left(\lambda_H \right)_{i=\infty} \cdot 10^4$	-23	-25,7	-10,7	-290	-3700
$\left(\lambda_H \right)_{i=\infty} \cdot 10^4$	(-23,7)	—	—	(-270)	(-3200)
$\left(\lambda_T \right)_{i=\infty} \cdot 10^4$	-21	-27,4	-11,5	-290	-3700
$\left(\lambda_T \right)_{i=\infty} \cdot 10^4$	(-21)	—	—	(-270)	(-3200)

Примечание. В скобках приведены экспериментальные данные.

Отметим некоторые особенности кривых расхода при обратной циркуляции, определенных по уравнению (8) и данным таблицы.

1. В отличие от нормальной циркуляции при обратной циркуляции из двух значений $q_{o.u.}$ для каждого данного i используются не положительные наибольшие, а отрицательные наименьшие значения коэффициента расхода, определенные из уравнения (8). Разница между значениями $q_{o.u.}$ для различ-

ных гидротрансформаторов значительно меньше, чем между значениями q при нормальной циркуляции.

2. Вид кривой второго порядка, как известно, может определяться с помощью инвариант, которые в принятых нами обозначениях для коэффициентов уравнения расхода имеют вид [2]

$$\begin{aligned} \Delta &= -e_5 e_2^2 + e_4 \delta; \\ \delta &= e_1 e_5 - e_3^2 \\ S_2^* &= e_1 + e_5. \end{aligned} \quad (10)$$

При $\Delta \neq 0$ вторая инварианта определяет вид кривой $q=f(i)$: при $\delta > 0$ — эллипс, при $\delta = 0$ — парабола, при $\delta < 0$ — гипербола. Для рассматриваемых гидротрансформаторов и нормальной циркуляции $\delta > 0$, а для обратной циркуляции $\delta < 0$ из-за того, что $e_{50.ч} = -e_5 < 0$. Следовательно, если при нормальной циркуляции кривая $q=f(i)$ была эллипсом, то при обратной циркуляции она обязательно будет гиперболой.

3. Как известно [2], угол между осью кривой $q=f(i)$ и осью i для нормальной циркуляции определяется по выражению

$$\operatorname{tg} 2\alpha = \frac{2e_3}{e_5 - e_1}. \quad (11)$$

Благодаря тому, что при обратной циркуляции $e_{50.ч} < 0$; $e_{10.ч} > 0$; $e_{30.ч} < 0$, причем для рассматриваемых гидротрансформаторов $|e_{30.ч}| < 0,5$, значения угла наклона действительной оси гиперболы к оси i обычно не превышают $3-4^\circ$ (при $e_{30.ч} = 0$; $\alpha = 0$). Вследствие того, что $|e_{30.ч}| < 0,5$, а $|e_{20.ч}| \geq 0,8$, причем $e_{20.ч} < 0$, а углы α малы, вершины гипербол располагаются выше оси i , так как $q_0 \approx q_{np} = -\frac{e_2 + i_{np} e_3}{e_1}$. Поэтому в данном случае переход от обратной циркуляции к нормальной должен происходить на режимах, где $q_{0.ч} = 0$.

4. Так как $q_{np.ч} > 0$, то приближенно интенсивность увеличения отрицательных значений q с увеличением i в зоне $i_q = 0 < i < 4$ можно оценивать по углу наклона асимптоты гиперболы.

Уравнение асимптот гиперболы при обратной циркуляции имеет вид

$$\begin{aligned} q_{a0.ч} &= \frac{1}{e_1} \left[\left(a_2 \pm \sqrt{a_2^2 + e_1 e_5} \right) i - \right. \\ &\quad \left. - \left(1 \pm \frac{-a_2}{\sqrt{a_2^2 + e_1 e_5}} \right) a_1 \right] = \operatorname{tg} \alpha_{a0.ч} i + b_{a0.ч}. \end{aligned} \quad (12)$$

Используя уравнение (9), получим для обратной циркуляции

$$\frac{dq_{0.ч}}{di} \approx \operatorname{tg} \alpha_{a0.ч} = \left(\frac{q_{0.ч}}{i} \right)_{i=\infty}. \quad (13)$$

Для кривой $\left(\frac{q_{0.ч}}{i} \right) = f(i)$ максимум соответствует $i = \infty$.

Итак, отрицательное значение расхода увеличивается при $i > 0$ и обратной циркуляции тем интенсивнее, чем меньше e_1 и a_2 и чем больше e_5 . Однако e_5 при центростремительной турбине и $r_{2T} \approx r_{1H}$ изменяется незначительно. Уменьшение e_1 соответствует приближению углов лопаток к условию $\beta_{1n} = \beta_{2(n-1)}$, а также к $\beta = 90^\circ$, а уменьшение a_2 соответствует увеличению угла β_{2T} и уменьшению угла β_{2H} . Именно поэтому гидромуфты, особенно при $\beta_{2H} < 90^\circ$ и $\beta_{2T} > 90^\circ$ (см. таблицу), имеют значительно большие значения $\operatorname{tg} \alpha_{a0.ч}$, чем гидротрансформаторы с центростремительной турбиной.

Отключение реакторов в зоне $|i_q = 0| < |i| < |4|$, например, при помощи механизмов свободного хода (комплексные гидротрансформаторы) приводит, учитывая принятые допущения, к изменению только $e_{10.ч}$, $e_{20.ч}$ и $h_{T0.ч}$, причем кривые $q=f(i)$ смещаются в сторону отрицательных значений $q_{0.ч}$ (рис. 3). Следовательно, при этом должны несколько возрасти значения $|\lambda|$ при обратной циркуляции, что подтверждено экспериментально [1].

Отметим некоторые особенности кривых напора при обратной циркуляции (рис. 4), определенных по уравнениям (6) и данным таблицы.

1. При обратной циркуляции в уравнение для $h_{H0.ч}$ в отличие от уравнения для h_H входит i . При этом уравнение для $h_{H0.ч}$ отличается от уравнения для $-\frac{h_{T0.ч}}{i}$ только тем, что

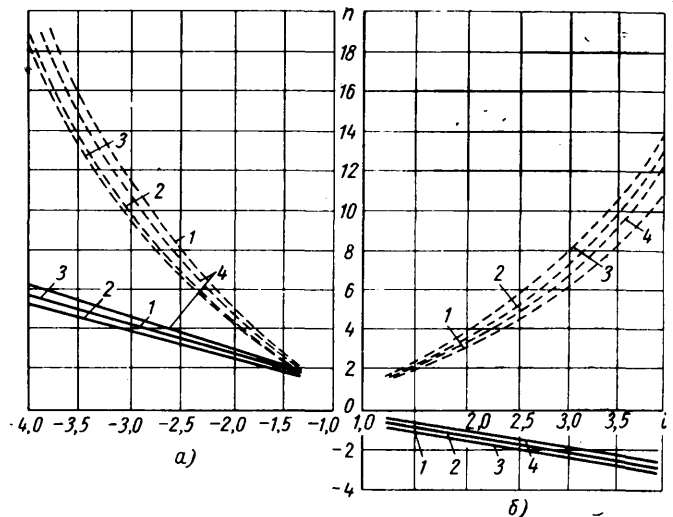


Рис. 4. Значения коэффициентов напора $h_{H0.ч}$ (сплошные линии) и $h_{T0.ч}$ (штриховые линии) для гидротрансформаторов при отрицательных i (а) и при положительных i (б): 1 — ЛГ-3; 2 — ЛГ-340А; 3 — Твин Диск тип 6 М₃235; 4 — ЛГ-3, но с отключенными реакторами

в него входит $a_{10.ч} = -e_2$ вместо $-a_{20.ч} = e_3$, а также дополнительное слагаемое $r_{1H}^2 < 0,4$. Следовательно, при $a_{10.ч} \approx -a_{20.ч}$ или близких к нулю кривые $h_{H0.ч}$ и $-\frac{h_{T0.ч}}{i}$, а следовательно, и кривые $\lambda_{10.ч} = f(i)$ и $\lambda_{20.ч} = f(i)$ должны лишь незначительно отличаться друг от друга в зоне $|i_q = 0| < |i| < |4|$.

2. Из-за малых значений $q_{0.ч}$ по сравнению с i при абсолютных значениях $a_{10.ч}$ и $a_{20.ч}$, меньших двух, что характерно для рассматриваемых гидротрансформаторов, значения $h_{H0.ч}$ и $-\frac{h_{T0.ч}}{i}$ в зоне $|i_q = 0| < |i| < |4|$ лишь незначительно

зависят от $a_{10.ч}$ и $a_{20.ч}$, а следовательно от геометрических параметров. Так, например, при $a_{20.ч} = 0$ по сравнению с $a_{20.ч} = -2$ увеличивается $h_{T0.ч}$, а значит и $\lambda_{20.ч}$, приблизительно на 20%.

Применение $e_3 = -a_{20.ч} < 1$ приводит к существенному ухудшению тормозных качеств на режимах противотворения.

3. Значения h_H и h_T при $i < 0$ выше, чем при $i > 0$, если $e_3 > 0$ и $e_2 < 0$, что характерно для рассматриваемых гидротрансформаторов.

Для значений $i = \pm \infty$ оказалось целесообразным использовать значения $\frac{h_H}{i^n}$. Тогда уравнения (6) запишутся следующим образом:

$$\left. \begin{aligned} h_H &= -1 - \left(\frac{q_{0.ч}}{i} \right) a_{10.ч} + \frac{r_{1H}}{i}; \\ -\frac{h_T}{i^2} &= -1 + \left(\frac{q_{0.ч}}{i} \right) a_{20.ч}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Следовательно, только при $a_{10.ч} = -a_{20.ч}$ обеспечивается

$$\left(\frac{h_H}{i} \right)_{i=\infty} = \left(-\frac{h_T}{i^2} \right)_{i=\infty}, \quad \text{а значит } \lambda'_{H i=\infty} = \lambda'_{T i=\infty}.$$

Отметим также, что $\frac{h_T}{i^2} = 0$ при $\left(\frac{q_{o.u}}{i}\right)_{a_{2o.u}} = 1$, а это невозможно даже для максимального значения $\left(\frac{q_{o.u}}{i}\right)_{i=\infty} = \text{tg } \alpha_{a_{o.u}}$ соответствующего $i = \infty$ (см. данные таблицы).

На рис. 5 приведены графики $\lambda = f(i)$, а на рис. 6 — графики $\lambda' = \frac{\lambda}{i^2} = A \left(\frac{q}{i}\right) \left(\frac{h_n}{i n^2}\right) = f(1/i)$, причем

расчетные значения $\frac{d\lambda_T}{di}$ при $i=1,5$, а также λ'_{II} и λ'_T при $i = \infty$ приведены также в таблице. В последнем случае (для $i = \pm \infty$) использованы уравнения (9) и (14). Графики $\lambda' = f(1/i)$ удобны, например, при анализе возможности пуска

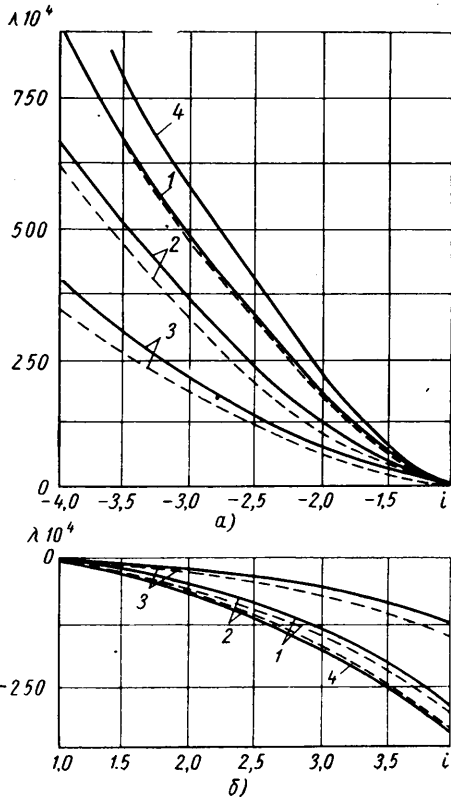


Рис. 5. Значения коэффициентов моментов λ_H (сплошные линии) и λ_T (штриховые линии) при обратной циркуляции для гидротрансформаторов при отрицательных i (а) и при положительных i (б): 1 — ЛГ-3; 2 — ЛГ-340А; 3 — Твин Диск тип 6 М₃ 235; 4 — ЛГ-3, но с отключенными реакторами

двигателя буксированием автомобиля. В таблице приведены экспериментальные данные: $\frac{d\lambda_2}{di}$ при $i=1,5$, а также λ'_1 и λ'_2

при $i = \infty$, полученные при стендовых испытаниях гидротрансформаторов во ВНИИСтройдормаше и гидромфут в лаборатории гидромашин АН УССР [1]. Из данных таблицы следует, что расчетные параметры, несмотря на существенные упрощения, хорошо совпадают с экспериментальными. Для гидротрансформатора Твин Диск можно ожидать меньшие значения λ_1 и λ_2 , полученные при стендовых испытаниях, по сравнению с расчетными λ_H и λ_T , так как в отличие от ЛГ-3 у гидротрансформатора Твин Диск входные кромки значительно утолщены и имеют большие радиусы скругления. Это может явиться причиной значительного отклонения потока при обратной циркуляции, так как в данном случае входные кромки становятся выходными.

Величина коэффициентов моментов, а также $\frac{d\lambda_2}{di}$, в основном определяется значениями A и $\text{tg } \alpha_{a_{o.u}}$ (см. таблицу). Ко-

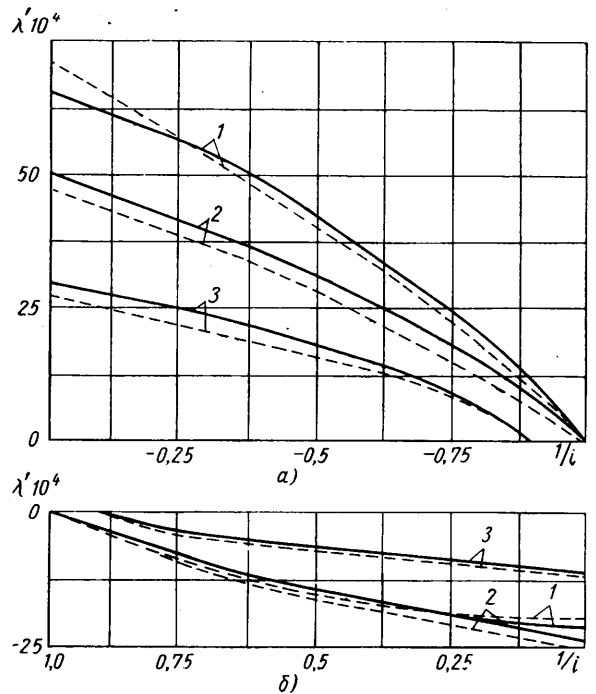


Рис. 6. Значения коэффициентов моментов λ'_H (сплошные линии) и λ'_T (штриховые линии) при обратной циркуляции для гидротрансформаторов при отрицательных $1/i$ (а) и при положительных $1/i$ (б): 1 — ЛГ-3; 2 — ЛГ-340А; 3 — Твин Диск тип 6 М₃ 235

эффициент A тем больше, чем больше значения b_{2H} и $\frac{R_{2H}}{D}$,

поэтому наименьшие значения $\left|\frac{d\lambda_2}{di}\right|$ наблюдаются у гидротрансформатора Твин Диск тип 6. Величина $\text{tg } \alpha_{a_{o.u}}$, как было отмечено выше, существенно зависит от e_1 , а также от a_2 . Уменьшение e_1 и a_2 способствует увеличению, $|\text{tg } \alpha_{a_{o.u}}|$, а значит и $\left|\frac{d\lambda_2}{di}\right|$. Чем ближе углы лопаток к условиям $\beta_{1n} = \beta_{2(n-1)}$ и $\beta = 90^\circ$, тем меньше e_1 , а чем больше угол β_{2T} и чем меньше угол β_{2H} , тем меньше a_2 .

Современные гидротрансформаторы с центростремительной турбиной при значительной разнице в характеристиках на тяговых режимах и особенно на режимах противовращения имеют близкие значения e_1 и $a_2 > 0$, а следовательно, и близкие (порядка $-0,15 \div -0,25$) значения $\text{tg } \alpha_{a_{o.u}}$ (см. таблицу). Гидромфуты, благодаря тому, что они имеют в несколько раз меньшие значения e_1 , а также большие значения b_{2H} и $a_2 < 0$,

обеспечивают в несколько раз большие значения $\left|\frac{d\lambda_2}{di}\right|$ при $i > 1$, т. е. на обратных режимах работы.

Выводы

1. Достаточную точность для определения характеристик при обратной циркуляции, если лопатки рабочих колес не имеют значительно утолщенных входных кромок, обеспечивает упрощенный аналитический метод, при котором потери на трение определяются как $h_{mp} = \frac{\zeta}{2} \sum (1 + \text{ctg}^2 \beta) q^2$, а также принимаются $\lambda_{TP} = 0,08$ ($\zeta = 0,16$); $\varphi_n = 1$; $\mu_n = 1$; $F_m = \text{const}$ для всех рабочих колес.

2. Характеристики при обратной циркуляции — уравнения (6), (8), (9) — можно определять с использованием расчетных коэффициентов e и a , входящих в уравнения (4), (5), (7) для характеристик при нормальной циркуляции, не используя дополнительных расчетных коэффициентов. Целесообразно

строить графики в зависимости от i при $|i| < |4|$, а для λ' , в зависимости от $1/i$, в диапазоне от 0 до ± 1 (или до $i_q = 0$).

3. Установлены основные особенности характеристик $q_{o.c.}$; $h_{No.c.}$; $h_{To.c.}$; $\lambda_{No.c.}$; $\lambda_{To.c.}$ и зависимость их от геометрических параметров гидротрансформаторов и гидромуфт.

4. Установлено, что $\frac{d\lambda_2}{di}$ на обратимых режимах зависит в основном от b_{2H} и от степени приближения к условиям $\beta_{1n} = \beta_{2(n-1)}$ и $\beta = 90^\circ$. Для современных гидротрансформаторов с центростремительной турбиной различие в $\frac{d\lambda_2}{di}$ в основном определяется различием в значениях b_{2H} и e_1 . Значительное увеличение b_{2H} при существенном увеличении e_1 (ЛГ-340А и ЛГ-3) не приводит к заметному увеличению $\left| \frac{d\lambda_2}{di} \right|$ на обратимых режимах. Отключение реактора обеспечивает увеличение $\left| \frac{d\lambda_2}{di} \right|$ на обратимых режимах.

5. Гидромуфты с $\beta_{2H} = \beta_{1T} \leq 90^\circ$ и $\beta_{2T} = \beta_{1H} \geq 90^\circ$ имеют в десятки раз большие значения $\left| \frac{d\lambda_2}{di} \right|$ на обратимых режимах, чем гидротрансформаторы, что объясняется выполнением условия $\beta_{1n} = \beta_{2(n-1)}$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нарбут А. Н. «Автомобильная промышленность», 1965, № 2.
2. Нарбут А. Н. Гидротрансформаторы. Изд-во «Машиностроение», 1966.
3. Нарбут А. Н. «Автомобильная промышленность», 1961, № 6.
4. Трусов С. М. «Автомобильная промышленность», 1963, № 2.

УДК 621.43.044.9:629.113.001.21

Контактно-транзисторные системы зажигания и расчет их выходных характеристик на ЭВМ

Канд. техн. наук А. А. КУЛИКОВ, И. М. ОПАРИН

НИИАвтоприборов

РАЗРАБОТКА и промышленное освоение транзисторных систем зажигания с контактным управлением в странах с развитой автомобильной промышленностью, таких как СССР, США, Англия, Франция, ФРГ, Япония, вызвано в основном желанием повысить надежность системы зажигания в эксплуатации, особенно контактной пары прерывателя.

Системы батарейного зажигания с катушкой Б 13 требуют регулирования и зачистки контактов прерывателя через каждые 5—6 тыс. км пробега автомобиля, а через 25—30 тыс. км пробега контакты необходимо полностью заменять.

В контактно-транзисторных системах зажигания через контакты прерывателя протекает лишь ток управления силовым транзистором. Этот ток в 7—15 раз меньше тока первичной обмотки индукционной катушки и, кроме того, контакты прерывателя могут быть включены в цепь, не обладающую существенной индуктивностью, поэтому в контактно-транзисторных системах зажигания контакты почти не требуют ухода, а срок их службы повышается во много раз.

Кроме того, существующие в настоящее время системы батарейного зажигания с механическими контактами имеют на некоторых режимах работы двигателей недостаточный запас по развиваемому напряжению. Это относится в первую очередь к автомобилям с восьмицилиндровыми двигателями при больших электрических нагрузках систем зажигания, т. е. при относительно больших емкостях высоковольтных проводов и малых порядка 1—3 мгом сопротивлениях между электродами свечи.

В настоящее время известно большое количество схем контактно-транзисторных систем зажигания, различающихся в основном способами запираания и защиты силового транзистора [1].

В Советском Союзе выпускается контактно-транзисторная система зажигания, разработанная заводом АТЭ-2 и НИИАвтоприборов, состоящая из транзисторного коммутатора ТК-102, индукционной катушки Б 114, двухсекционного добавочного сопротивления СЭ 107 и восьмикрового распределителя Р4-Д или Р 13-Д.

Принципиальная электрическая схема отечественной контактно-транзисторной системы зажигания приведена на рис. 1. В отличие от систем зажигания с механическим прерывателем все электрические цепи контактно-транзисторной системы удобно разделить на три типа: основные, цепи управления транзистором и цепи его защиты.

К основным цепям системы контактно-транзисторного зажигания относятся те же цепи, которые имеются в батарейной системе с механическими контактами: первичная цепь, в ко-

торую входят последовательно соединенные первичная обмотка индукционной катушки с индуктивностью L_{w1} , добавочное сопротивление r_{θ} и эмиттер-коллекторный участок транзистора; вторичная цепь — это высоковольтная цепь системы, которая аналогична таковой цепи батарейного зажигания.

К цепям управления транзистором следует отнести цепь с контактами К, служащими для подачи управляющих импульсов напряжения на базу транзистора, цепь с трансформатором активного запираания транзистора и цепь с активным сопротив-

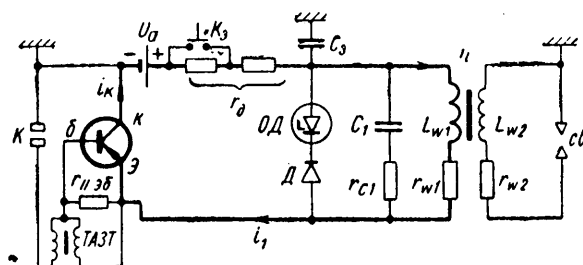


Рис. 1. Принципиальная схема отечественной контактно-транзисторной системы зажигания

лением $r_{\text{эб}}$. Последняя служит для того, чтобы снизить запирающее напряжение, подаваемое на базу транзистора, до величины, ограничиваемой техническими условиями на транзистор, и сделать время приложения этого напряжения не менее времени действия высокого напряжения на участке эмиттер—коллектор.

К цепям защиты транзистора относятся цепи с опорным диодом ОД и емкостями C_1 и C_3 . В общем случае цепи защиты и управления контактно-транзисторной системы зажигания могут не только иметь различные элементы, но и существенно отличаться друг от друга по схеме их включения.

Выходные характеристики контактно-транзисторной системы зажигания, т. е. зависимость максимального напряжения системы $U_{2\text{max}}$ и энергии, запасенной в магнитном поле индукционной катушки W , от скорости вращения валика прерывателя $n_{\text{пр}}$, определяются главным образом параметрами основных цепей системы зажигания. В свою очередь, некоторые параметры первичной цепи, особенно параметры схемы замещения силового германиевого транзистора, существенно зависят от цепей управления и защиты.

Хотя в настоящей статье влияние цепей управления и особенно цепей защиты транзистора на выходные характеристики системы и не рассматривается, но некоторые вопросы этого влияния, в основном в качественном аспекте, будут затронуты в том случае, когда эти цепи меняют величину исходных параметров схемы замещения системы зажигания.

Расчет выходных характеристик контактно-транзисторного зажигания существенно осложняет наличие в его первичной цепи принципиально и существенно нелинейного элемента — транзистора.

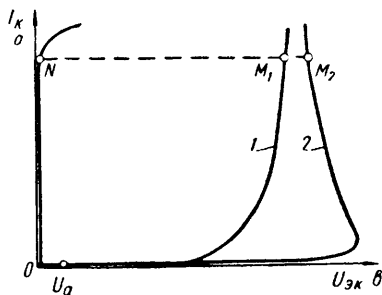


Рис. 2. Коллекторные вольт-амперные характеристики германиевых транзисторов:

1 — при пассивном запирающем транзистора (на рис. 1 база транзистора замыкается через контакты на его коллектор); 2 — при активном запирающем (на рис. 1 включены ТАЗТ и П Д об)

Рассмотрим основные режимы работы системы зажигания, представленной на рис. 1, но пока без цепей защиты транзистора. На рис. 2 приведены коллекторные вольт-амперные характеристики германиевого транзистора.

После замыкания на схеме (рис. 1) контактов прерывателя и подачи на базу транзистора отпирающего сигнала схему замещения системы зажигания удобно представить такой, как она показана на рис. 3, а. При этом пренебрегаем незначительным влиянием тока вторичной цепи на ток первичной цепи системы зажигания.

Кроме того, можно пренебречь инерционными свойствами транзистора, так как время отпирающего транзистора значительно меньше времени замкнутого состояния контактов.

На рис. 3, а показана схема замещения контактно-транзисторной системы зажигания без учета цепей защиты транзистора.

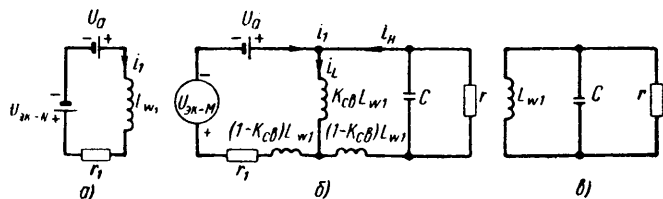


Рис. 3. Схемы замещения контактно-транзисторной системы зажигания без учета цепей защиты транзистора:

а — этап I для процесса нарастания тока в первичной обмотке катушки зажигания, при открытом и насыщенном транзисторе; б — этап II для процесса запирающего транзистора от момента подачи на его базу запирающего сигнала и до спада тока на эмиттер-коллекторном участке до нуля; в — этап III для полностью запертого транзистора

Процесс нарастания тока в первичной цепи контактно-транзисторного зажигания описывается уравнением первого порядка:

$$L_{w1} \frac{di_1}{dt} + r_1 i_1 - U_a + U_{э\kappa-N} = 0, \quad (1)$$

где L_{w1} — индуктивность первичной обмотки индукционной катушки; у катушки Б 114 она в среднем равна 2,8 мГн;

U_a — напряжение аккумуляторной батареи;

r_1 — омическое сопротивление первичной цепи системы зажигания, равное сумме всех омических сопротивлений этой цепи без сопротивления эмиттер-коллекторного участка открытого транзистора; для 12-вольтовой системы зажигания, работающей с германиевым транзистором типа ГТ 701-А оно равно 1,75—1,9 ом;

$U_{э\kappa-N}$ — падение напряжения на эмиттер-коллекторном участке насыщенного транзистора. В пределах рабочих токов первичной цепи системы зажигания (0,6—1,0) I_p^* это напряжение можно считать постоянным. Для мощных германиевых транзисторов его величина обычно равна 0,3—0,6 в.

Под током i_1 следует понимать сумму токов коллектора триода i_k и цепи с контактами прерывателя (рис. 1). Решение уравнения (1) известно:

$$i_1 = \frac{U_a - U_{э\kappa-N}}{r_1} \left(1 - e^{-\frac{r_1}{L_{w1}} t} \right). \quad (2)$$

За время открытого состояния транзистора его рабочая точка переместится на коллекторной вольт-амперной характеристике из точки U_a в точку N (рис. 2). В том случае, когда процесс нарастания тока в первичной цепи системы зажигания хотя бы описать более точно, чем это сделано уравнением (1), можно в схему замещения транзистора ввести постоянное сопротивление и индуктивность, имитирующую инерционные свойства транзистора как это сделано в работе [2].

Зная время замкнутого состояния контактов прерывателя, другими словами, время открытого состояния транзистора $t_{з-р}$, можно подсчитать величину тока в первичной обмотке катушки зажигания в момент размыкания контактов I_p . Для этого достаточно заменить в формуле (2) текущие значения времени t на фиксированное $t_{з-р}$.

Энергия, запасенная в магнитном поле индукционной катушки к моменту запирающего транзистора, определяется по известной формуле:

$$W = \frac{I_p^2 L_{w1}}{2}. \quad (3)$$

Зная эту энергию, можно построить и зависимость ее величины от скорости вращения валика прерывателя.

При размыкании контактов прерывателя (рис. 1) резко возрастает сопротивление эмиттер-коллекторного участка транзистора. Соответственно этому будет уменьшаться ток первичной цепи системы, что наведет по закону Ленца в индуктивности L_{w1} э. д. с., величина которой определяется параметрами системы зажигания. Если величина ее меньше лавинного пробоя транзистора (характеристики 1 и 2 на рис. 2), то сопротивление транзистора можно считать или бесконечно большим, как это предлагается в литературе [3—5], или взять его из данных эксперимента. Однако в системах контактно-транзисторного зажигания без емкости C_1 при реальных величинах токов разрыва, инерционных свойствах современных транзисторов и индуктивностях первичной обмотки катушки L_{w1} , э. д. с., наведенная в катушке, в первый момент после подачи на базу транзистора запирающего сигнала может быть больше напряжения лавинного пробоя. В этом случае рабочая точка транзистора практически мгновенно перейдет из точки N вольт-амперной характеристики в точку M_1 при пассивном запирающем транзистора или в точку M_2 при активном запирающем, а затем будет значительно более медленно перемещаться по соответствующей характеристике в сторону уменьшения тока коллектора. При этом транзистор может быть заменен или источником постоянного напряжения, как это предлагается в литературе [3—6], или более точно — генератором с внешней характеристикой, аналогичной соответствующей коллекторной вольт-амперной характеристике силового транзистора, как это предложено в литературе [2].

Остальные элементы схемы замещения системы зажигания удобно оставить такими же, какими они были предложены Е. Клайбером и В. Липпартом в схеме с приведением параметров вторичной цепи к первичной. Этой схемой широко пользовались и пользуются исследователи и разработчики всех систем зажигания с индукционной катушкой и механическим прерывателем. В этом случае для времени от момента подачи на базу транзистора запирающего сигнала и до момента его полного запирающего схема замещения системы контактно-транзисторного зажигания показана на рис. 3, б.

* По аналогии с батарейным зажиганием ток, который будет в первичной цепи к моменту подачи на базу транзистора запирающего сигнала, удобно называть током разрыва.

При этом вторичная емкость системы, приведенная к первичной цепи, определяется по формуле

$$C = C_2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (4)$$

Сопротивление потерь, эквивалентное потерям на перемагничивание и вихревые токи в активных материалах системы зажигания r_n , а также сопротивление между электродами свечи $r_{ш}$, приведенные к первичной цепи, определяются так же, как и в батарейной системе с механическим прерывателем:

$$r = \frac{r_n \cdot r_{ш}}{r_n + r_{ш}} \left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 \quad (5)$$

Коэффициент связи индукционной катушки

$$k_{св} = \sqrt{\frac{M_{12} M_{21}}{L_{\omega 1} L_{\omega 2}}} \quad (6)$$

Переходные процессы в схеме замещения контактно-транзисторной системы зажигания за время спада тока в первичной обмотке катушки зажигания от величины I_p до весьма малого тока полностью запертого транзистора, описываются следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} k_{св} L_{\omega 1} \frac{di_L}{dt} + (1 - k_{св}) L_{\omega 1} \frac{di_1}{dt} + r_1 i_1 = U_a - U_{эк-м}(i_1); \\ k_{св} L_{\omega 1} \frac{di_L}{dt} + (1 - k_{св}) L_{\omega 1} \frac{di_n}{dt} + u_1 = 0; \\ C \frac{du_1}{dt} + \frac{u_1}{r} - i_n = 0; \\ i_1 = i_L - i_n, \end{cases} \quad (7)$$

где при $t=0$; $i_1 = i_L = I_p$; $u_1 = 0$; $i_n = 0$.

По этому математическому описанию не рекомендуется считать напряжения первичной стороны системы зажигания, особенно его первый максимум.

При выборе внешней характеристики источника напряжения $U_{эк-м} = f(i_1)$ на рис. 3, б удобно выбрать ее такой, чтобы при $i_1 = 0$ $U_{эк-м} > U_a$.

Когда транзистор полностью запирается, при этом $i_1 = 0$, а запас энергии в магнитном поле катушки будет еще велик, так как $i_L \gg 0$, в системе зажигания начнутся свободные колебания энергии. Схема замещения системы зажигания для этого случая приведена на рис. 3, в, а математическое описание выражается системой двух уравнений:

$$\left. \begin{cases} C \frac{du_1}{dt} + \frac{u_1}{r} - i_L = 0; \\ L_{\omega 1} \frac{di_L}{dt} + u_1 = 0 \end{cases} \right\} \quad (8)$$

при начальных условиях, которые должны быть взяты из решения предыдущей системы уравнений (7), т. е. при $t=0$, $i_L = I_{L0}$ и $u_1 = U_{10}$.

Выражение решения систем уравнений (8) и особенно (7) через элементарные функции достаточно громоздко. Если же в общем случае учесть в системе (7) нелинейность $U_{эк-м} = f(i_1)$, то методика этого решения усложняется настолько, что пользоваться ею создателям или исследователям систем контактно-транзисторного зажигания становится практически невозможным.

Весьма эффективно применение для этой цели цифровых и аналоговых ЭВМ. Для решения систем (7) и (8), а в некоторых случаях и уравнения (1) на цифровых ЭВМ должно применяться численные методы интегрирования обыкновенных дифференциальных уравнений: методы Адамса, Рунге-Кутты, квадратур. Во всех организациях, имеющих программно-управляемую вычислительную технику, есть стандартные подпрограммы решения систем обыкновенных дифференциальных уравнений численными методами, и решение не займет много времени.

В НИИ Автоприборов разработаны методики решения всех приведенных систем уравнений, описывающих переходные про-

цессы в контактно-транзисторной системе зажигания на малых аналоговых типа МН-7 и цифровых типа «Проминь» ЭВМ как при всех постоянных коэффициентах, так и с учетом нелинейности коллекторного перехода транзистора, работающего в режиме ключа.

На рис. 4 показаны для примера кривые колебания энергии в контактно-транзисторной системе зажигания с параметрами, близкими к параметрам отечественной системы зажигания. Они были рассчитаны по приведенным математическим описаниям процессов [см. формулы (1), (7) и (8)].

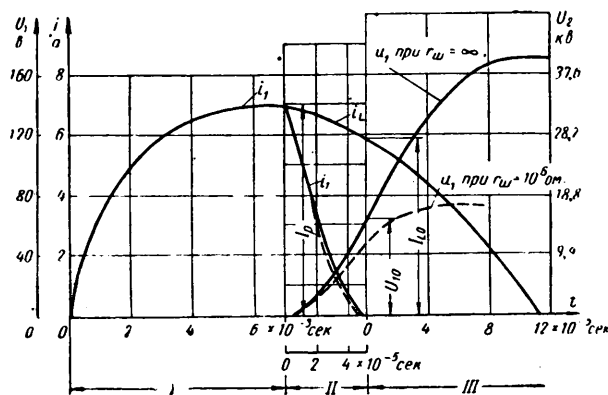


Рис. 4. Кривые зависимости токов и напряжений в схеме замещения контактно-транзисторного зажигания от времени: I—III — этапы.

На этапе I расчета (рис. 4) приведена кривая нарастания тока в основной первичной цепи контактно-транзисторной системы зажигания, рассчитанная по формуле (2) для схемы замещения (рис. 3, а), и следующих параметров первичной цепи $U_a = 12,5$ в, $U_{эк-м} = 0,5$ в, $r_1 = 1,68$ ом, $L = 2,73$ мГн и времени замкнутого состояния контактов, т. е. открытого состояния транзистора, равного 7 мсек.

За время записания транзистора ток i_1 падает от величины I_p практически до нуля. Графики изменения тока в транзисторе — i_1 , в первичной обмотке катушки i_L и напряжение на емкости u_1 получены из системы уравнений (7) и приведены на рис. 4 (этап II). При этом дополнительные параметры системы зажигания имели значения: числа витков катушки; $\omega_1 = 180$, $\omega_2 = 42\ 250$, коэффициент связи $k_{св} = 0,9$, вторичная расщелоченная емкость $C_2 = 50 \cdot 10^{-12}$ ф, сопротивление потерь $r_n = 10^7$ ом.

Для этого примера напряжение на эмиттер-коллекторном участке транзистора в процессе записания было принято постоянным: $U_{эк-м} = 100$ в. Расчет проведен для двух предельных сопротивлений между электродами свечи: $r_{ш} = \infty$ (на рис. 4 эти решения изображены сплошными линиями) и для $r_{ш} = 1$ мгом (на том же рисунке решения изображены штриховыми линиями).

Можно считать, что в тот момент, когда ток транзистора станет равным нулю, транзистор полностью заперется. Схема замещения системы контактно-транзисторного зажигания при этом будет аналогична схеме замещения батарейного зажигания, математическое описание процесса колебания энергии при этом будет таким же, как и в батарейном зажигании, но с другими начальными условиями [см. систему уравнений (8)].

На рис. 4 процесс колебания энергии при полностью запертом транзисторе обозначен этапом III, причем решение системы (8) дано лишь до времени, когда станет уменьшаться напряжение u_1 , пропорциональное в этой схеме замещения напряжению, развиваемому вторичной обмоткой индукционной катушки.

Имея решечка (рис. 4), нетрудно построить рабочую характеристику системы зажигания $U_{2max} = f(n_p)$, которая является основной характеристикой любой системы искрового зажигания двигателя внутреннего сгорания. Скорость вращения прерывателя определяет величину тока разрыва, а из решения системы уравнений (7) или (8) можно получить максимальное напряжение, развиваемое системой зажигания:

$$U_{2max} = \frac{\omega_2}{\omega_1} u_{1max}$$

На рис. 5 приведены рабочие характеристики контактно-транзисторного зажигания, собранного по схеме, приведенной на рис. 1, но без цепей с емкостью C_1 и стабилитроном $ОД$ для двух случаев: для случая максимального тока разрыва, равного $5,4 \text{ а}$; $r_{ш} = \infty$ (кривые 1) и для $I_{p \max} = 7,5 \text{ а}$ и $r_{ш} = 10^6 \text{ ом}$ (кривые 2).

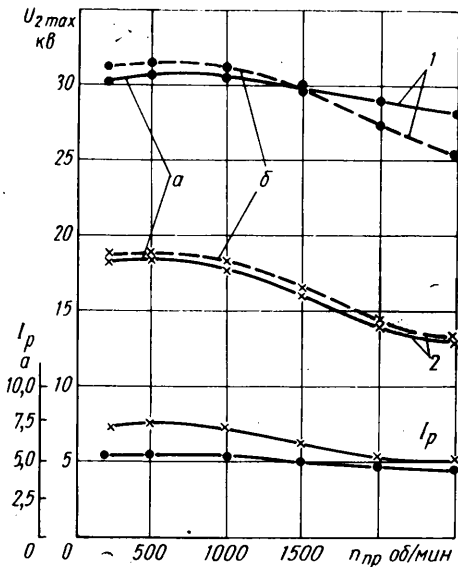


Рис. 5. Сравнение расчетных кривых с экспериментальными:
а — расчетные кривые; б — экспериментальные

Способ запираания транзистора в обоих случаях активный. Коллекторная вольт-амперная характеристика транзистора, работающего в системе зажигания в режиме отсечки, приведена в таблице.

i_1 в а	$U_{э\kappa - M}$ в в	i_1 в а	$U_{э\kappa - M}$ в в
7,5	150	1,0	159
6,0	152	0,5	160
4,0	154	0,2	155
2,0	157	0	140

На этом же рис. 5 представлена и зависимость $I_p = f(n_{np})$.

Если решение системы (7) дает функцию $i_1 = f(t)$, монотонно уменьшающуюся от величины I_p до нуля, т. е. запираание транзистора эффективно, что значение $U_{2 \max}$, как и в батарейном зажигании с механическими контактами, пропорционально величине тока разрыва. Если же при больших токах разрыва запираание транзистора происходит неэффективно, то для построения рабочей характеристики системы зажигания решения систем (7) и (8) следует проверять для разных токов разрыва до тех пор, пока при каком-то токе I_p , меньшем $I_{p \max}$, запираание транзистора не станет эффективным, после чего пропорциональность между I_p и $U_{2 \max}$ сохранится практически до любой реальной скорости вращения валика прерывателя.

Многочисленные расчеты, проведенные по этой методике, показывают, что расчет, довольно правильно отражая физиче-

скую сущность процессов в контактно-транзисторных системах зажигания, дает обычно результаты, на 5—25% отличающиеся от экспериментальных. Причин расхождения данных расчета и эксперимента много: помимо допущений, принятых при составлении схем замещения систем зажигания, это и неточности в измерении исходных параметров, особенно магнитных, сопротивления потерь r_n и рассредоточенной емкости вторичной цепи системы C_2 и неточности измерения весьма высоких вторичных напряжений системы зажигания. Основным критерием пригодности этой методики к расчету выходных характеристик систем контактно-транзисторного зажигания является условие, чтобы время перехода рабочей точки в цепи с транзистором из точки N в точку M (рис. 2) коллекторных вольт-амперных характеристик силового транзистора было бы много меньше времени, в которое напряжение $U_{э\kappa - M}$ остается существенно большим напряжения аккумуляторной батареи U_a .

При этом следует помнить, что эта методика предназначена для расчета на ЭВМ в основном лишь выходных характеристик контактно-транзисторных систем зажигания, т. е.

$$W = f(n_{np}) \text{ и } U_{2 \max} = f'(n_{np}).$$

Она или не учитывает совсем или учитывает косвенно и приближенно влияние на эти характеристики цепей управления и защиты транзистора путем изменения его коллекторной вольт-амперной характеристики.

Выводы

1. Предложенные схемы замещения и математические описания нестационарных процессов в контактно-транзисторных системах зажигания имеют примерно ту же точность, что и широко распространенная и проверенная практикой схема замещения батарейного зажигания с механическим прерывателем и приведением параметров вторичной цепи к первичной.

2. Эти схемы достаточно универсальны, они пригодны для расчета выходных характеристик многих известных в настоящее время как отечественных, так и зарубежных контактно-транзисторных систем зажигания, однако при том условии, что время перехода рабочей точки транзистора из режима насыщения в режим отсечки меньше времени, в которое напряжение $U_{э\kappa - M}$ в режиме отсечки остается существенно большим U_a .

3. Методики расчета выходных характеристик контактно-транзисторных систем зажигания на цифровых и аналоговых ЭВМ, разработанные в НИИ Автоприборов, позволяют не только существенно ускорить процесс расчета характеристик, но и учесть при расчете нелинейность характеристик силового транзистора, работающего в режиме ключа.

ЛИТЕРАТУРА

- Глезер Г. Н., Опарин И. М., Хейман Э. Л. Транзисторные системы зажигания. Сб. «Автогакторное электрооборудование». ЦИНТИАМ. Вып. 2, 1964.
- Куликов А. А. Схема замещения силового германиевого транзистора, работающего в низкочастотном режиме ключа при активно-индуктивной нагрузке и анализ системы на ЭВМ. Известия Ленинградского электротехнического института имени В. И. Ульянова (Ленина). Вып. 57, часть 1, Л., 1966.
- Коссов О. А. «Электричество», 1959, № 5.
- Коссов О. А. Усиление мощности на транзисторах в режиме переключений. М.—Л., изд. «Энергия», 1964.
- Степаненко И. П. Основы теории транзисторов и транзисторных схем. М.—Л., Госэнергоиздат, 1963.
- Lin H. C., Hlavacek A. R., White B. H., «JRE Transactions on Electron Devices», № 3, 1960.

Автоматическая сварка в среде углекислого газа на повышенной скорости

В. И. МИТИН, Н. И. ЛАРИОНОВ

НИИТАвтопром

НИИТАВТОПРОМОМ разработаны технологический процесс и автоматические линии сборки-сварки тракторных колес для Кременчугского колесного завода. В этих линиях предусмотрена высокая степень механизации всех операций и сварка в среде углекислого газа на повышенной скорости с помощью специальных автоматов.

Металлическая основа большинства типов автомобильных и тракторных колес состоит из двух деталей — обода и диска, соединяемых заклепками либо сварными швами.

В действующем на Кременчугском колесном заводе технологическом процессе обод с диском заднего тракторного колеса (рис. 1) соединяются сваркой под слоем флюса. В месте сое-

ментальные работы по исследованию этого процесса сварки, схема которого приведена на рис. 2, позволили выявить ряд его особенностей.

Основными факторами производительности сварки считают коэффициенты расплавления и наплавки. Эти показатели, опре-

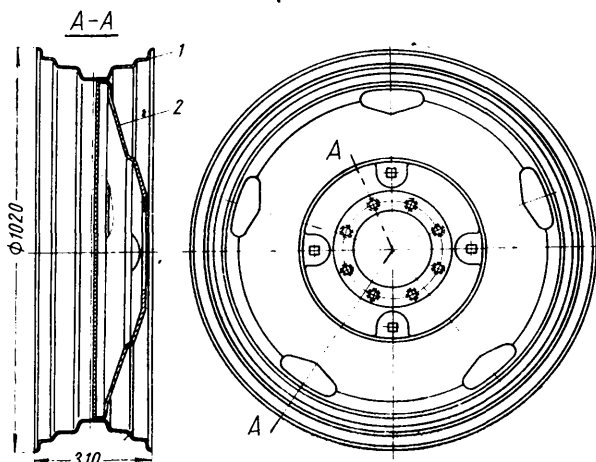


Рис. 1. Диск с ободом заднего тракторного колеса:
1 — обод; 2 — диск

динения деталей толщина диска составляет 6 мм, а обода 4 мм. Диск изготавливается из малоуглеродистой стали 15 кп, а обод — из стали 08 кп по ГОСТу 1050—60, длина сварного шва около 3000 мм. Диск с ободом свариваются на полуавтоматических машинах. При этом сварщик устанавливает предварительно собранные диск с ободом (для краткости назовем их колесом) в специальном поворотном приспособлении, подводит к колесу сварочный автомат АДС-1000-2, засыпает флюс, включает механизм вращения колеса и сварочный ток. После окончания сварки сварщик отводит сварочный автомат в исходное положение, удаляет флюс и шлак с поверхности сварного шва и снимает колесо.

Скорость сварки колес не превышает 80 м/ч, так как при большей скорости сварки под флюсом не обеспечивается требуемое качество сварного шва.

Полуавтоматическая и автоматическая сварка в среде углекислого газа нашла широкое применение в промышленности, особенно для сварки толкостистой стали, где проявляются определенные ее преимущества перед сваркой под слоем флюса.

Однако сварку с помощью стандартных горелок проволокой диаметром 1—2 мм нельзя было использовать в автоматической линии вследствие невысокой скорости сварки и необходимости систематической зачистки брызг на горелке.

Для увеличения скорости сварки применена проволока диаметром 4—5 мм и сварочный ток до 2000 а, а для уменьшения забрызгивания сопла применена боковая подача газа. Экспери-

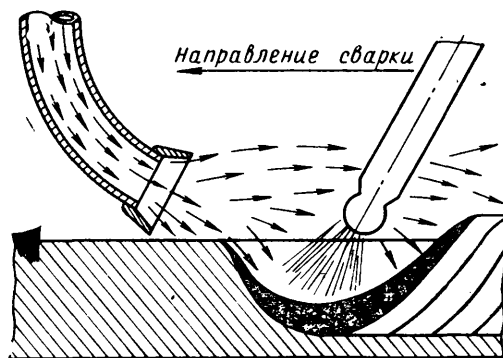


Рис. 2. Схема процесса сварки с боковым подводом углекислого газа

ментальные работы по исследованию этого процесса сварки, схема которого приведена на рис. 2, позволили выявить ряд его особенностей. Однако в случае сварки тонкими электродными проволоками, например, углового шва с катетом 4 мм в соединении обода с диском, скорость односторонней сварки может быть достигнута не больше 50 м/ч. В то же время удовлетворительные соединения диска с ободом были получены при сварке электродной проволокой диаметром 5 мм на токе 1300—1400 а и напряжении на дуге 24—26 в при скорости около 300 м/ч. Здесь сварка происходит при глубоком погружении дуги в сварочную ванну. В формировании сварного шва участвует значительная доля основного металла (~60%).

В установленном процессе перенос электродного металла в сварочную ванну идет без коротких замыканий дугового промежутка. Время установления и стабилизации процесса зависит от скорости нарастания тока. При сварке проволокой диаметром 4—5 мм и скорости нарастания тока 30—45 ка/сек это время составляет 0,02—0,04 сек. С увеличением диаметра электродной проволоки время установления процесса несколько увеличивается. Повышение напряжения на дуге ведет к уменьшению количества переносимых капель и увеличению их размера, а также к увеличению разбрызгивания. Возрастание тока сварки при неизменном напряжении на дуге увеличивает количество переносимых капель электродного металла (табл. 1), уменьшает размер капель и повышает стабильность процесса сварки.

Высокое давление дуги при сварке на больших токах обеспечивает большую глубину провара. Из табл. 2 видно, что для увеличения скорости сварки при постоянной глубине проплавления необходимо повысить сварочный ток, а при постоянной скорости сварки увеличение сварочного тока обуславливает более глубокое проплавление.

* Новожилов Н. М., Суслев В. Н. Сварка плавящимся электродом в углекислом газе. Машгиз, 1957.

Таблица 1

Напряжение на дуге в в	Сварочный ток в а	Число капель в секунду
28	800	250—260
25	920—1000	300—320
25—27	1100—1150	330—350

Таблица 2

Диаметр электродной проволоки в мм	Сварочный ток в а	Напряжение на дуге в в	Глубина проплавления в мм	Скорость сварки в м/ч
4	420—450	27—29	6,0	85
4	600—700	29—30	8,0	85
5	750—850	29—30	9,5—10	85
5	1300—1400	24—26	5,0	220
5	1900—2000	24—26	5,0	310

С увеличением тока возрастает объем сварочной ванны и участок шва, находящийся при высокой температуре, что требует более надежной защиты от атмосферного воздействия.

Ежковой подвод углекислого газа осуществляется через стальную трубу диаметром 20—25 мм со сменным медным соплом. Такой подвод газа обеспечивает хорошую защиту при любых скоростях сварки; при этом имеется возможность так расположить газоподводящее сопло, что его забрызгивание будет минимальным.

Разбрызгивание сопровождается в основном выбросом из зоны дуги мелких капель расплавленного металла, которые успевают окислиться и остыть во время полета до соприкосновения со свариваемым изделием и соплом и легко удаляются.

Испытание механических свойств сварных соединений однослойных швов на стандартных образцах показали, что сварной шов равнопрочен основному металлу и обладает достаточной пластичностью (табл. 3).

Таблица 3

Параметры	Объект испытания	
	Основной металл	Сварной шов
Временное сопротивление разрыву в кг/мм ²	60	Разрушение по основному металлу 180
Угол загиба в град	180	180
Ударная вязкость в кгм/см ² при температуре испытания:		
20°	12,1	11,5
-20°	8,9	7,3
-40°	5,4	6,4
-60°	4,6	5,5

На рис. 3, а, б, в приведены макроструктуры поперечного сечения сварных швов, отличающихся глубиной проплавлением и характерным очертанием. Стыковые швы, как правило, имеют значительное усиление. Угловые швы, сваренные в нижнем положении, имеют незначительное усиление, заостренное в середине шва. Угловые швы, выполненные на колесе в положении «в лодочку», имеют вогнутую форму. Для сравнения на рис. 3, г показан аналогичный шов, сваренный под слоем флюса в производственных условиях.

Результаты исследования процесса сварки в углекислом газе на форсированном режиме были использованы при разработке специального оборудования. На рис. 4 показана схема сварочного автомата, изготовленного институтом для автоматической линии сборки—сварки задних тракторных колес.

Автомат (рис. 4) состоит из следующих основных узлов: станины 1, механизма вращения колеса 2, цилиндра подъема колеса 3, сварочной головки 4, механизма установочных перемещений головки 5 и бушподдержателя 6.

Колесо подается на приемный конус 7, где зажимается специальными кулачками при помощи пневмоцилиндра 8. Колесо зажимается при ходе поршня вниз, который через шток разводит кулачки.

После зажима колеса пневмоцилиндр 3 через рычаг 9 поворачивает хобот 10 механизма вращения колеса 2 и устанавливает колесо в позицию сварки 11.

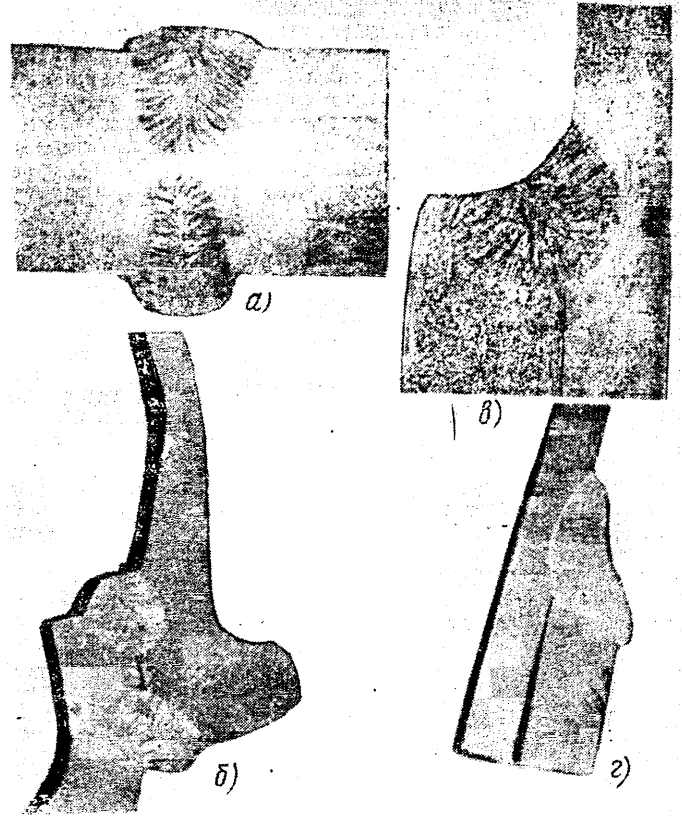


Рис. 3. Макроструктура сварных соединений:

а — стыковое на стали толщиной 18 мм без скоса кромок, скорость сварки 80 м/ч; б — угловое на стали толщиной 10 мм, скорость сварки 90 м/ч; в — угловое на колесе при сварке «в лодочку», скорость сварки 220 м/ч; г — угловое на колесе при сварке под флюсом «в лодочку», скорость сварки 80 м/ч

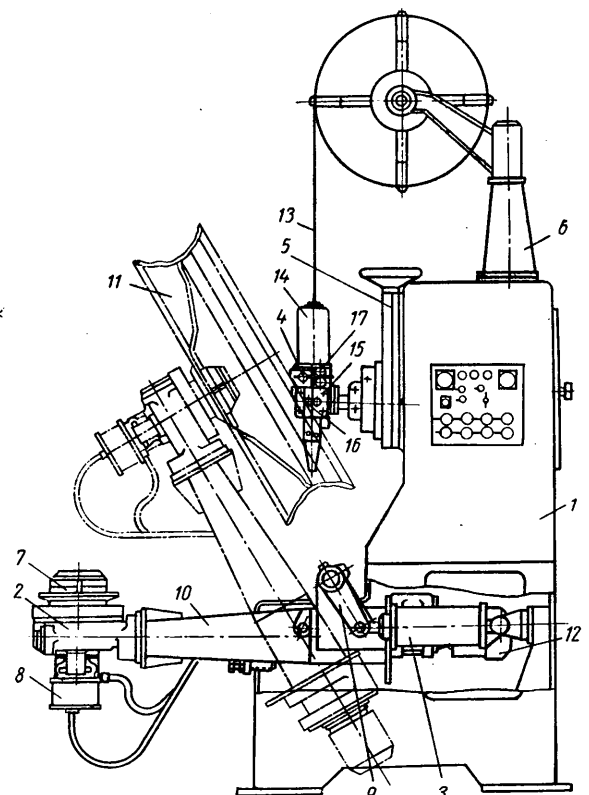


Рис. 4. Схема сварочного автомата

Величина угла установки колеса в сварочной позиции плавно регулируется винтовыми упорами. После подъема колеса начинается его вращение от электродвигателя 12 через упругую муфту, сменные шестерни, карданный вал, расположенный в хоботе 10, и червячную передачу. Весь механизм привода размещен внутри хобота и корпуса механизма вращения. Скорость вращения колеса изменяется за счет сменных шестерен. Ток к колесу подводится специальными медными колодками, поджимаемыми к диску пружинами.

От специального бесконтактного датчика включается подача сварочной проволоки 13, после зажигания дуги включается реле времени, которое ведет отсчет одного оборота колеса, по окончании сварки выключается подача сварочной проволоки, сварочного тока, колесо останавливается, пневмоцилиндр 3 колесо опускается в исходное положение, кулачки зажима колеса убираются и сваренное колесо снимается с машины.

Сварочная головка 4 правит и подает сварочную проволоку через мундштук к свариваемому колесу. От электродвигателя 14 постоянного тока вращение передается через пару сменных шестерен и червячную передачу на подающий ролик 15, подающий ролик связан с холостым роликом 16 зубчатой передачей, холостой ролик поджимается к приводному пружиной. Скорость подачи проволоки изменяется путем изменения числа оборотов электродвигателя 14. Непосредственно на головке размещен механизм правки 17 сварочной проволоки, состоящий из трех роликов.

Положение сварочной головки относительно свариваемого колеса регулируется механизмом 5, благодаря которому головка

может быть выдвинута вперед и повернута на необходимый угол.

Сварочная головка снабжена также специальным копирным устройством для точного ориентирования электрода по шву в процессе сварки, что необходимо в случаях значительного биения колес.

Моток сварочной проволоки 13 укладывается в бунтодержатель 6, устанавливаемый непосредственно на сварочном автомате либо на специальной эстокаде, около которой может быть поставлено несколько сварочных автоматов.

Производительность автомата 60 дет/ч при средней скорости сварки 220 м/ч. Сварочная головка допускает подачу проволоки диаметром 4—5 мм со скоростью 1,5—4 м/мин. Питание дуги обеспечивается двумя сварочными выпрямителями ИПП-1000П. Углекислый газ к автомату подается от индивидуальных баллонов или по специальному трубопроводу при централизованном снабжении.

Оптимальный режим сварки колес, установленный в процессе отладки автомата, следующий: сварочный ток 1300 а; напряжение на дуге 24—26 в; расход углекислого газа 2000 л/ч. Сварка производится электродной проволокой св08Г2С диаметром 5 мм. Расход электродной проволоки на одно колесо составляет 230 г, что на 100 г меньше, чем при сварке под слоем флюса.

Выполненная работа показала технико-экономические преимущества сварки в углекислом газе тракторных и автомобильных колес перед сваркой под флюсом и необходимость дальнейшего совершенствования этого способа сварки для эффективного применения в условиях массового производства.

УДК 629.114.4.11.012.112:621.785.6

Применение поверхностной закалки при глубинном нагреве т.в.ч. для полуосей грузовых автомобилей

Канд. техн. наук **Е. И. НАТАНЗОН**

Горьковский автозавод

ГОРЬКОВСКИЙ автозавод с 1959 г. полностью перешел на производство полуосей автомобилей ГАЗ-51 и ГАЗ-63 по новой технологии с применением стали 40, селективной по углероду в пределах 0,38—0,43%, и поверхностной непрерывно-последовательной закалки при глубинном нагреве т.в.ч. [1] (ранее полуоси изготовлялись из стали 35ХГС и подвергались улучшению). За счет применения более дешевой стали себестоимость полуосей грузового автомобиля снижена на 57 коп. Опыт длительной работы показал высокие эксплуатационные свойства полуосей, изготовленных по новому технологическому процессу. Были исключены рекламации по поломкам и значительно возросла долговечность полуосей.

Статическая прочность полуосей из стали 40 не ниже прочности полуосей из стали 35ХГС, а ограниченная выносливость их в несколько раз выше. По техническим условиям на полуоси автомобиля ГАЗ-51 и ГАЗ-63 минимальное значение крутящего момента при пределе пропорциональности должно быть не менее 660 кгм.

По результатам испытаний на статическую прочность крутящий момент при пределе пропорциональности колебался в пределах 860—1120 кгм. Минимальные значения предела пропорциональности получены в случаях, когда содержание Mn было близким к нижнему пределу в стали 40.

По данным авторемонтных заводов и крупных автохозяйств долговечность полуосей определяется смятием и износом шлицев. Практика работы показала почти полное отсутствие изменений размеров шлицев после их закалки т.в.ч., если незначительные изменения и наблюдаются, то их величина укладывается в допуск на точность изготовления шлицев. Благодаря этому точность шлицевого соединения значительно повысилась, что не могло не сказаться на повышении долговечности. Для повышения работоспособности шлицевого соединения имело значение повышение твердости шлицев с HRC 40 (минимум) при их изготовлении из стали 35ХГС до HRC 45 (минимум) при закалке с нагревом т.в.ч. из стали 40.

Высокие прочностные свойства, которыми обладают полуоси, подвергнутые непрерывно-исследовательской закалке при глубинном нагреве т.в.ч., позволили применить их без изменения размерности шлицевого соединения для автомобилей повышенной грузоподъемности ГАЗ-53А и ГАЗ-66. Однако при этом необходимо было решить задачу повышения их статической прочности, в частности, обеспечить минимальное значение крутящего момента при пределе пропорциональности 1000 кгм.

Изменение режимов нагрева полуосей под закалку не дало возможности в случаях минимального содержания Mn и Cг в стали 40 обеспечить требуемую прочность из-за недостаточной прокаливаемости.

Применение стали 40Г вместо стали 40 и увеличение глубины нагрева за счет снижения скорости подачи с 6 до 4,5 мм/сек дало возможность гарантировать минимальное значение крутящего момента при пределе пропорциональности 1000 кгм.

Систематические испытания на прочность полуосей, изготовленных из стали 40Г, позволили получить крутящий момент при пределе пропорциональности в диапазоне 10 3000—125 000 кгсм, а крутящий момент при разрушении — в диапазоне 133 000—159 000 кгсм. Во всех случаях местом разрушения был шлицевой конец полуоси.

В полуосях автомобиля ГАЗ-66, имеющих подкачивание шин с целью обеспечения износостойкости, необходимо было поднять твердость на шейке диаметром 45 до HRC 52 (минимум). Для этого была проведена работа по снижению температуры отпуска с 300 до 170°. Это дало возможность также поднять твердость и на шлицах, что способствовало повышению их долговечности. Понижение температуры отпуска не вызвало серьезных затруднений при правке полуосей.

Рассмотрим, каким образом может быть достигнуто наибольшее значение комплекса прочностных свойств у деталей круглого сечения, подвергаемых закалке с нагревом т.в.ч. и работающих на кручение. Известно, что при кручении бруса круг-

лого сечения наибольшие касательные напряжения τ_{\max} развиваются по поперечному сечению в наружных его слоях (рис. 1, а). Если круглый вал подвергнуть поверхностной за-

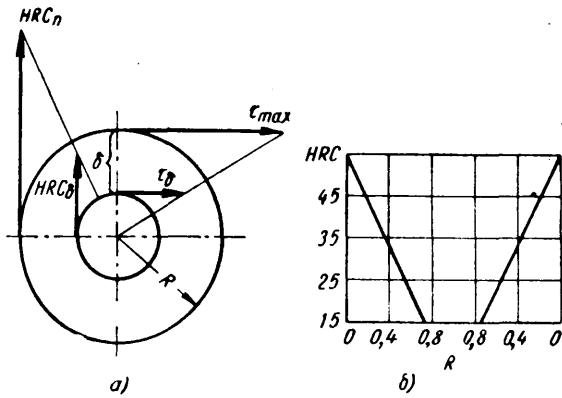


Рис. 1

калке на глубину δ , то, исходя из условий равнопрочности, глубину закаленного слоя, обеспечивающую равнопрочность вала по всему сечению в пределах упругих деформаций можно определить из соотношения

$$\delta = R \left(1 - \sqrt{\frac{\tau_{p1}}{\tau_{p2}}} \right),$$

где δ — глубина закаленного слоя до исходной структуры в мм;

R — радиус вала в мм;

τ_{p1} — предел пропорциональности при кручении стали в исходном состоянии перед поверхностной закалкой в кг/мм²;

τ_{p2} — предел пропорциональности при кручении закаленной до определенной твердости стали в кг/мм².

Наиболее удобное для практического использования выражение с целью определения глубины закаленного слоя может быть получено из допущения, что прочность стали при кручении пропорциональна ее твердости (рис. 1, б), тогда

$$\delta = R \left(1 - \frac{HRC_{\delta}}{HRC_n} \right) \text{ мм.}$$

где δ — глубина закаленного слоя в мм;

HRC_{δ} — твердость стали до закалки;

HRC_n — твердость поверхности вала после закалки с нагревом т.в.ч.

Из этого также следует, что твердость закаленного вала в любой точке его сечения на глубине δ от поверхности должна быть не ниже

$$HRC_{\delta} = HRC_n \left(1 - \frac{\delta}{R} \right).$$

Исходя из этого условия, распределение твердости по сечению вала должно быть в пределах двух прямых, указанных на рис. 1. Таким образом, при увеличении твердости на поверхности вала до значений HRC_{55} не менее и обеспечения распределения твердости по его сечению согласно графику можно получить максимально возможную статическую прочность вала.

При таком распределении твердости по сечению вала получаются благоприятные остаточные напряжения сжатия на значительной глубине, что повышает циклическую прочность закаленных полуосей.

Была проверена возможность применения для полуосей стали 48ГР [2]. Эта работа показала, что при одинаковой глубине закаленного слоя прочность полуосей из стали 48ГР на 25% выше прочности полуосей из стали 40.

Исследовалось также влияние глубины закаленного слоя на ограниченную выносливость полуосей при знакопеременной нагрузке. С этой целью были изготовлены четыре группы полуосей по четыре полуоси в каждой, закаленных на глубину 5,5;

6,5; 7,5 и 8,5 мм, что соответствует $\frac{F_k}{F_c} = 0,9$; $\frac{F_k}{F_c} = 1,2$;

$\frac{F_k}{F_c} = 1,55$ и $\frac{F_k}{F_c} = 2,0$, где F_k — площадь закаленной части вала; F_c — площадь сырой сердцевинки.

Усталостные испытания показали, что число циклов нагружения до разрушения полуосей тем больше, чем больше глубина закаленного слоя. Число циклов нагружения в зависимости

от отношения $\frac{F_k}{F_c}$ в диапазоне 0,9—2,0 находится в пределах $0,3 \cdot 10^4$ — $2,0 \cdot 10^6$.

Наилучшие результаты получены при $\frac{F_k}{F_c} = 2$, что соответ-

ствует максимальной статической прочности полуосей. Известно, что поверхностная закалка при глубинном нагреве т.в.ч. низко- и среднеуглеродистых сталей создает на поверхности значительные остаточные напряжения сжатия (80 кг/мм²), которые снижаются практически до нуля при температуре отпуска 400°. Соответственно этому изменяются значения усталостной прочности. Так, например, если предел усталости на изгиб образцов с надрезом, изготовленных из среднеуглеродистой стали и подвергнутых закалке с нагревом т.в.ч. при глубинном нагреве, без отпуска составляет 50 кг/мм², то после отпуска при температуре 400°С он снижается до 18 кг/мм².

Эти данные хорошо согласуются также с работой [3, 4], в которой дано соответствующее понижение предела выносливости за счет снижения остаточных напряжений сжатия в поверхностном слое при отпуске.

Американская практика [5] свидетельствует, что прочные надежные и долговечные в эксплуатации полуоси размером стержня 16—50 мм получают при их изготовлении из среднеуглеродистых конструкционных сталей с содержанием углерода 0,35—0,40%.

В зависимости от их диаметра содержание марганца в стали повышается до 1,6—1,9% с целью обеспечения необходимой прокаливаемости. Полуоси закаливаются при непрерывно последовательном глубинном нагреве т.в.ч. на слой 45—65% от радиуса и подвергаются отпуску при 160°С. Твердость поверхности при этом составляет HRC_{54-57} .

В производственных условиях Горьковского автозавода выявилась необходимость поднять прочность до предела пропорциональности полуосей, имеющих шлицевое соединение тех же размеров, что у полуосей автомобиля ГАЗ-51 и ГАЗ-53, еще на 35%, доведя до 1350 кгс. Это было вызвано тем, что на автомобиль с двигателем объемом 5,5 л и крутящим моментом 38 кгм был установлен тот же по размерам дифференциал, что и на автомобиле ГАЗ-53А, имеющем двигатель объемом 4,25 л с крутящим моментом 29 кгс.

Как видно из таблицы, полуоси, имеющие такую же размерность шлицевого конца, изготовленные из различных легированных сталей, после улучшения не могут обеспечить крутящий момент при пределе пропорциональности 1350 кгс.

Марка стали	Крутящий момент при пределе пропорциональности в кгсм	Угол закручивания при пределе пропорциональности в град	Крутящий момент при разрушении в кгсм	Диаметр отпечатка в мм	Число разрушений в %
40ХГТР[6]	96 600	24,1	139 550	2,9—3,0	—
40ХНМА[6]	90 800	21,2	134 550	2,9—3,05	—
35ХГС[1]	99 650	28,5	133 650	2,9—3,1	94 по стержню, 6 по шлицам

Полуоси, изготовленные из стали 40Г и подвергнутые непрерывно-последовательной закалке с нагревом т.в.ч., разрушались по шлицевому концу и имели предел пропорциональности 103 000—120 000 кгс.

Задача повышения статической прочности полуосей до предела пропорциональности была решена применением стали 35ХГС и непрерывно последовательной закалки с охлаждением водой при глубинном нагреве т.в.ч. и последующим отпуском при температуре 170°. Закаленные полуоси обеспечивали необходимую прочность, однако величина коробления полуосей после непрерывно-последовательной закалки доходила до 20 мм. Править такие полуоси было чрезвычайно трудно и наблюдались частые случаи их поломок в процессе правки.

Это требовало создания такого оборудования для непрерывно-последовательной закалки при глубинном нагреве т.в.ч. полуосей, после которой их правка под шлифование была бы исключена. На рис. 2 схематично показано устройство установки, в основном состоящей из корпуса, подвижной каретки и силового закалочного блока [7].

Подвижная каретка 1 по двум направляющим колоннам 2 получает быстроходное холостое перемещение вверх и медленное рабочее вниз при помощи ходового винта 3, реверсивно вращаемого электродвигателем через редуктор 4. При движении каретки подпружиненные роликовые люнеты 5, жестко

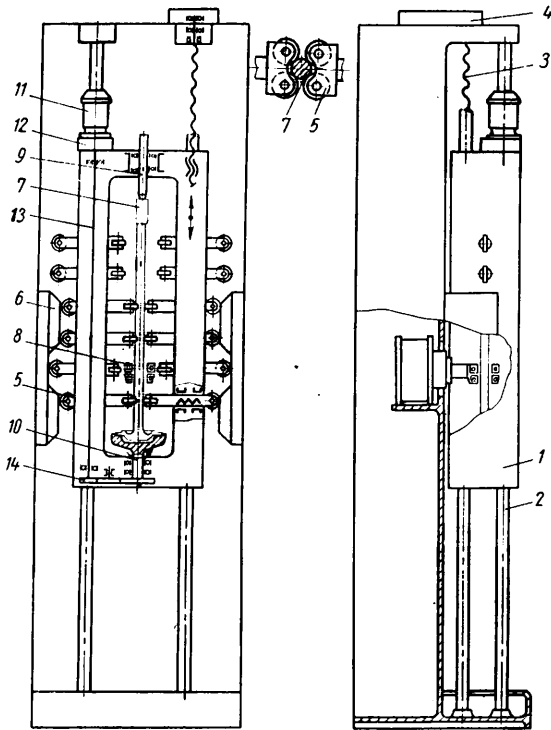


Рис. 2

смонтированные в каретке на подшипниках скольжения, набегают на неподвижные кулачки 6, обжимают с необходимым заранее установленным зазором обрабатываемую деталь 7, сохраняя ее прямолинейность и создавая промежуточные центрирующие подвижные опоры относительно индуктора.

Соответствующая рабочая длина и конфигурация кулачков позволяют расходить люнетам в момент прохождения зоны индуктора 8 и в нижнем положении каретки в момент загрузки и выгрузки обрабатываемой детали. В исходном положении деталь зажата между вертикальным подвижным верхним центром 9 и нижней чашкой 10. Деталь при закалке вращается электродвигателем 11 через редуктор 12, вал 13 и шестерню 14.

Закалочный индуктор (рис. 3) имеет два последовательно соединенных витка 1 и 2, расположенных один под другим. Нижний виток 2 имеет фасонный профиль, который подбирается в зависимости от профиля галтели полуоси и углубления во фланце с целью обеспечения максимально возможного приближения рабочей части индуктора к галтели и обеспечения прогрева требуемой части фланца. Нижний виток совмещает в себе также и спрейер индуктора. Верхний виток цилиндрический.

Однако приближения нижнего витка индуктора к галтели и фланцу не достаточно для их прогрева под закалку, так как значительная часть выделяемого тепла поглощается большой массой непрогретой части фланца. Для достаточного прогрева галтели необходимо сдвинуть магнитное поле индуктора в сторону фланца. Это достигается тем, что верхний виток 1 индуктора может закорачиваться специальной клиновидной перемычкой 3, приводимой в действие штоком 4 пневматического цилиндра через рычаг 5. При закороченном верхнем витке весь ток от трансформатора протекает только по нижнему витку, образуя около галтели и фланца сильное электромагнитное

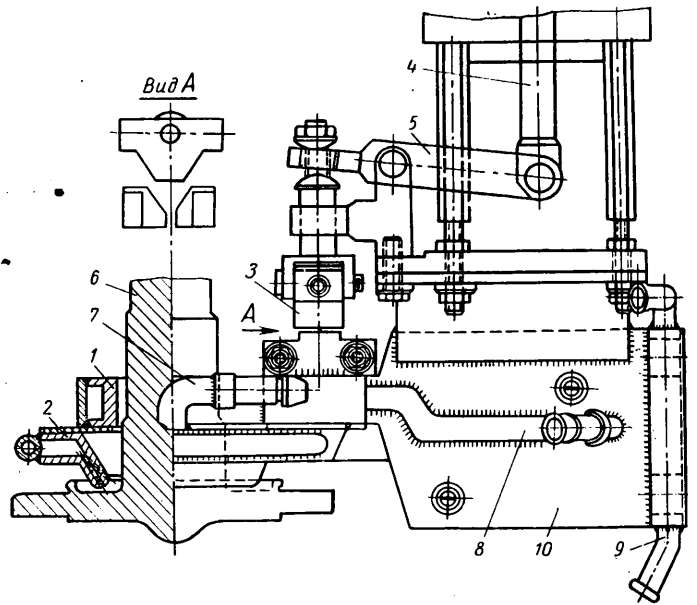


Рис. 3

поле. В верхнем витке, находящемся в непосредственной близости от нижнего витка, это электромагнитное поле наводит ток обратного направления, чем в нижнем витке. Электромагнитное поле нижнего витка, взаимодействуя с электромагнитным полем верхнего витка, отклоняется в сторону фланца. В результате этого галтель полуоси и прилегающая часть фланца сравнительно быстро разогреваются до закалочной температуры. Галтель и фланец полуоси 6 прогреваются в течение 43 сек при мощности 60 квт, отбираемой от генератора с частотой 250 гц. Затем напряжение с индуктора снимается, клиновидная перемычка раскорачивает верхний виток. После повторного включения напряжения индуктор начинает работать как двухвитковый с последовательно включенными верхним и нижним витками. Для прогрева цилиндрического стержня полуоси, прилегающий к фланцу, непрерывно-последовательное перемещение полуоси начинается спустя 4—4,5 сек. После продвижения полуоси относительно индуктора на 10—15 мм в нижний виток через трубки 7 подается вода для непрерывного охлаждения и закалки нагретой ее части. Постоянное охлаждение верхнего и нижнего витков осуществляется по медной трубке 8. Колодки индуктора постоянно охлаждаются водой

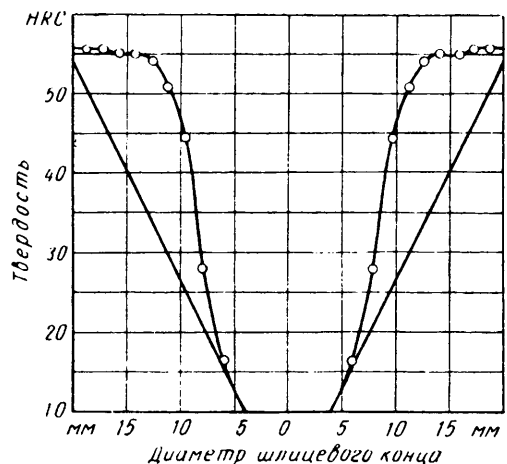


Рис. 4

через штуцер 9. Индуктор имеет массивные медные токоподводы 10, на которых смонтирована контактная система закорачивания верхнего витка.

При скорости непрерывно-последовательного перемещения полуоси 5,5 мм/сек и мощности, отбираемой от генератора,

50 квт обеспечивается необходимая глубина закаленного слоя. Распределение твердости в шлицевом конце полуоси — наиболее слабом ее месте — показано на рис. 4. Размер диаметра шлицевого конца дан по впадинам шлицев. Полуоси после закалки имеют биеение не более 0,3 мм и не требуют правки. Прочность полуосей из стали 35ХГС, подвергнутых непрерывно-последовательной закалке по приведенному режиму характеризуется крутящим моментом при пределе пропорциональности 1370—1550 кгм и крутящим моментом при разрушении 1760—2200 кгм.

ЛИТЕРАТУРА

1. Натанзон Е. И., Тельнов Г. М. «Автомобильная промышленность», 1960, № 2.

2. Тарасов А. М. и др. «Металловедение и термическая обработка металлов», 1961, № 12.

3. Nakamura Hiroshi, Proc. 3-rd Japan Congress, Test Materials, Tokyo, 1959.

4. Kyoto, Japan Society Test Materials, 1960, стр. 27—29.

5. Richard K., Wuerfel «Metal Progress», т. 84, 1963, № 6.

6. Гринкруг В. Л. и др. «Металловедение и термическая обработка металлов», 1963, № 6.

7. «Бюллетень изобретений», 1966, № 2. Авторское свидетельство № 177917.

УДК 621.431.73:62—343.539.2(—87)

О структуре литых распределительных валов и толкателей некоторых зарубежных образцов V-образных автомобильных двигателей

Канд. техн. наук Т. Г. ДЕМИДОВА, А. В. РУБИНЧИК,
А. М. ФРЕЙДЛИН, Н. Ф. ФРАНЦКЕВИЧ

Московский автомеханический институт. Уральский автозавод.
НИИТАвтопром

ПОВЫШЕННЫЕ нагрузки на толкатели и кулачки распределительных валов V-образных двигателей привели к необходимости найти новые сочетания материалов для этой пары.

В Советском Союзе и за рубежом начали применять литые распределительные валы в паре со стальными (цементованными) и чугунными толкателями. Как следует из литературы [1, 2], химические составы отливок весьма разнообразны: валки изготовляют из ковких чугунов, низколегированных серых, Z-металла, подвергая носики кулачков поверхностной закалке; из низколегированных серых чугунов с отбеленными носиками и из половинчатых чугунов.

Однако имеющиеся литературные данные не освещают с достаточной полнотой особенностей микроструктуры и фазового состава поверхностей трения пары с учетом особенностей технологических факторов, влияющих на формирование структуры половинчатых чугунов и обеспечивающих высокие эксплуатационные свойства: высокую износостойкость и контактную выносливость. Эти свойства, как показано в работах [3—5], зависят от микроструктуры. Имеющиеся в литературе данные [1, 2, 6] о микроструктуре пары не освещают также и взаимосвязи между формой и распределением графита и эвтектических карбидов, особенностей микроструктуры матрицы; вовсе отсутствуют сведения о качественной характеристике карбидов.

На Уральском автозаводе, в НИИТАвтопроме и Московском автомеханическом институте проводятся совместные работы по определению рациональных технологических процессов производства чугунных распределительных валов и толкателей, обеспечивающих высокую эксплуатационную стойкость пары для нового V-образного двигателя.

Для сопоставления структур отечественных толкателей и распределительных валов со структурой этой же пары зарубежных V-образных двигателей проведено исследование некоторых натурных зарубежных образцов (условно обозначены А, Б, В). Результаты исследования представляют определенный интерес для отечественного автомобилестроения.

В табл. 1 приведены технические характеристики двигателей.

В результате исследования двигателей А выявлено, что детали имеют химический состав, приведенный в табл. 2.

Температуры начала и конца эвтектидного превращения чугуна распределительного вала составляли: при нагреве $A_{c1}^n = 800^\circ$; $A_{c1}^k = 821^\circ$; при охлаждении $A_{c1}^n = 705^\circ$; $A_{c1}^k = 674^\circ$.

Твердость поверхностных зон кулачков HB 255—263; твердость центральных зон HB 224—239; твердость тарелки толкателей HRC 56,5—62,5; твердость стержней толкателей HRC 53—57.

Таблица 1

Наименование параметра	Двигатель		
	А	Б	В
Число цилиндров	8	8	8
Диаметр цилиндра в мм	114,8	114,8	120,7
Ход поршня в мм	106,7	107,95	108
Рабочий объем цилиндров в л	8,75	8,85	9,88
Степень сжатия	7,5	6,7	7,0
Эффективная мощность в л. с. при числе оборотов в минуту	277,3400	206,3000	260,3200
Максимальный крутящий момент в кгм при числе оборотов в минуту	67,5/2000	62/1800	70,5/2000

Таблица 2

Элементы	Количество химических элементов в % в деталях		Элементы	Количество химических элементов в % в деталях	
	Распределительный вал	Толкатель		Распределительный вал	Толкатель
C	3,26	3,25	Cu	1,12	—
Si	2,2	2,22	Ni	0,03	0,48
Mn	0,78	0,79	Ti	0,03	0,38
Cr	1,05	0,99	S	0,117	0,03
Mo	0,59	0,65	P	0,103	0,055

Микроструктура, как у кулачков, так и у толкателей, типична для половинчатых чугунов: в металлической основе залегают включения графита и эвтектические карбиды (карбиды, входящие в ледебурит).

Форма и характер распределения графита и эвтектических карбидов не однотипны и заметно изменяются как по контуру профиля, так и по сечению кулачков, а также от тарелки толкателя к стержню.

В поверхностных зонах носиков некоторых кулачков (на глубину до 0,6—0,7 мм) графит имеет преимущественно точечную и тонкопластинчатую форму, междендритное и сетчатое распределение (рис. 1, а); несколько глубже появляются розеточные скопления графита (рис. 1, б) и на глубине 1,5—2 мм пластинки графита заметно укрепляются, распределение их становится почти равномерным, наблюдаются гнездообразные выделения и графитная спель (рис. 1, в).

При точечной и тонкопластинчатой форме графита и междендритном или сетчатом его распределении, т. е. только в поверхностных зонах носиков некоторых кулачков, эвтектические карбиды имеют стрельчатую форму и направлены к рабочей поверхности (рис. 2, а).

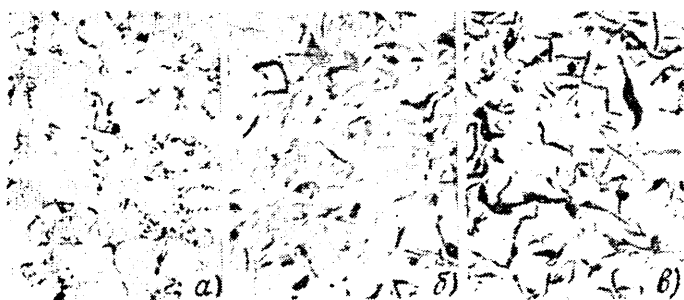


Рис. 1. Форма и распределение графита в кулачке (двигатель А) ($\times 100$)

При розеточном распределении графита эвтектические карбиды имеют равноосную форму и распределены по сетке (рис. 2, б).

Характерно, что направленная к рабочей поверхности ориентация карбидов резко изменяется, приобретая вначале сетчатое распределение с сохранением карбидов стрелчатой формы, а затем также резко изменяется и форма карбидов, переходя в равноосную.

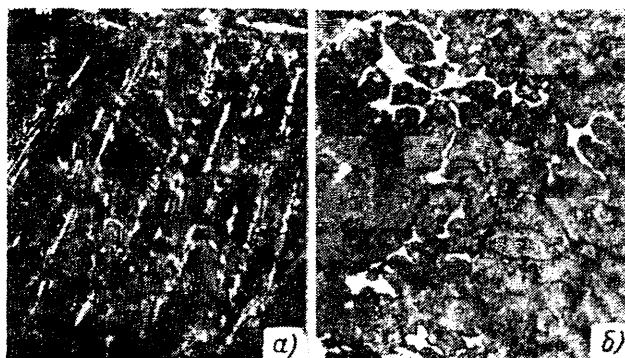


Рис. 2. Форма и распределение эвтектических карбидов в кулачке (двигатель А) ($\times 100$)

Такое изменение структуры указывает на ускоренное охлаждение вершин кулачков при их первичной кристаллизации.

В поверхностных зонах тарелки толкателя графит имеет форму тонкопластинчатых и точечных выделений. Распределение его в центре и в периферийных зонах тарелки различно: в периферийных зонах преобладают междендритное распределение, а в центральной зоне наряду с междендритным распределением отмечаются и разобщенные розеточные выделения графита. На глубине 1,5 мм от поверхности тарелки и далее, в стержне толкателя, графит имеет тонкопластинчатую форму и розеточное распределение.

Форма и распределение эвтектических карбидов в толкателях изменяются так же, как и в кулачках, главным образом, в связи с изменением распределения графита. При розеточном распределении графита эвтектические карбиды имеют равноосную форму и сетчатое распределение.

В поверхностных зонах кулачков структура матрицы состоит из сорбитообразного и тонкопластинчатого перлита и мелких включений вторичных карбидов. Глубже в отдельных местах наблюдаются участки крупнопластинчатого перлита и очень редко встречаются мелкие скопления феррита, расположенные в поле розеточных образований графита.

Различная степень дифференцированности пластинчатого перлита в пределах микрообъектов позволяет предположить, что распределительный вал не подвергался термической обработке, требующей нагрева выше критической точки A_{c1}^K , например, нормализации или высокотемпературному отжигу. Мог производиться отжиг для снятия литейных напряжений, требующий нагрева ниже A_{c1}^K . При этом, если этот вид обработки осуществлялся, то выдержка при нагреве была не-

продолжительной, поскольку в структуре не обнаруживаются следы сфероидизации эвтектоидных карбидов.

Металлические матрицы тарелки и стержня толкателя состоят из безыгольчатого мартенсита с очень мелкими зернами вторичных карбидов; на этом фоне располагаются включения графита и эвтектические карбиды (рис. 3). Перепад микротвердости металлической матрицы не превышает 19%. Это свидетельствует о достаточно равномерном распределении углерода и легирующих элементов в мартенсите и позволяет предположить, что толкатель подвергался предварительной обработке для получения более гомогенной структуры матрицы. Окончательная объемная закалка толкателя была выполнена с температурой, лишь немного превышающих температуру эвтектоидного превращения (A_{c1}^K). Это предопределило очень мелкое, безыгольчатое, сложение мартенсита без заметных следов остаточного аустенита.



Рис. 3. Структура металлической основы толкателя (двигатель А). Травлено спиртовым раствором смеси пикриновой и азотной кислот ($\times 500$)

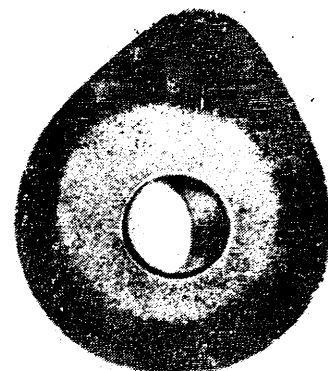


Рис. 4. Макроструктура кулачка (двигатель Б)

В результате исследования двигателя Б выяснено, что детали имеют химический состав, приведенный в табл. 3. Твердость поверхностных зон кулачков HRC 52—53 сохраняется на глубине до 10 мм. Затем она резко снижается и на глубине 12—14 мм составляет HRC 22—25. На рис. 4 и 5 показаны макроструктура и изменение твердости кулачка в плоскости его среднего сечения, указывающие на его поверхностное упрочнение.

Таблица 3

Элементы	Количество химических элементов в % в деталях		Элементы	Количество химических элементов в % в деталях	
	Распределительный вал	Толкатель		Распределительный вал	Толкатель
C	3,31	3,67	Ni	0,27	—
Si	2,08	2,13	Ti	0,02	0,024
Mn	0,76	0,69	Cu	0,10	—
Cr	0,92	0,062	S	0,13	0,03
Mo	0,73	—	P	0,11	0,12

Микроструктура кулачков и тарелки толкателя характерна для половинчатых чугунов, а стержень толкателя имеет структуру перлитного серого чугуна (со следами феррита).

Форма и характер распределения графита и эвтектических карбидов изменяются как по контуру, от вершины к затылку кулачков, так и по сечению от поверхностных зон к сердцевине. В вершине кулачка на глубину до 1 мм — графит тонкопластинчатый с междендритным и розеточным распределением. Эвтектические карбиды здесь имеют смешанную форму — стрелчатую и равноосную. Стрелчатые карбиды направлены к рабочей поверхности кулачка, а равноосные — ориентированы по сетке.

Глубже отмечается постепенное разобещение розеточных скоплений графита, укрупнение пластинок и соответствующую

шее изменение формы карбидов — они здесь равноосны и распределены по сетке.

Структура металлической матрицы кулачков в вершине и боковых частях профиля на глубину до 6—7 мм представляет собой крупноглыбчатый мартенсит со значительным количеством остаточного аустенита; это характеризует перегрев при закалке. Глубже — количество остаточного аустенита заметно уменьшается, мартенсит имеет мелкоглыбчатое строение; около розеточных скоплений графита появляется троостомартенсит. В незакаленной зоне структура состоит из тонкопластинчатого перлита.

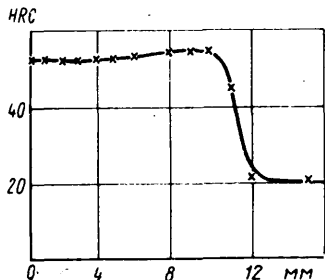


Рис. 5. Распределение твердости по сечению кулачка (двигатель Б)

Микроструктура толкателя в тарелке и стержне резко отличается. В тарелке толкателя графит имеет преимущественно точечную форму. В стержне толкателя количество включений графита увеличивается, они имеют смешанную форму — точечную и тонкопластинчатую — и распределены сравнительно равномерно.

Металлическая основа: в тарелке толкателя — пересекающиеся карбиды стрельчатой формы, ледебурит и перлит с дендритной ориентацией. Такая структура сохраняется на глубине 0,5 мм. Затем количество перлита увеличивается, карбиды стрельчатой формы исчезают, уменьшается количество ледебурита и появляются мелкие скопления феррита. Глубина отбеленного и переходного слоя составляет 3 мм.

В стержне толкателя: тонкопластинчатый перлит со следами феррита и островки двойной фосфидной эвтектики. Указанное изменение структуры по сечению толкателя позволяет предположить, что торец (тарелка) при кристаллизации отлички ускоренно охлаждался. Это предопределило образование на рабочей поверхности толкателя структуры половинчатого чугуна.

В двигателе В исследованию подвергался толкатель. Химический состав следующий: 3,4% С; 2,37% Si; 0,92% Mn; 0,52% Cr; 1,38% Ni; 0,95% Mo; 0,04% Ti.

Твердость тарелки HRC 57—58, стержня HRB 96—98.

Микроструктура толкателя такая: до травления в тарелке толкателя обнаружены единичные точечные включения графита, в стержне — мелкие точечные выделения, расположенные преимущественно в виде скоплений; после травления в тарелке толкателя наблюдались ледебурит, разделенный стрельчатыми эвтектическими карбидами, ориентированными почти перпендикулярно к плоскости тарелки, и перлит. Такая структура простирается на глубину до 5—6 мм. Глубже ледебурит распределяется по сетке, количество его уменьшается, появляются выделения феррита в виде бобообразных участков с дендритным распределением. Кроме того, отмечаются скопления очень мелких выделений феррита в междендритных полях. Указанная структура переходной зоны имеет протяженность около 2 мм. Оси дендритов направлены перпендикулярно к плоскости тарелки.

Микротвердость эвтектических карбидов проверялась на кулачках распределительных валов двигателей А и Б. При этом в отдельных микрообъемах выявлены большие колебания ее значений H_{50} 938—1267. Указанные колебания микротвердости эвтектических карбидов связаны, по-видимому, с неоднородным химическим составом карбидной фазы.

Травлением на фосфид по Короленко [7] были обнаружены включения тройной фосфидной эвтектики особого сложения (поля фосфида рассекают карбидную фазу), которые не выявляются при обычном травлении в 4%-ном растворе азотной кислоты (рис. 6).

Травление в щелочном растворе красной кровяной соли [8] позволило установить различную степень легированности эвтектидных, вторичных и эвтектических карбидов в чугунах распределительных валов двигателей А и Б и толкателей двигателя А. Эвтектические карбиды в указанных чугунах являются специальными высоколегированными карбидами (рис. 7). Высокая степень легированности эвтектических карбидов должна предопределять их повышенную теплостойкость и устойчивость к сфероидизации и графитизации при нагреве. От-



Рис. 6. Строение тройной фосфидной эвтектики: а — травлено 4% HNO₃, выявлены участки фосфида только в виде перемычек, соединяющих однородные белые поля карбидов (фосфиды и карбиды после травления белые); б — травлено по Короленко, в результате травления фосфиды окрасиваются, а карбиды остаются белыми, выявлены участки фосфидов, разделяющие отдельные поля карбидов

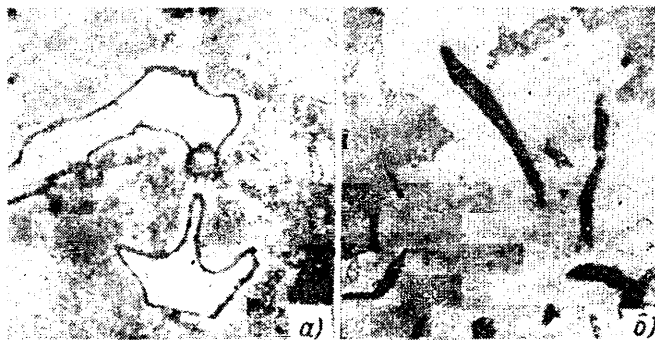


Рис. 7. Специальные эвтектические карбиды: а — травлено щелочным раствором пикриновой кислоты, эвтектические карбиды остались белыми, металлическая матрица слегка протравилась; б — травлено щелочным раствором красной кровяной соли, эвтектические высоколегированные карбиды окрасились, металлическая матрица не выявилась (× 500)

сюда вытекает целесообразность применения половинчатых чугунов, легированных хромом и молибденом, для изготовления деталей, работающих на трение и, в частности, для исследуемой пары. При высоких контактных давлениях, когда поверхности трения нагреваются до температур, близких к A_{c1} и выше, высоколегированные эвтектические карбиды могут оказать решающее влияние на износостойкость поверхностей трения.

Выводы

1. Распределительные валы отлиты из среднелегированных чугунов. В их состав введены карбидообразующие элементы — хром и молибден — и графитизирующие элементы — медь (двигатель А) и никель (двигатель Б). Металл валов имеет повышенное содержание марганца.

При выбранных химических составах в кулачках образуется структура половинчатого чугуна.

2. Характер распределения графита предопределяет форму и ориентацию эвтектических карбидов. При междендритной или сетчатой ориентации мелких включений графита эвтектические карбиды имеют стрельчатую форму и ориентированы к поверхности. Такая форма и ориентация их обнаружена лишь в поверхностных зонах носиков некоторых кулачков на глубину до 0,7—1,0 мм.

Наличие только в поверхностных зонах носиков кулачков точечных и мелкопластинчатых включений графита с междендритным или сетчатым распределением и эвтектических карбидов стрельчатой формы, ориентированных к рабочей поверхности, или смешанной формы — стрельчатой и равноосной — указывает на направленное ускоренное охлаждение отливок в

этих зонах при их первичной кристаллизации. В двигателе А использованы кулачки без поверхностного упрочнения, а в двигателе Б — с поверхностной закалкой по всему профилю.

Для работы в паре с литыми чугунными валами фирмы, выпускающие двигатели А и Б, используют чугунные толкатели.

Фирма, выпускающая двигатели А, отливает толкатели из хромомолибденоникелевого чугуна и подвергает их объемной термической обработке. Твердость тарелки $HRC\ 56,5-62,5$, твердость стержня $HRC\ 53-57$. Толкатели работают с кулачками, имеющими твердость $HB\ 255-263$.

Фирма, выпускающая двигатели Б, применяет толкатели из нелегированного чугуна. Тарелка толкателя имеет структуру половинчатого чугуна с большим количеством ледебурита и карбидов, твердость тарелки $HRC\ 53-57$; стержень имеет структуру серого чугуна и твердость $HB\ 229$. Упрочняющим режимом термообработки толкатели не подвергаются и работают в паре с поверхностно закаленными кулачками. Твердость кулачков $HRC\ 52-53$.

Фирма, выпускающая двигатели В, применяет литые толкатели с отбеленной тарелкой из хромомолибденоникелевого чугуна. Глубина отбела 5—6 мм. Твердость тарелки $HRC\ 57-58$.

4. Особенностью микроструктуры исследованных половинчатых чугунов, легированных хромом и молибденом, является наличие высоколегированной карбидной фазы — эвтектических

карбидов, которые при обеспечении направленного охлаждения отливки приобретают стрелчатую форму и ориентированы к рабочей поверхности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Захаров В. А. Материалы для литых распределительных валиков автомобильных двигателей, ЦБТИ автомобильных двигателей. ЦБТИ автомобильной промышленности, 1959.
2. Корчемный Л. В. Повышение надежности кулачков распределительного вала и толкателей клапанов автомобильных двигателей (по материалам изданий США). ЦБТИ автомобильной промышленности, 1959.
3. Грозин Б. Д. Износ металлов, ГНТИ, 1951.
4. Ващенко К. И., Жук В. Я. Контактная прочность чугуна с шаровидным графитом. Материалы Совещания по контактной прочности машиностроительных материалов. Институт машиноведения, 1961.
5. «Трение и износ в машинах», АИ СССР, сб. X, XII, XIII, 1955, 1958, 1959.
6. «Giesserei», т. 48, № 8, 1961.
7. Вопросы литейного производства и термическая обработка чугуна. Сб. МАМИ, 1956.
8. Методика и практика металлографического исследования инструментальной стали. сб. ВНИИ, 1962.

УДК 629.1.—442:62—585.92:621.785.6

Закалка цементуемых конических шестерен большого диаметра в штампе

В. А. ЛАДАНОВ, В. И. КОЦУР

Белорусский автозавод

ДО ПОСЛЕДНЕГО времени при внедрении в производство нового автосамосвала БелАЗ-540 грузоподъемностью 27 т проблемным вопросом было получение удовлетворительного зацепления шестерни главной передачи редуктора заднего моста.

При закалке ведомой конической шестерни (рис. 1) в штампе существующей конструкции не получали требуемых по чертежу показателей: неплоскостность торца с периферии $\pm 0,08$ мм и со стороны отверстий $-0,2$ мм. Испытывали разные варианты изменений в конструкции штампа. Окончатель-

ное кольцо, т. е. смещение точки качения кулачка на 20 мм относительно прежней. В результате этого давление наружного кольца на шестерню увеличилось на 30%.

Для получения стабильных результатов существенным фактором было увеличение зазора между внутренним диаметром обоймы и наружным диаметром наружного кольца 3 мм, причем по высоте наружное кольцо было проточено на конус.

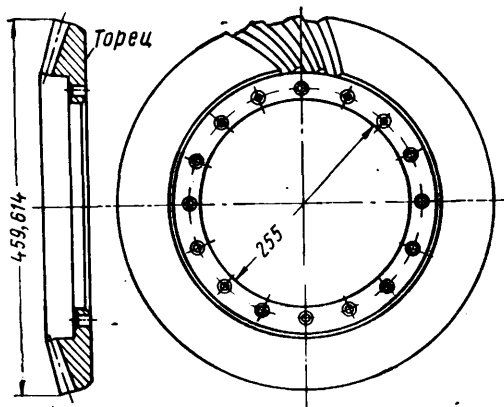


Рис. 1

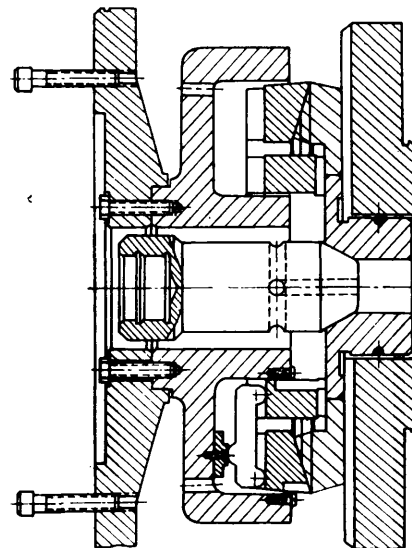


Рис. 2

ный вариант штампа, в котором были получены требуемые результаты, приведен на рис. 2.

Основным изменением в конструкции штампа следует считать увеличение плеча рычага давления на наружное верхнее

Все это дало возможность наружному и внутреннему кольцам избежать заклинивания и работать как плавающей паре.

Предприятия	Показатели	Наружный диаметр шестерни в мм	Модуль	Неплоскостность шестерни с периферии в мм	Неплоскостность шестерни со стороны отверстий в мм	Эллипс по внутреннему диаметру в мм
Горьковский автозавод	Техусловия автомобиля ГАЗ-12	223	5,439	0,075	0,12	0,075
	Техусловия автомобиля ГАЗ-63/51	321,5	8,15	0,1	0,2	—
Некоторые заводы США	Техусловия за 1963 г.	330—457,2	—	0,076	0,152	0,076
Белорусский автозавод	Практический результат до изменения конструкции штампа	459,614	12	0,25—0,35	0,08—0,1	0,1—0,3
	Практический результат после изменения конструкции штампа	459,614	12	0,05—0,08	0,08—0,15	0,05

Таким образом, были получены желаемые результаты при закатке конической ведомой шестерни редуктора заднего моста.

В таблице сравниваются технические условия на ведомую шестерню некоторых заводов с полученными результатами.

Стабильный размер по внутреннему диаметру 255 мм с эллипсом не более 0,05 мм получен за счет регулирования давления на конус. Если давление воздуха на наружное и внутреннее кольца дается максимальное (6 атм), то на конус подается воздух под давлением 4—4,5 атм. При большем давлении шестерню раздувает по диаметру 255 мм сверх допус-

тимого, причем, как правило, увеличивается эллипс и неплоскостность шестерни со стороны отверстий. После термообработки ведомая шестерня на заводе не шлифуется.

ЛИТЕРАТУРА

1. Соколов К. Н. Оборудование термических цехов. Машгиз, 1957.
2. Проектирование зубчатых, конических и гипоидных передач (инструкционные материалы фирмы «Глисон», США). Пер. с англ., 1963.

УДК 621.431.73.62—3:621.963

Холодное выдавливание сферы вместо механической обработки

А. Б. НОВИКОВ, Б. А. ПЕТУХОВ

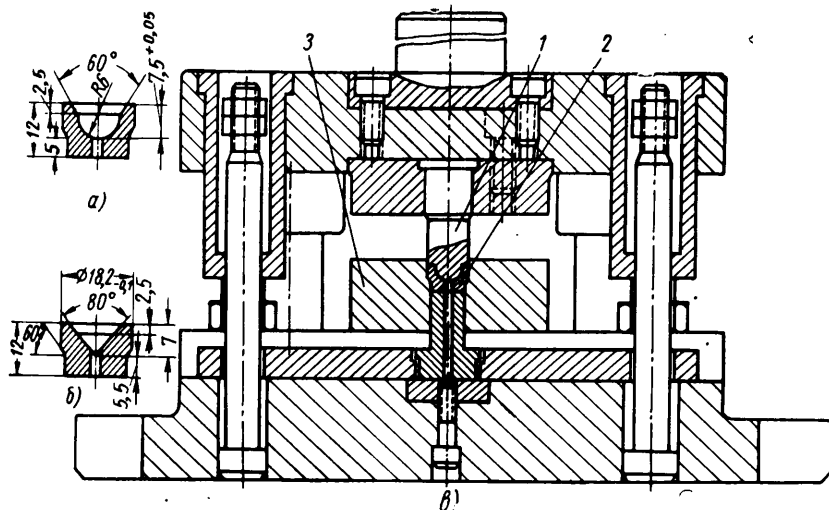
Ярославский моторный завод

НА ЯРОСЛАВСКОМ моторном заводе для двигателей ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238 сфера пяты толкателя (рис. а) обрабатывалась на шестишпиндельных горизонтальных автоматах Киевского завода модели 1А240-6 двухперовыми фасонными сверлами. Обработка сферы являлась лимитирующей операци-

ей, которая не давала возможности повысить производительность труда. Заточка фасонных сверл была очень сложной, и в то же время сверла не обеспечивали требуемой чистоты поверхности $\nabla 8$, правильных размеров и формы сферы и имели низкую стойкость. После обработки на автоматах сфера подвергалась дополнительной полировке абразивным порошком на сверлильных станках. В процессе полирования происходило шаржирование поверхности сферы абразивом, что вызывало в процессе эксплуатации двигателей повышенный износ сопрягаемых деталей.

Лабораторией резания завода внедрен в производство новый технологический процесс, предусматривающий получение сферы $R=6$ мм методом холодного выдавливания в штампе вместо механической обработки.

Согласно новому технологическому процессу пяты толкателя обрабатываются на автоматах, где для обеспе-



чения правильного формообразования сферы осуществляется только зацентровка под углом $2\varphi=80^\circ$ (рис. б).

После механической обработки детали подвергаются фосфатированию, что обеспечивает хорошее образование формы и увеличивает стойкость штампа.

Выдавливание сферы выполняется на кривошипном прессе К-2130А усилием 100 т за один двойной ход ползуна прессы в сдвиге на закрытом штампе (рис. в).

Пуансон 1 изготавливается с буртом, что стабильно обеспечивает размер $7,5^{+0,05}$ мм от вершины сферы до верхнего торца детали 2. Пуансон и матрица 3 изготовлены из стали У10А.

Сфера пуансона шлифуется и полируется до чистоты $\nabla 10$. Новый технологический процесс обеспечивает правильность геометрии сферы при чистоте ее поверхности $\nabla 8$, а также позволяет ликвидировать полирование сферы.

Отсутствие шаржирования, а также целостность волокон и наклеп поверхностного слоя в процессе выдавливания позволили повысить долговечность сопрягаемых деталей на износ на 25—30%.

• Внедрение данного технологического процесса в производство только за счет снижения трудоемкости и экономии режущего инструмента дало 1897 руб. экономии в год.



УДК 629.11.012.5(—87)

ПУТИ РАЗВИТИЯ КОНСТРУКЦИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ШИН И КОЛЕС

НАПРАВЛЕНИЕ развития конструкций шин и колес определяется современными тенденциями развития автомобилей. Совершенствование конструкций автомобилей идет в направлении повышения их максимальных скоростей движения, комфортабельности, безопасности движения, экономичности по расходу топлива, долговечности, надежности и простоты обслуживания. Указанные характеристики в большой степени зависят от параметров шин и колес, являющихся связующим звеном между автомобилем и дорогой. В связи со значительным повышением скоростей и постоянно возрастающей плотностью движения автомобилей на дорогах к наиболее важному требованию относится безопасность движения.

В настоящее время главным направлением в развитии шин в мировой практике является совершенствование шин обычной конструкции. Так, за последнее десятилетие вес шин уменьшился на 20—25%, повышена их грузоподъемность на 15—20%, резко увеличен срок службы шин, уменьшено их сопротивление качению на 10—15%, повышены тягово-сцепные качества, уменьшены дисбаланс и биение примерно на 15%, повышена стабильность продукции, проведена широкая специализация шин по условиям эксплуатации, все шире применяются бескамерные шины.

Указанное достигнуто за счет улучшения качества применяемых материалов, совершенствования рецептур резины и технологии изготовления шин, повышения культуры производства и эксплуатации шин.

Шины и колеса легковых автомобилей. В наиболее развитых капиталистических странах шины легковых автомобилей по количеству выпуска занимают первое место. Совершенствованию конструкции таких шин уделяется большое внимание. Основные технические требования к современным шинам легковых автомобилей таковы: безопасность движения, комфортабельность езды, экономичность [1], причем требование безопасности движения считается основным.

Наиболее значительным шагом в развитии конструкций обычных шин легковых автомобилей следует считать в настоящее время переход от шин с четырехслойным каркасом к шинам с более эластичным двухслойным каркасом [2]. Этот переход стал возможен после соответствующей разработки улучшенных материалов, обеспечивающих износостойкость протектора, прочность и долговечность шин, эквивалентных шинам с четырехслойным каркасом. При таких же, как у четырехслойных шин, износостойкости протектора, сопротивляемости расслоению и приспособленности к восстановлению протектора, двухслойные шины имеют меньшее сопротивление качению, более высокое сцепление с дорожным покрытием, обеспечивают большую плавность хода и допускают более высокие максимальные скорости движения. Недостатком двухслойных шин является несколько меньшая сопротивляемость их проколам и порезам.

Появление двухслойных шин непосредственно связано с уменьшением высоты профиля шин легковых автомоби-

лей. У современных двухслойных шин отношение высоты профиля к ширине составляет 0,88, а у шин с радиальным кордом (шины типа Р) 0,80. Уменьшение указанного отношения обусловлено стремлением повысить сопротивляемость шин боковому уводу. В настоящее время в США выпускают шины с еще более низким профилем, у которых отношение высоты профиля к ширине составляет 0,79.

Основная масса легковых автомобилей США оснащается подобными низкопрофильными шинами. В Европе эти шины также получают все большее распространение.

Интересным является отход в ряде случаев от тенденции уменьшения посадочного диаметра шин и возвращение к шинам с большим посадочным диаметром. Это связано, в частности, с применением дисковых тормозов, требующих для своего размещения большего пространства внутри обода. Для сохранения размеров колеса по диаметру высота профиля уменьшается с одновременным увеличением его ширины. Например, в Европе выпускаются шины типа Р с посадочным диаметром 14" вместо обычных шин с диаметром 13", а в США — низкопрофильные шины с посадочным диаметром 15" вместо обычных шин с диаметром 14".

Новым направлением в развитии конструкций шин легковых автомобилей является создание шин с асимметричным рисунком и профилем протектора [3, 4]. Впервые эти шины были выпущены западногерманской фирмой Вайт-Пирелли. Профиль протектора шин чо-

вого типа является несимметричным относительно каркаса (рис. 1, а), причем одна плечевая часть (внешняя) имеет закругленную форму и выполнена в виде массивного продольного кольца. Асимметричные шины были созданы на основе экспериментов с обычными шинами, у которых имеется асимметричный односторонний износ, вызванный несимметричным распределением напряжений в контакте при криволинейном

эффективное средство повышения безопасности движения и тягово-тормозных качеств автомобилей при движении на зимних укатанных и обледенелых дорогах. В указанных условиях тормозные возможности автомобилей и динамические качества улучшаются при использовании шин этого типа примерно на 30%. Помимо Швеции, Норвегии, ФРГ, Швейцарии и Англии, зимние шины с шипами противоскольжения начинают

тектора асимметричного типа. В этом случае внешнее (по отношению к автомобилю) продольное нерасчлененное ребро протектора повышает стабильность качения шины по кривой и сцепление на сухом покрытии, а остальная часть протектора с зимним рисунком и металлическими шипами служит для реализации повышенных тягово-сцепных качеств на зимней скользкой дороге. Характерная зимняя шина асимметричного типа показана на рис. 1, в. К указанным типам асимметричных шин относятся также зимние шины с радиальным расположением питей корда, выпускаемые, например, фирмами Энглеберт, Данлоп.

Некоторые фирмы выпускают зимние шины без шипов, но с заранее вулканизированными отверстиями, в которые шипы могут по желанию вставляться в специализированных мастерских.

Большие возможности оборудования шин металлическими шипами имеются при ремонте шин наложением протектора. Это, в частности, широко практикуется австрийским филиалом фирмы Файерстон. Ассортимент выпускаемых западно-германскими фирмами зимних шин чрезвычайно широк. Только одной фирмой Континенталь выпускается 190 различных моделей и размеров зимних шин.

В настоящее время все ведущие фирмы в широких масштабах выпускают для легковых автомобилей шины с нейлоновым каркасом. Эти шины обладают рядом специфических качеств, в частности, допускают значительно большую скорость движения. В основном все шины легковых автомобилей делятся сейчас на три группы в соответствии с максимальной допустимыми скоростями движения. В связи с этим для легковых шин введено специальное международное обозначение. Обычное обозначение предполагает максимально допустимую скорость движения 150 км/ч. Шины из нейлонового корда с максимальной допустимой скоростью движения до 175 км/ч имеют в обозначении размера букву S. Шины из нейлона с максимальной допустимой скоростью движения свыше 175 км/ч имеют в обозначении размера букву H. К обозначению шин типа P добавляется буква R, соответственно указанные типы шин (типы по скорости движения) при радиальном расположении питей корда имеют обозначение SR и HR. Разница между скоростными и обычными шинами заключается прежде всего в конструкции каркаса.

Ведущие западноевропейские фирмы выпускают широкий ассортимент легковых шин типа P. Как показывают испытания и практика эксплуатации шин типа P в этих странах основными преимуществами шин этого типа являются больший (на 30—50%) срок службы, меньшее (на 10—15%) сопротивление качению, меньший (на 8—10%) вес, меньшие углы увода и лучшая стабильность качения по кривой [7]. Применение шин типа P на легковых автомобилях приводит в ряде случаев к появлению шумов и вибраций. Для покрытий типа булыжной или брусчатой мостовой шины типа P рассматриваются как непригодные. По мнению всех фирм, комфортабельность езды на

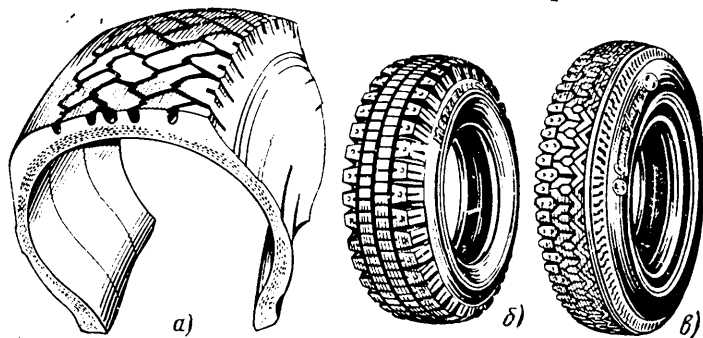


Рис. 1. Шины:

а — с асимметричным относительно каркаса рисунком протектора (разрез); б — с рисунком протектора зимнего типа с шипами противоскольжения; в — асимметричная с шипами противоскольжения

движении. Фирмой указываются следующие основные преимущества шин нового типа:

- 1) улучшение управления автомобилем при быстром движении на поворотах, возможность движения с более высокими скоростями по мокрым дорогам;
- 2) меньший путь торможения автомобиля;
- 3) значительное уменьшение юза и буксования ведущих колес и возможность более интенсивного разгона;
- 4) лучшее «держание» дороги;
- 5) больший срок службы.

В настоящее время асимметричные шины выпускаются фирмой для легковых автомобилей Мерседес-Бенц 220, Опель «Рекорд» 1500, 1700 и Купе, Форд 17М, Форд 17М/ТС и Фольксваген 1500, 1500S и Карман Гиа-Купе. Предполагается расширить ассортимент этих шин и для автомобилей других моделей.

Все шины имеют нейлоновый каркас и бескамерную конструкцию. Внимание шинных фирм сосредоточено на объединении конструктивных признаков асимметричных шин и шин типа P. Считается, что применение принципа асимметричности дает возможность еще более повысить сопротивляемость шин типа P боковому уводу. Характерно, что асимметричные шины выпускаются не как стандартное оборудование автомобиля вообще (с определенным размером колес), а как конструктивный элемент, соответствующий специфическим конкретным особенностям автомобиля данной модели. Стоимость асимметричных шин на 10—15% выше стоимости обычных.

В течение последних двух лет внимание всех ведущих европейских шинных фирм было сосредоточено на совершенствовании конструкций и расширении выпуска шин зимнего типа с металлическими шипами (рис. 1, б) [5, 6]. Зимние шины с шипами противоскольжения получили в Западной Европе очень широкое распространение, как весьма эф-

фективные средства повышения безопасности движения и тягово-тормозных качеств автомобилей при движении на зимних укатанных и обледенелых дорогах. В указанных условиях тормозные возможности автомобилей и динамические качества улучшаются при использовании шин этого типа примерно на 30%. Помимо Швеции, Норвегии, ФРГ, Швейцарии и Англии, зимние шины с шипами противоскольжения начинают

выпускаться в США. Современные шины с шипами противоскольжения имеют высокую надежность крепления шипа в шине. Как показали испытания, даже при износе протектора на 50% для самопроизвольного вылета шипа из шины при движении автомобиля необходима сила 25—50 кг, а центробежная сила, действующая на шип при скорости движения 150 км/ч, составляет около 3 кг. Для уменьшения теплообразования и повышения долговечности шин в них рекомендуется поддерживать давление на 0,2 кг/см² больше, чем в обычных шинах. По данным различных фирм, срок службы шин с шипами противоскольжения в настоящее время не уступает сроку службы шин без шипов.

Дальнейшим шагом в развитии конструкций зимних шин с металлическими шипами является использование принципа асимметричности протектора в этих шинах. Проблема зимних шин с металлическими шипами считается в странах Западной Европы в известной степени решенной. Ведущие шинные фирмы серийно выпускают эти шины. В 1963 г. спрос на шины с металлическими шипами превысил объемы выпуска.

Шины с металлическими шипами при движении автомобиля по дорогам с сухим твердым покрытием имеют ряд недостатков. К ним относятся меньшая сопротивляемость боковому уводу при движении по кривым, больший тормозной путь автомобиля, более высокое сопротивление качению, возникновение вибраций, более раннее появление дисбаланса, больший шум.

В связи с этим в настоящее время изыскиваются компромиссные конструктивные решения, которые позволили бы наряду с высокими сцепными качествами на обледенелой и накатанной снежной дороге получить нормальную работу зимних шин на сухом дорожном покрытии. Одним из таких решений является применение для зимних шин про-

шинах типа Р существенно ниже, чем на шинах обычной конструкции. В отношении последнего качества в указанных странах существует мнение, что на очень высоком уровне находятся современные шины обычной конструкции. Шины типа Р считается целесообразным рекомендовать для водителей, которые по манере своей езды склонны к интенсивным разгонам, к быстрому движению по кривой и т. п. и в связи с этим готовы мириться с другими недостатками шин этого типа. Для автомобилей с максимальными скоростями движения свыше 170 км/ч шины типа Р рассматриваются как лучшее компромиссное решение и должны поэтому постепенно вытеснять спортивные шины типа Супер. При выборе типа шин (стандартных или типа Р) для данного автомобиля рекомендуется тщательно учитывать особенности последнего, помня, что шины типа Р пригодны не для каждого автомобиля. В соответствии с этим шины типа Р выпускаются ведущими фирмами в определенном процентном отношении к обычным. Основной объем выпуска составляют по-прежнему шины обычной конструкции.

В последние годы фирмой Пирелли был начат выпуск легковых шин со съёмным протектором. В связи с рядом недостатков, выявленных в процессе эксплуатации, производство указанных шин было прекращено. В настоящее время работы по шинам этого типа продолжаются, однако перспективы их применения на легковых автомобилях пока не ясны.

В настоящее время совершенно четко вырисовывается тенденция перевода всего парка легковых автомобилей на бескамерные шины, преимущества которых хорошо известны.

В последние годы характеристики шин зарубежных фирм были значительно улучшены за счет существенного улучшения рецептуры и технологии производства новых резиновых смесей. Значительно усовершенствованы также технологические процессы приготовления резинкордных материалов и сборки шин, причем особое внимание обращается на тщательный контроль отдельных операций.

Конструкцию дисковых колес с глубоким ободом для легковых автомобилей можно считать достаточно установившейся. Для колес характерна тенденция к увеличению посадочной ширины обода. Последнее способствует улучшению сопротивляемости шины боковому уводу и позволяет в определенных пределах повысить грузоподъемность колеса. При чрезмерном увеличении ширины обода существенно ухудшаются упругие характеристики шин, а в плечевой части последних возникают повышенные напряжения. В связи с этим увеличение ширины обода рационально только в определенных пределах. В настоящее время за рубежом для шин обычного профиля применяют ободья с отношением ширины обода к ширине профиля шины 0,72. Для низкопрофильных шин и шин типа Р это отношение берут равным 0,75.

Тенденция снижения собственного веса автомобилей приводит к все большему применению алюминиевых сплавов

для изготовления колес. Наряду со значительно меньшим весом подобные колеса при одинаковой с обычными прочностью обладают высокой антикоррозионной стойкостью и не требуют специальной окраски.

Шины и колеса грузовых автомобилей и автобусов. В настоящее время за рубежом четко выражена тенденция специализации шин по назначению [7]. Как правило, современные шины грузовых автомобилей по

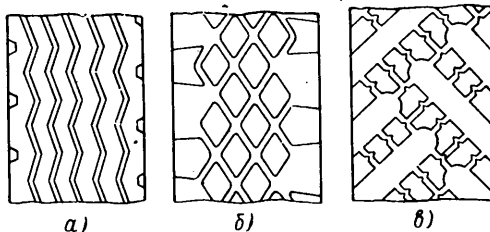


Рис. 2. Типы рисунков протектора

своему рисунку протектора и конструктивному выполнению остальных элементов соответствуют вполне определенным сферам использования. Шины для усовершенствованных дорог характеризуются рисунком протектора большой насыщенности (до 80—85%) с продольными ребрами и тонким профилированием (рис. 2, а), что значительно повышает срок службы протектора и обеспечивает очень хорошее взаимодействие с дорогой в боковом направлении. Это важно для современных грузовых автомобилей и автобусов, характеризующихся высокими динамическими качествами. Такой рисунок протектора называется дорожным. Выпуск шин с рисунком протектора в виде шашек за рубежом для усовершенствованных дорог уже прекращен.

Шины, предназначенные для работы на грунтовых и загрязненных усовершенствованных дорогах, имеют рисунки протектора (рис. 2, б), характеризующиеся наличием сплошных ребер или отдельных шашек посередине беговых дорожек и коротких поперечных грунтозацепов в плечевых зонах. Рисунок протектора такого типа принято называть универсальным. При интенсивном использовании шин с универсальным рисунком протектора на дорогах с усовершенствованным покрытием их износ оказывается на 10—15% большим по сравнению с шинами, имеющими дорожный рисунок, особенно при движении с большими скоростями. Для снижения износа этих шин рекомендуется двигаться с несколько меньшими скоростями. При близких перевозках это дает незначительную потерю в производительности автомобиля, зато позволяет получить существенную экономию на шинах. Шины такого типа используют преимущественно на автомобилях-самосвалах.

Для работы на мокрых грунтовых дорогах и местности рекомендуется применять шины с рисунком протектора повышенной проходимости (рис. 2, в). На дорогах с усовершенствованным по-

крытием использование таких шин неэкономично, так как они имеют неравномерный и интенсивный износ грунтозацепов, повышенную шумность при движении и создают вибрации в трансмиссии автомобиля.

В сфере шин грузовых автомобилей наблюдается тенденция к все большему расширению выпуска усиленных шин повышенной грузоподъемности. В ряде случаев максимально допустимые нагрузки на эти шины значительно превышают предусмотренные нормами TRA (США), TWS (Англия) или DIN (ФРГ).

Расширяется выпуск бескамерных шин, особенно в США. Массовые грузовые автомобили Шевроле (всех 74 модификаций) и Форд (всех 79 модификаций) выпускаются исключительно на бескамерных шинах. Из 37 моделей массовых грузовых автомобилей Додж на бескамерных шинах выпускается 21 модель. Новая модель грузового автомобиля Форд-950 (полный вес 21 300 кг) имеет бескамерные шины 11,00—22,5 (что соответствует камерным 10,00—20), монтируемые на бездисковые глубокие ободья. Автомобиль Форд-850 (полный вес 15 100 кг) имеет бескамерные шины 9,00—22,5 (что соответствует камерным 8,25—20).

Применение бескамерных шин в сочетании с глубокими ободьями, особенно при бездисковой конструкции колеса, позволяет значительно снизить собственный вес автомобиля. Одновременно бескамерные шины имеют меньшее по сравнению с камерными сопротивление качению и больший срок службы.

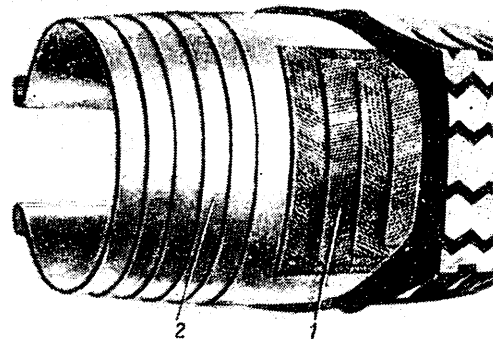


Рис. 3. Срез шины типа Р грузового автомобиля;

1 — слой брекера; 2 — слой каркаса с радиальным расположением штейл корда

Весьма важным этапом в развитии конструкций шин является создание шин типа Р для грузовых автомобилей (рис. 3). Этому направлению уделяется большое внимание как шиной промышленностью СССР, так и ведущими зарубежными шинными фирмами. В последние годы наблюдается увеличение выпуска шин типа Р для грузовых автомобилей. Такие шины имеют ряд серьезных преимуществ перед шинами обычной конструкции. Шины типа Р обладают значительно большим сроком службы (в зависимости от дорожных условий в 1,5—2 раза), меньшим сопротивлением качению (на 10—15%), несколько меньшим весом, обеспечивают автомобилям лучшие динамические качества. К основным недостаткам таких

шины следует отнести их повышенную боковую эластичность, жесткую езду при движении по неровным дорогам, повышенную чувствительность боковин к повреждениям.

В настоящее время шины типа Р выпускаются главным образом для интенсивно эксплуатируемых автомобилей с соответственно интенсивным износом шин. Считается, что в этом случае наблюдающаяся при малых скоростях движения более жесткая езда с избытком покрывается многообразными преимуществами шин типа Р. Шины типа Р показывают хорошие качества также и при движении по зимним дорогам. Однако из-за слабости боковин на шинах типа Р совершенно недопустим монтаж цепей противоскольжения. Меньшая жесткость и демфирующая способность шин типа Р вызывают в ряде случаев меньшую устойчивость движения и повышение вибрации. Первое особенно проявляется на короткобазных автомобилях, например, на самосвалах. Поэтому на таких машинах их стараются не применять. Вопросу повышения боковой устойчивости грузовых автомобилей на шинах типа Р у нас в стране и за рубежом уделяется большое внимание. Фирмы ищут возможности улучшения характеристик шин, связанных с устойчивостью движения. При всех достоинствах шин типа Р для полной реализации заложенных в них потенциальных возможностей и преимуществ должно быть обеспечено конструктивное соответствие автомобиля и шин.

Несмотря на наличие за рубежом ряда патентов на шины со съёмным протектором, промышленное производство их для грузовых автомобилей в настоящее время отсутствует.

В Советском Союзе довольно широко были развернуты и продолжают сейчас работы по шинам со съёмным протектором. На сегодняшний день к промышленному производству рекомендованы шины РС для автомобилей ГАЗ-51. По данным испытаний пробег этих шин в хороших дорожных условиях при трех-, четырехкратной замене колец достигает 200 тыс. км и более. Однако применительно к шинам РС вопрос устойчивости движения автомобиля стоит значительно более остро, чем при шинах Р. Кроме того, шины РС имеют больший вес и большее сопротивление качению. Несмотря на указанное, развитие работ по шинам РС заслуживает внимания.

На последней международной автомобильной выставке во Франкфурте-на-Майне рядом известных шинных фирм были представлены шины зимнего типа с металлическими шипами в протекторе, предназначенные для грузовых автомобилей и автобусов. До сих пор существуют разноречивые мнения о возможности применения этих шин на автомобилях указанных типов с точки зрения сохранения дорожного покрытия. В ряде случаев считается, что этот вопрос имеет подчиненный характер по сравнению с обеспечиваемой безопасностью движения на обледенелых и снежных укатанных дорогах.

Применение металлических шипов в шинах приводит к резкому улучшению тягово-сцепных качеств автомобилей на

обледенелых и снежных укатанных дорогах. Специальные испытания 16-тонного грузового автомобиля, работающего в составе 32-тонного автопоезда, показали, что тормозные и тяговые качества и сопротивление боковому скольжению у автомобиля на новых шинах значительно выше, чем на обычных шинах (шины с металлическими шипами были установлены только на автомобиле-тягаче).

В настоящее время шины с металлическими шипами могут быть рекомендованы на седельных тягачах, автопоездах, всех грузовых автомобилях, работающих в горной местности, снегоочистительных машинах. Хотя шины с металлическими шипами дороже, чем шины обычного типа, считается, что эти затраты будут покрыты в результате повышенной производительности автомобилей и безопасности движения как самих автомобилей, так и работающего на них персонала, тем более, что разница в стоимости шин с шипами и без них не так велика, как у шин легковых автомобилей.

Весьма давним желанием автомобилестроителей является замена двухскатных колес со свойственными им неравномерным износом шин и большим пространством, занимаемым ими по ширине автомобиля, односкатными колесами с шинами того же диаметра и той же грузоподъемности, что и двухскатные. В настоящее время эта проблема решается путем применения широкопрофильных шин [7—9]. Первоначально эти шины стали применять фирмы, изготовляющие прицепы и полуприцепы. Широкопрофильные шины позволили реализовать более широкую колею, снизить центр тяжести и повысить боковую устойчивость. Фирма Кэсборер применяет широкопрофильные шины на серийно выпускаемых самосвалных прицепах, двух- и трехосных прицепах для магистральных перевозок, магистральных полуприцепах-рефрижераторах и полуприцепах-цистернах для перевозки цемента. Фирмы, производящие грузовые автомобили, также проводят опробование этих шин, которые представляются приемлемыми особенно для автомобилей-самосвалов. Некоторые фирмы, например Ман, уже приступили к серийному выпуску самосвалов с корытообразным кузовом на широкопрофильных шинах. Выпускаются также трехосные седельные тягачи 6×4 с широкопрофильными шинами на задней тележке.

К важнейшим преимуществам широкопрофильных шин относятся: меньший (на 20—25%) вес, что обеспечивает уменьшение неподрессоренных масс и соответствующее повышение грузоподъемности транспортных средств, лучшее сцепление с дорогой за счет более широкой беговой части протектора и более полного контакта с дорогой по всей его ширине, уменьшение расхода топлива ввиду меньшего сопротивления качению, меньшая жесткость, меньший износ тормозов за счет лучшего их охлаждения, большая безопасность движения и меньшая подтвержденность шин повреждениям по сравнению с двухскатными колесами (между последними возможно застревание камней, грязи т. п.). Широкопрофильные шины повышают статиче-

скую устойчивость самосвалных прицепов при опрокидывании кузова. Как сообщается, у прицепов на широкопрофильных шинах отсутствует раскачивание и влияние в процессе движения. Как показали испытания фирмы Кэсборер, высокая эластичность широкопрофильных шин позволяет в ряде случаев создавать конструкции прицепов без специальной рессорной подвески. Широкопрофильные шины могут устанавливаться как на специальные дисковые колеса, так и бездисковые колеса, в том числе и с ободьями типа «Трилекс».

В Советском Союзе разработка конструкций и производство широкопрофильных шин ведется по двум направлениям: широкопрофильные шины с регулируемым давлением, предназначенные для повышения проходимости полноприводных автомобилей, и широкопрофильные шины для замены двойных колес.

Шины типа «Липсонд» выпускаются в небольших количествах на экспорт фирмой Метцлер (ФРГ). Шины предназначены для специально спроектированных автомобилей высокой проходимости.

В нашей стране разработан ряд конструкций арочных шин, предназначенных для резкого повышения проходимости обычных грузовых автомобилей типа 4×2 и 6×4. Их наиболее целесообразно использовать в осенне-зимне-весенний период в условиях смешанных дорог и бездорожья. В этих условиях они имеют высокий срок службы и обеспечивают большую экономическую эффективность. На сухих твердых дорогах особенно в жаркое время они имеют повышенный износ грунтозацепов. В таких условиях использовать их нецелесообразно.

Довольно широкое распространение в США на специальных машинах, предназначенных для работы на снегу и болотах, имеют пневмокатки. Фирмой Гудбир выпускаются 18 различных модификаций пневмокатков с гладким протектором и профилированным рисунком.

В колесном производстве в настоящее время четко различаются два направления: дисковые и бездисковые спицевые колеса. Наиболее широкое распространение имеют дисковые колеса [7]. Бездисковые спицевые колеса применяются преимущественно на грузовых автомобилях большой грузоподъемности. Они обладают высокой прочностью, обеспечивают более интенсивное охлаждение тормозных барабанов и имеют меньший вес по сравнению с дисковыми колесами тех же размеров, но несколько дороже дисковых (более подробно этот вопрос рассмотрен в работе [10]).

В связи с перспективностью бескамерных шин и широким применением их на грузовых автомобилях большое распространение получают колеса с глубокими ободьями. Такие колеса делаются как дисковыми, так и бездисковыми. Они прочны, надежны, экономичны в изготовлении, имеют малый вес и обеспечивают за счет большого (15°) угла наклона посадочных полок обода и низких краев легкость монтажа и демонтажа шин.

Изложенное позволяет считать нан-

спективными следующие направления развития шин:

1. Для легковых автомобилей переход от четырехслойных шин обычной конструкции к двухслойным с низким профилем. Полный переход к бескамерной конструкции шин, создание зимних шин с шипами противоскольжения, выпуск шин типа P для легковых автомобилей, приспособленных к особенностям таких шин.

2. Для грузовых автомобилей более широкое применение шин типа P, расширение выпуска усиленных шин, введение четкой специализации по сферам использования, создание бескамерных шин, предназначенных для использования на автомобилях с полезной нагрузкой до 6 т включительно.

3. Создание бескамерных широкопрофильных шин для замены шин двухскатных колес в первую очередь на автомобилях типа 6×4, а также на автомобилях-самосвалах, прицепах и полуприцепах, спроектированных под широкопрофильные шины.

4. Расширение выпуска арочных шин, предназначенных для сезонного повышения проходимости обычных грузовых автомобилей типа 4×2 и 6×4.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Rubber world», 1963, XII, v. 149, № 3.

2. «SAE Preprints», № 721A.
 3. «Revue automobile», 1964, № 23.
 4. «Die Gummibereifung», 1964, № 5.
 5. «Motor Rundschau», 1964, № 1.
 6. «Revue automobile», 1963, 58, № 52.
 7. «Nutzfahrzeug», 1964, № 5.
 8. «SAE Journal», 1964, 72, № 1.
 9. «Verkehrs — Rundschau», 1964, № 35.
 10. Кленников Е. В. «Автомобильная промышленность», 1966, № 11.

Кандидаты техн. наук В. И. КНОРОЗ,
А. С. ШЕЛУХИН

УДК 621.431.73(73)

ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ США 1966 г.

Таблица 1

Двигатель	1962 г.		1963 г.		1964 г.		1965 г.	
	Количество	% от полного выпуска	Количество	% от полного выпуска	Количество	% от полного выпуска	Количество	% от полного выпуска
Четырехцилиндровый	165 460	2,47	85 017	1,16	—	—	391	—
Шестицилиндровый	2 807 226	41,98	2 688 531	36,63	2 445 226	30,98	2 350 376	26,58
Восьмицилиндровый	3 714 291	55,55	4 566 442	62,21	5 446 834	69,02	6 491 912	73,42

В АВТОМОБИЛЬНОМ парке США в конце 1965 г. насчитывалось 88 326 521 автомобиль. Большую часть (84,2%) составляют легковые автомобили. Соотношение между количеством легковых и грузовых автомобилей остается почти постоянным в течение 40 лет. Наблюдались небольшие отклонения в сторону увеличения как легковых автомобилей, так и грузовых, однако эти отклонения были незначительными и не превышали 2—4%. Особенно интенсивно количество легковых автомобилей увеличивалось за послевоенные годы. Начиная с 1945 и по 1965 гг., парк легковых автомобилей вырос в 3 раза и в конце 1965 г. насчитывал 74 347 575 шт. Легковые автомобили в США выпускаются в основном ведущими корпорациями Дженерал Моторс, Крайслер, Америкен Моторс и компании Форд.

Дженерал Моторс выпускает 4 949 000 автомобилей (53%), компания Форд — 2 565 000 (27%), корпорация Крайслер и Америкен Моторс — соответственно 1 467 000 (15%) и 346 000 (5%)*.

В 1966 г. на легковые автомобили в США устанавливались преимущественно V-образные двигатели, наиболее распространенные в последние годы (табл. 1). За четыре года (1962—1965 гг.) количество V-образных двигателей, устанавливаемых на автомобили, возросло почти на 48%, а в 1965 г. на большинство автомобилей (73,42%) устанавливался этот тип двигателя.

Таким образом, основным типом двигателя для легковых автомобилей США является V-образный восьмицилиндровый двигатель с углом развала между блоками 90°, высокой степенью сжатия (9—12), большой литровой мощностью (до 60 л.с./л) и низким удельным весом (0,7—1,24 кг/л.с.).

Шестицилиндровый V-образный двигатель с углом развала 90° выпускает только фирма Бюнк (Бюнк-225). Мощ-

ность этого двигателя в 1966 г. увеличена за счет применения нового многокамерного карбюратора и нового выпускного трубопровода. Однако несмотря на модернизацию фирма Олдсмобиль прекратила установку этого двигателя на свои автомобили и перешла на рядный шестицилиндровый двигатель.

Таким образом, шестицилиндровый V-образный двигатель в 1965 г. выпускался и устанавливался в ограниченном количестве. Так, из общего числа выпущенных в 1965 г. автомобилей Бюнк Спешиал (243 441) только 25% автомобилей имели этот двигатель, а на остальные были установлены V-образные восьмицилиндровые двигатели.

Наряду с V-образными двигателями, продолжается выпуск шестицилиндровых рядных двигателей. По своим удельным показателям эти двигатели уступают V-образным. Литровая мощность не превышает 40 л.с./л, а удельный вес составляет 1,5—1,75 кг/л.с. Основная причина выпуска шестицилиндровых рядных двигателей — более низкая первоначальная стоимость и небольшие затраты в процессе эксплуатации. Последнее объясняется главным образом тем, что двигатели имеют относительно низкую степень сжатия

(8,5—9,0) и эксплуатируются на более дешевом топливе.

Конструкция этих двигателей имеет следующие особенности: семиопорные коленчатые валы, малое отношение хода поршня к диаметру цилиндра и блоки цилиндров повышенной жесткости.

Наибольший интерес из шестицилиндровых рядных двигателей представляет новый двигатель Понтнак-216 с полноопорным коленчатым валом и распределительным валом, установленным на головке блока. Несмотря на это, высота нового двигателя увеличилась незначительно (на 30 мм) по сравнению с аналогичным двигателем Понтнак-215, у которого распределительный вал расположен в блоке. Двигатель Понтнак-216 выпускается в двух вариантах: мощностью 165 л.с. при 4700 об/мин и мощностью 207 л.с. при 5200 об/мин. Указанное повышение мощности достигается применением четырехкамерного карбюратора вместо однокамерного.

Опозитивный шестицилиндровый двигатель с воздушным охлаждением выпускает в течение ряда лет фирма Шевроле. Форсированная модель этого двигателя имеет турбонадув. Литровая мощность повысилась при применении турбонадува с 52 до 67 л.с./л, несмотря

* Приведенные данные относятся к выпуску автомобилей за 1965 г.

на снижение степени сжатия (от 9,25 до 8,25) и максимального числа оборотов (от 5200 до 4000 об/мин).

Продолжает выпускаться четырехцилиндровый двигатель Шевроле-153 рабочим объемом 2,5 л, мощностью 90 л. с. при 4000 об/мин, предназначенный для установки на автомобиль Шевр-11. За 1965 г. было выпущено 164348 этих автомобилей, и только 0,3% из них с четырехцилиндровым двигателем Шевроле-153, остальные 83,1% с шестицилиндровыми рядными двигателями и 16,6% с V-образными восьмицилиндровыми.

Двигатели легковых автомобилей, выпускаемые американской промышленностью, продолжают конструктивно совершенствоваться. В 1966 г. была обновлена третья часть двигателей, выпускаемых в США для легковых автомобилей. Фирмы выпускают ряд новых двигателей, из которых значительное количество претерпело небольшие изменения для повышения мощностных показателей, сделанные больше в рекламных целях, чем для улучшения динамики автомобиля. Таким примером, показывающим незначительное увеличение мощности двигателей в 1966 г. по сравнению с 1965 г., может служить фирма Олдсмобиль, входящая в корпорацию Дженерал Моторс.

В 1965 г. фирма выпускала четыре модификации двигателя модели 425 (табл. 2). Рабочий объем всех этих модификаций двигателей был одинаков, но мощность разная. В 1966 г. рабочий объем двигателей не изменился и вы-

пускаются тоже четыре двигателя. Их мощностные показатели увеличились не более чем на 5%, что достигнуто за счет небольшого увеличения степени сжатия (0,25).

Изменения средних показателей двигателей за несколько лет приведены в табл. 3. Мощность возрастает в основном за счет увеличения рабочего объема, максимальное число оборотов и степень сжатия изменяются незначительно. Увеличение рабочего объема достигается изменением диаметра цилиндра, что несколько уменьшает отношение хода поршня к диаметру. Средняя скорость поршня, ход поршня и максимальное число оборотов не претерпели существенных изменений в последние годы.

Автомобильные фирмы в 1966 г. увеличивают число двигателей с различным рабочим объемом с тем, чтобы полнее удовлетворить спрос покупателя. Диапазон изменения рабочего объема двигателей весьма значителен — от 2507 до 7046 см³. Некоторые фирмы (Крайслер, Форд, Шевроле) выпускают в этом диапазоне до девяти двигателей разного рабочего объема.

Несмотря на многообразие двигателей, число базовых моделей значительно меньше, и ряд модификаций одного и того же двигателя с различной мощностью получен за счет изменения хода поршня, степени сжатия, выпускных систем, карбюраторов и т. п.

Примером может служить фирма Крайслер, выпускающая в 1966 г. 12 различных двигателей. Почти все двигатели V-образные восьмицилиндровые и толь-

ко два двигателя моделей 170 и 226 шестицилиндровые с рядным расположением цилиндров. Десять V-образных двигателей фирмы Крайслер имеют шесть базовых моделей.

Аналогичное явление наблюдается и в других фирмах. Так, фирма Шевроле выпускает один и тот же двигатель Шевроле-164 в четырех модификациях с различной мощностью 95, 110, 140 и 180 (с турбонаддувом) л. с. Все эти модификации имеют рабочий объем 2,687 л. Многие фирмы при выпуске новых двигателей используют основные детали (блок цилиндров и коленчатый вал) как от ранее выпускавшихся моделей, так и от других новых двигателей.

Фирма Форд устанавливает на своих автомобилях новый двигатель Форд-410 с блоком цилиндров от модели Форд-390 и коленчатым валом от нового двигателя Форд-428. Рабочий объем нового двигателя 6,720 л, в то время как у двигателя Форд-390 рабочий объем 6,392 л, а у Форд-428 — 7,015 л. Подобная компоновка новой модели существенно снижает время и затраты на производство.

Блоки, головки блоков, коленчатые и распределительные валы, а также ряд других деталей для V-образных восьмицилиндровых двигателей и двигателей с рядным расположением цилиндров изготавливаются из модифицированного чугуна. Чугун в настоящее время более выгодный конструкционный материал для автомобильных двигателей. Основными причинами широкого применения чугуна для изготовления головок блок-

Таблица 2

Показатели	Первая модификация	Вторая модификация	Третья модификация			Четвертая модификация	
	1965 г.*	1965 г.**	1965 г.	1966 г.	1966 г.	1965 г.	1966 г.
Диаметр цилиндра в мм	104,77	104,77	104,77	104,77	104,77	104,77	104,77
Ход поршня в мм	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1	108,1
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96	0,96
Рабочий объем в л	6,966	6,966	6,966	6,966	6,966	6,966	6,966
Степень сжатия	9	10,25	10,25	10,25	10,5	10,25	10,5
Максимальный крутящий момент в кгм и число оборотов в минуту	59,4/2400	62,2/2400	64,9/2800	64,9/3200	64,9/3200	64,9/3200	65/3200
Максимальная мощность в л. с. и число оборотов в минуту	300/4400	310/4400	360/4800	365/4800	375/4800	370/4800	385/4800
Литровая мощность в л. с./л	43,1	46,1	51,6	52,3	54,0	53,1	55,0
Средняя скорость поршня в м/сек	15,5	15,5	16,9	16,9	16,9	16,9	16,9
Число и тип карбюраторов	Один, двухкамерный	Один, двухкамерный	Один, четырехкамерный	—	—	Один, четырехкамерный	—

* В 1966 г. двигатель этой модификации не применяется в качестве стандартного, но устанавливается по желанию покупателя.
 ** В 1966 г. показатели этой модификации двигателя не изменились.

Таблица 3

Средние показатели	1957 г.	1958 г.	1959 г.	1960 г.	1961 г.	1962 г.	1963 г.	1964 г.	1965 г.	1966 г.
Диаметр цилиндра в мм	94	96,5	97,0	95,5	92	95,5	95,0	96,5	98,0	99,6
Ход поршня в мм	90,5	91,5	91,5	90	88	89	88,3	88,5	88,7	89,0
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	0,96	0,95	0,94	0,945	0,955	0,935	0,93	0,915	0,905	0,89
Рабочий объем в л	4,77	5,16	5,2	4,87	4,55	4,62	4,8	4,8	5,05	5,22
Степень сжатия	8,61	9,23	9,16	8,98	8,70	8,99	8,97	9,09	9,4	9,38
Максимальное число оборотов в минуту	4519	4471	4396	4327	4208	4358	4378	4395	4490	4500
Мощность в л. с.	214,0	238,5	234,8	200,5	189,7	193,3	190,5	210,2	230,6	239,0
Литровая мощность в л. с./л	45,0	46,2	45,0	43,0	41,7	42,0	42,1	43,8	47,0	46,0
Среднее эффективное давление в кг/см ²	8,9	9,3	9,3	9,0	9,5	8,6	8,65	9,0	9,2	9,1
Средняя скорость поршня в м/сек	13,6	13,7	13,46	13	12,3	13	12,8	13	13,2	13,3

и блоков цилиндров двигателя являются низкой стоимостью, большая прочность и меньшие температурные деформации этого материала по сравнению с алюминиевыми сплавами.

Применение чугуна увеличивает вес двигателя, и поэтому проводится ряд мероприятий, позволяющих улучшить весовую характеристику. Главными из этих мероприятий являются: изменение конструкции деталей и применение тонкостенного литья. Значительное снижение веса достигается за счет отказа от развитой нижней части картера, обычно предусматриваемой для повышения жесткости блока, так как установлено, что повышение жесткости конструкции блока за счет этой части двигателя при использовании модифицированного чугуна не является необходимым. Поэтому в большинстве новых двигателей нижняя плоскость блока проходит по разему коленчатого вала.

Короткоходная конструкция двигателя дает возможность уменьшить высоту блока цилиндров и длину шатунов. Высота блока нового двигателя Форд снижена на 40 мм, благодаря использованию короткого хода поршня (72,898 мм). Другим важным фактором для снижения высоты блока является решение оставить только 65% необходимого веса в противовесах коленчатого вала, а остальную часть веса разместить вне блока, т. е. в маховике и в гасителе крутильных колебаний, устанавливаемом на носке коленчатого вала. Это позволило поставить небольшие противовесы на продолжении шек вала и получить компактную отливку блока. Указанная тенденция размещения противовесов снижает вес коленчатого вала и маховика в сборе, так как масса размещается на большем расстоянии, и вес противовесов на маховике и демпфере в этом случае может быть несколько меньше. Новые методы литья снижают толщину стенок отливки до 3,2—3,5 мм.

Рассмотренные выше мероприятия позволили фирме Форд снизить вес двигателя на 52,6 кг, что составило около 20% веса двигателя. В настоящее время чугунные тонкостенные блоки по своим весовым показателям мало отличаются от изготавливаемых ранее блоков цилиндров из алюминиевых сплавов. Снижением веса занимаются одновременно с работой по увеличению жесткости конструкции блока, путем усиления перегородок и ребер нижней части картера, на которых расположены коренные подшипники.

Ряд двигателей имеет волнистую конфигурацию внешних стенок блока цилиндров, при которой стенки повторяют контуры цилиндров, а не являются плоскими. Это способствует повышенной жесткости и очень важно при тонкостенной отливке.

На большинстве двигателей применяются камеры сгорания клиновидной формы или по форме очень близкие к клиновидной. Исключение составляют два двигателя — Крайслер-426 и Форд-427, камеры сгорания которых полусферические со свечой зажигания, расположенной в центре. Для получения высокой степени сжатия при этом типе камеры сгорания днище поршня этих двигателей имеет вытеснитель, форма

которого позволяет сосредоточить большую часть топливно-воздушного заряда в зоне выпускного клапана.

У некоторых шестицилиндровых двигателей с клиновидной камерой сгорания объем камеры сгорания частично расположен в днище поршня (Рамблер-232). Подобная конструкция камеры сгорания в сочетании с направленным вихревым движением смеси в цилиндре позволяет существенно повысить эффективность процесса сгорания.

Механизм газораспределения на всех двигателях обычного типа состоит из распределительного вала, толкателей, штанг, коромысел и клапанов. Выпускаются только два типа с верхним расположением распределительных валов: стандартный двигатель Понтиак-216 и двигатель повышенной мощности для спортивных автомобилей Форд-427. Особенностью механизма газораспределения двигателя Понтиак-216 является:

1. Высокая жесткость механизма вследствие отсутствия толкателей, штанг и коромысел.

2. Сокращение количества подвижных деталей, а следовательно, и их общего веса уменьшило силы инерции на 27%.

3. Разгрузка штока клапана от бокового усилия, возникающего при воздействии кулачка непосредственно на шток клапана (боковое усилие в этом двигателе передается через рокер и воспринимается штоком гидравлического компенсатора).

4. Наличие гидравлического компенсатора, исключающего ручную регулировку зазора в процессе эксплуатации и значительно снижающее шумность работы двигателя, особенно в момент прогрева.

5. Использование привода распределительного вала наружным зубчатым ремнем из неопрена с кордом из стекловолокна.

Высокая жесткость механизма и уменьшение сил инерции подвижных деталей позволили увеличить «время-сечения» выпускного клапана на 14% по сравнению с двигателем Понтиак-215, конструкция которого аналогична новому, но распределительный вал имел обычное расположение в блоке. Увеличение «время-сечения» осуществлено при одновременном сужении фаз газораспределения только за счет большей высоты подъема 10,2 мм. Зубчатый ремень используется также для вращения валика привода масляного насоса, распределителя зажигания и бензонасоса, установленных на отдельный корпус.

Системы охлаждения и смазки не имеют существенных изменений, за исключением двигателей Форд, устанавливаемых на автомобили «Галакси» с установками для кондиционирования воздуха. Вентиляторы этих двигателей пятилопастные с автоматически регулируемым углом наклона лопастей (рис. 1, а, б). Лопастей изготовлены из пружинной стали с определенным максимальным углом наклона.

Уменьшение угла происходит под действием центробежных сил лопастей в зависимости от числа оборотов. Изменение угла наклона лопастей при работе двигателя зависит также от толщины материала и ширины накладок, с помощью которых лопасти прикрепляются к втулке вентилятора. На малых скоростных режимах, когда изгиб лопастей максимальный, производительность вентилятора возрастает. При увеличении числа оборотов лопасти выпрямляются и производительность вентилятора увеличивается в меньшей степени. На рис. 1, б показана проекция угла наклона лопастей P_w при разных скоростных режимах вентилятора, определяемая экспериментально. Согласно этим данным изгиб лопастей начинается с 600 об/мин и продолжается приблизительно по линейному закону до 4000 об/мин. При дальнейшем увеличении числа оборотов вентилятор работает с постоянным углом наклона лопастей. Необходимость увеличения потока воздуха, проходящего через радиатор на малых скоростных режимах, и некоторого снижения на большом числе оборотов вызваны тем, что на этих автомобилях перед радиатором стоит конденсор системы кондиционирования воздуха, затрудняющий проход воздуха через радиатор.

Влияние конденсора особенно сказывается при работе двигателя на холостом ходу и на малом числе оборотов, когда поток воздуха через радиатор минимальный и добавочное сопротивление перед радиатором, каким является конденсор, может привести к перегреву двигателя. Увеличение расходов воздуха за счет наклона лопастей на указанных режимах исключает это нежелательное явление. На больших числах оборотов, а следовательно, и на больших скоростях движения, производительность вентилятора резко возрастает и, кроме того, поверхность радиатора добавочно обдувается встречным потоком воздуха. В этих условиях целесообразно уменьшить производительность вентилятора, а следовательно, и потребляемую им мощность. Испытания показали, что лопасти вентилятора разрушаются при 11600 об/мин, эта скорость является критической. Шум, создаваемый вентилятором, значительно уменьшен за счет подбора наиболее выгоднейшей толщины передних кромок лопастей. Для защиты от коррозии лопасти вентилятора покрываются эпоксидной краской, а возможность возникновения электрохимической коррозии между стальными лопастями и чугунной

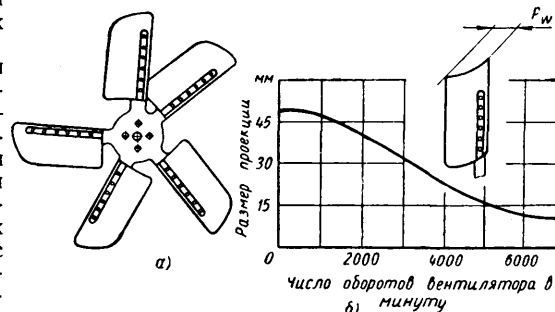


Рис. 1. Пятилопастной вентилятор фирмы Форд и зависимость проекции угла наклона лопастей от числа оборотов

втулкой предотвращается установкой алюминиевых прокладок. Последние также снижают трение между лопастями и втулкой. Новый тип вентилятора отличается от устанавливаемого ранее вентилятора с гидравлической муфтой для регулировки угла наклона лопастей более простым устройством и надежностью в работе.

Большое внимание уделяется обезвреживанию выходящих газов и газов, удаленных из картера двигателя, так как в одном из штатов (Калифорния) принят закон, запрещающий продажу новых автомобилей без устройств для снижения токсичности выходящих газов. Существуют две принципиально разные системы, позволяющие понизить токсичность выходящих газов до допустимых пределов. Одна система, применяемая фирмами Форд, Рамблер и Дженерал Моторс, основана на подаче воздуха под некоторым давлением (1 кг/см^2) через специальный трубопровод в зону за выпускными клапанами (рис. 2).

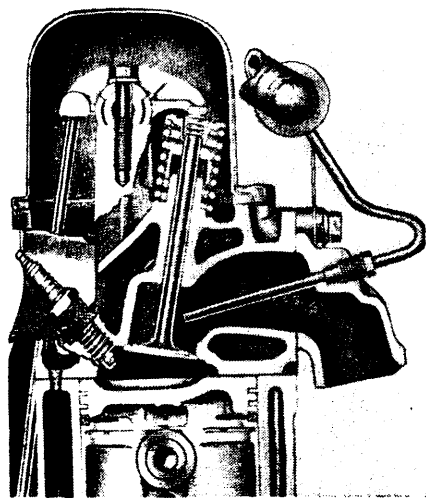
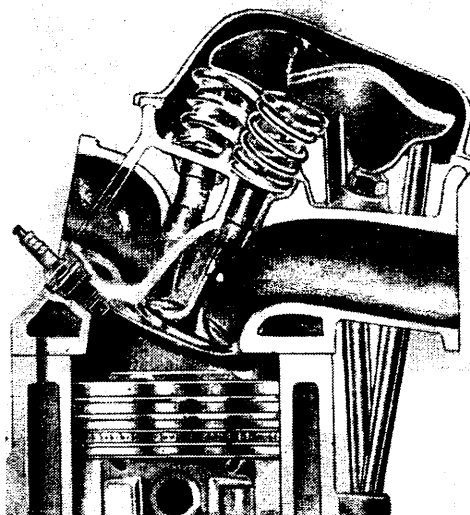


Рис. 2. Подвод воздуха в зону за выпускным клапаном для окисления продуктов сгорания

Этим достигается окисление при высокой температуре наиболее вредной составляющей продуктов сгорания окиси углерода в углекислый газ. Воздух подается от специального роторного насоса, устанавливаемого в передней части двигателя и имеющего клиноременный привод от шкива коленчатого вала.

Работа другой системы обезвреживания выходящих газов, применяемая фирмой Крайслер, основывается на обеднении регуляторов карбюратора с одновременной установкой поздних углов опережения зажигания при работе двигателя на холостом ходу, т. е. таким путем добиваются изменения состава отработавших газов непосредственно в цилиндре двигателя. Все системы вентиляции картера — закрытого типа, воздух из них в большинстве случаев удаляется во впускную трубу двигателя. Для постоянства разрежения в картере на всех режимах работы



а)

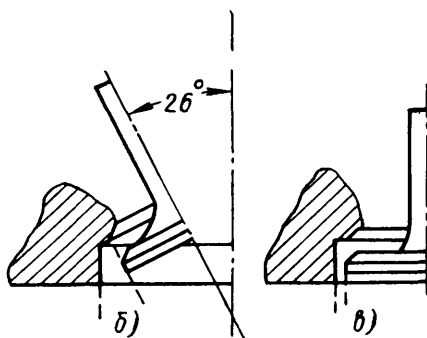


Рис. 3. Камера сгорания двигателя Шевроле-427

двигателя используются специальные дозирующие клапаны, которые надежно работают в течение пробега автомобилем 60 000 км.

Таковы основные конструктивные особенности двигателей легковых автомобилей, выпускаемых в 1966 г.

Рассмотрим конструкции отдельных двигателей. Представляет интерес двигатель Шевроле-427, рабочим объемом 6490 см^3 . Существуют две модификации этого двигателя (обычный вариант и форсированный). Мощность первой модификации двигателя 390 л. с. при 5200 об/мин , а второй — 425 л. с. при 5600 об/мин . Двигатель снабжен клиновидной камерой сгорания, расположенной большей частью в головке блока с наклонным расположением клапанов (рис. 3, а). Наклон клапанов осуществлен не только в поперечной плоскости блока, но и в продольной. Подобная конструкция камеры с одновременным применением вытеснителей на поршне повышает эффективность процесса сгорания, так как наклон клапанов улучшает процесс вихреобразования в цилиндре и позволяет сосредоточить большую часть заряда горючей смеси в зоне свечи зажигания. Кроме того, при наклонном расположении впускного клапана увеличивается наполнение цилиндров горючей смесью, так как в этом случае зазор между головкой клапана

и стенкой камеры увеличивается (рис. 3, б). Величина этого зазора при обычном расположении клапанов в клиновидной камере сгорания составляет 2—3 мм примерно на одной трети окружности головки клапана и затрудняет проход свежей смеси в цилиндр (рис. 3, в). Впускные и выпускные каналы в головке блока одинакового размера. Направляющие клапанов изготовлены отдельно и запрессованы в головку блока, причем направляющая выпускного клапана «мокрая», т. е. имеет непосредственный контакт с водой, что улучшает теплоотвод от клапана. В двигатель меньшей мощности устанавливаются литые поршни со стальными вставками для ограничения деформаций и расширения при нагреве. У более мощного двигателя поршни изготовлены выдавливанием с более короткой юбкой. Верхнее компрессионное кольцо — бочкообразной формы с молибденовым покрытием. Диаметр коренных шеек коленчатого вала равен $69,8 \text{ мм}$, а шатунных — $55,8 \text{ мм}$.

На двигатель устанавливаются вкладыши подшипников, изготовленные из алюминиевой ленты и покрытые тонким слоем баббита. Крышки коренных подшипников прикрепляются четырьмя болтами: все болты расположены вертикально.

Нижняя плоскость разъема двигателя Шевроле-427 проходит на $248,9 \text{ мм}$ ниже оси коленчатого вала. Подобная конструкция нижней части картера не типична для двигателей 1966 г., у большинства которых нижняя плоскость проходит вдоль оси коленчатого вала.

Система охлаждения обычного типа с циркуляцией воды от водяного насоса, устанавливаемого в передней части двигателя, вначале через рубашки охлаждения блоков цилиндров, а затем в противоположном направлении через рубашки охлаждения головок блока. Соединение между рубашками охлаждения осуществляется в задней части двигателя. Двигатели большей мощности оборудуются трансistorной системой зажигания «Делько» и карбюратором «Квадражет».

Четырехкамерный карбюратор «Квадражет» с тремя диффузорами в двух камерах первой ступени для улучшения распыливания топлива устанавливается также на двигателях Понтиак, Олдсмобиль и Бюик. Камеры включаются последовательно. Состав смеси, подаваемой карбюратором через камеры первой ступени, корректируется иглой с вакуумным приводом, через камеры второй ступени — иглой с приводом от кулачка на оси дроссельных заслонок. Карбюратор оборудован одной поплавковой камерой с пенопластовым поплавком. Дроссельные заслонки снабжены гасителем колебаний.

Установка четырехкамерного карбюратора «Квадражет» увеличивает мощность и крутящий момент двигателя по сравнению с двухкамерным карбюратором примерно на 10—15%. При этом максимальная величина момента смещается в сторону большего числа оборотов. Однако на меньших скоростных режимах (менее 2500 об/мин) двигатель работает с несколько меньшим моментом и мощностью, чем с двухкамерным карбюратором.

Фирмой Крайслер выпущен новый

двигатель Крайслер-440 большего рабочего объема взамен снятого с производства Крайслер-413. Рабочий объем двигателя Крайслер-440 равен 7,212 л, а Крайслер-413 — 6,768 л. Рабочий объем увеличен за счет большего диаметра цилиндров. У нового двигателя диаметр цилиндров 109 мм, ход поршня 95,25 мм и степень сжатия 10,10. Двигатель Крайслер-440 выпускается в двух модификациях с различными максимальными оборотами, а следовательно, и разной максимальной мощностью. Один двигатель мощностью 350 л. с. при 4400 об/мин, а другой — 365 л. с. при 4600 об/мин. Различие в максимальном числе оборотов и мощности, по-видимому, получено только за счет изменения регулировки карбюратора, так как впускная система этих двигателей, количество и тип карбюраторов одинаковы.

Выпускаются также три модификации двигателя Крайслер модели 426. Один с обычной клиновой камерой сгорания и с четырехкамерным карбюратором. Два других с полусферической камерой сгорания и с двумя четырехкамерными карбюраторами, имеющими систему механического управления, воздействующую на дроссельные заслонки первой ступени, состоящей из двух камер в каждом карбюраторе. Особенностью системы управления является то, что на малых и средних нагрузках двигателя работают только две камеры одного карбюратора, увеличение нагрузки приводит к тому, что вступают в работу еще две камеры второго карбюратора. Это происходит, когда дроссельные заслонки в первом карбюраторе открыты на 40%. Другие две камеры (второй ступени) в обоих карбюраторах включаются в работу специальным вакуумным регулятором в зависимости от скоростного режима двигателя. Увеличение числа оборотов вала двигателя сопровождается повышением расходов воздуха и повышением разрежения в диффузоре карбюратора, определенная величина которого является сигналом для включения камер второй ступени.

Двигатели Крайслер-426 снабжены алюминиевым впускным коллектором с подогревом горячей смеси от выпускных газов. Смесь подогревается только под одним карбюратором, камеры которого обеспечивают работу двигателя на малых и средних нагрузках. Этот карбюратор установлен в задней части двигателя.

Выпускные газы подводятся к впускному трубопроводу от выпускной трубы правого блока наружным стальным трубопроводом 1 (рис. 4). Газ отводится аналогичным трубопроводом 2, соединяемым с той же выпускной трубой правого блока. На трубопроводе, подводящем выпускные газы для подогрева стенок впускного коллектора в месте соединения с выпускной трубой, установлена заслонка с биметаллической пружиной 3, благодаря которой автоматически поддерживается необходимая температура подогрева. Стальные трубы, подводящие газы для подогрева, покрыты слоем алюминия. Выпускные трубы, присоединяемые к чугунным выпускным коллекторам правого и левого блоков, имеют диаметр 62 мм. Крепление двигателя изменено по сравнению с ранее выпускаемой моделью. Резиновые по-

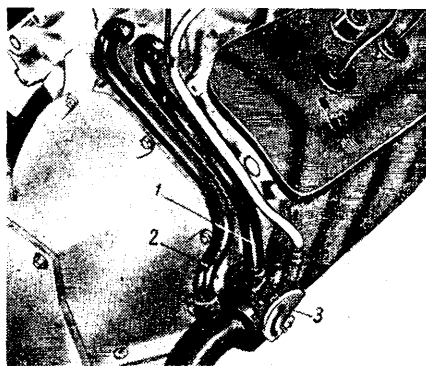


Рис. 4. Подогрев впускного трубопровода двигателя Крайслер-426

душки крепления опущены вниз (рис. 5), и продольная ось центра тяжести двигателя почти совпадает с точкой пересечения прямых, проведенных через центр резиновых подушек. Это позволяет двигателю колебаться более свободно и способствует поглощению резиной подушек большей части вибраций и шума от двигателя.

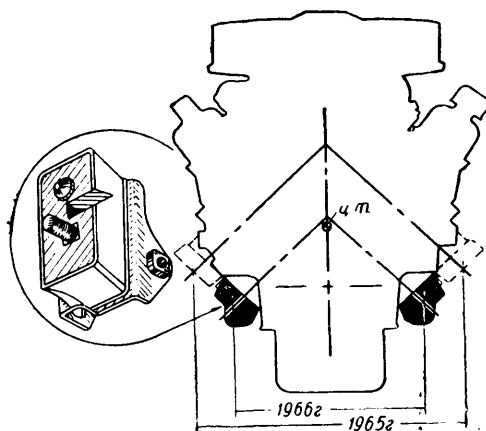


Рис. 5. Схема установки двигателя Крайслер-426

Двигатели Крайслер-426 с полусферической камерой сгорания выпускаются в двух модификациях: одна форсированная, с повышенной степенью сжатия 12,5 с большими фазами газораспределения — 312°, другая модификация двигателя предназначена для установки на автомобиль, эксплуатирующийся в условиях интенсивного городского движения. Степень сжатия этого двигателя снижена до 10,25, и для более устойчивой работы двигателя при низкой скорости движения уменьшена продолжительность открытия клапанов до 276°. Поршни этого двигателя изготовлены из алюминиевого сплава с разрезной юбкой, последнее позволяет уменьшить шумность работы двигателя особенно в момент прогрева. На каждый поршень устанавливается по два чугунных компрессионных кольца и одно стальное масляное

кольцо с экспандером. Для предотвращения обгорания фаски выпускные клапаны имеют стеллитовую наплавку. Вкладыши шатунных и коренных подшипников грехслойные и состоят из стальной ленты, слоя свинца, никеля и тонкого слоя свинцовистой бронзы. Крышки коренных подшипников, так же как на двигателе Шевроле-427, прикрепляются четырьмя болтами, из которых два установлены вертикально, а два горизонтально.

Серийные автомобильные двигатели в ряде случаев являются базой для выпуска двигателей повышенной мощности, устанавливаемых на спортивные автомо-

били. Так, базой для выпуска двигателя Форд-427 повышенной мощности (рис. 6) послужили два выпускаемых ранее двигателя Форд. Один из них стандартный Форд-427 с обычным механизмом газораспределения, $V_h = 6997 \text{ см}^3$, другой «Индианаполис» — для гоночных автомобилей, $V_h = 3687 \text{ см}^3$, с двумя распределительными валами на каждом блоке.

Новый двигатель имеет по одному распределительному валу на блоке, кулачки которого через коромысла с роликами воздействуют на штоки клапанов.

Привод распределительных валов осуществляется двумя отдельными цепями через промежуточную шестерню. Применение верхних распределительных валов на V-образном двигателе позволяет расширить впускные каналы в головке блока и впускном трубопроводе, так как отпадает необходимость в установке штанг механизма газораспределения, отверстия для прохода которых обычно ограничивают площадь впускных каналов. Диаметр впускного клапана равен 56,5 мм, выпускного — 49 мм. Перекрытие клапанов составляет 124°, что весьма редко для автомобильного двигателя. Выпускной клапан — с натриевым охлаждением.

Особенностью системы смазки является то, что масло к каждому шатунному подшипнику коленчатого вала подводится с двух сторон, благодаря этому значительно повышается поступление масла к подшипнику при работе двигателя с большим числом оборотов вала.

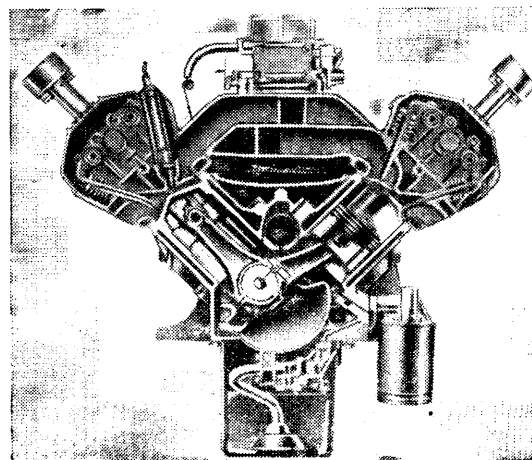


Рис. 6. Двигатель Форд-427

Мощность двигателя с двумя четырехкамерными карбюраторами 616 л. с. при 7000 об/мин, крутящий момент 71,2 кгм при 3800 об/мин. Несмотря на то, что основные детали двигателя изготовляются из чугуна, вес двигателя 182 кг.

Данный двигатель по своей конструкции и удельным показателям: литровой мощности (88 л.с./л) и удельному весу (0,340 кг/л.с.), является одним из лучших в этом классе. Показатели его, как и других, рассмотренных ранее двигателей, показывают, что у карбюраторного автомобильного двигателя имеется большая перспектива дальнейшего

совершенствования, значительно повышающая его конкурентоспособность как силового агрегата для автомобилей по сравнению с газотурбинными и роторными двигателями.

ЛИТЕРАТУРА

1. «SAE Journal», 1966, № 10, стр. 92—93, № 11, стр. 35—41; 1965, № 3, стр. 64—65.
2. «Automotive Industries», 1965, № 3, № 8, стр. 55—57, № 10 стр. 73—75; 1966, № 3.

3. «Automobile Engineer», 1965, № 5, стр. 210—221.

4. «Motor Trend», 1965, № 9, стр. 28—31; № 10, стр. 62—63; № 11, стр. 92—93.

5. «Car Life», 1965, № 8, стр. 22—24; № 9, стр. 61; № 10, стр. 23—25.

6. «Car Craft», 1966, № 5, стр. 32—34 и 66.

7. «Auto Topics», 1966, № 4, стр. 20—23.

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ

УДК 621.431.73.061.3

НАУЧНАЯ СЕССИЯ КАФЕДРЫ «АВТОТРАКТОРНЫЕ ДВИГАТЕЛИ» И ПРОБЛЕМНОЙ ЛАБОРАТОРИИ ТРАНСПОРТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ МОСКОВСКОГО АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНОГО ИНСТИТУТА

НА СОСТОЯВШЕЙСЯ в апреле 1966 г. научной сессии кафедры «Автотракторные двигатели» и Проблемной лаборатории транспортных двигателей Московского автомобильно-дорожного института было заслушано и обсуждено 30 докладов и сообщений, касающихся актуальных вопросов современного состояния теории, исследования и конструирования двигателей внутреннего сгорания. В работе сессии приняли участие многие ведущие специалисты по исследованию и конструированию автомобильных двигателей, главные конструкторы заводов, руководители и сотрудники кафедр вузов, представители отраслевых научно-исследовательских организаций. Всего в работе сессии приняли участие более 400 чел.

Во вступительном слове акад. Б. С. Стечкин дал общую характеристику основных проблем и состояния научно-исследовательских работ в области автомобильных двигателей.

Канд. техн. наук М. С. Ховах рассказал о главных направлениях научно-исследовательских работ, проведенных на кафедре и в Проблемной лаборатории транспортных двигателей, многие из которых выполнены совместно с отраслевыми научно-исследовательскими институтами и автозаводами. Комплекс исследовательских работ, выполняемых кафедрой и ее лабораторией, посвящен проблеме совершенствования сгорания топлива, тепловых и газодинамических процессов в быстроходных двигателях. Значительное внимание уделяется развигию и совершенствованию методик исследований, аппаратуры и экспериментальных установок.

С докладами, характеризующими работу в области двигателей, которые ведутся на крупнейших автозаводах страны, выступили: главный конструктор Московского завода малолитражных автомобилей А. Ф. Андронов, главный конструктор Ярославского моторного завода Г. Д. Чернышев, главный конструктор Московского автозавода им. Лихачева А. М. Кригер, главный конст-

руктор Московского карбюраторного завода В. Т. Панфилов. Вопросам, связанным с уменьшением токсичности продуктов сгорания, были посвящены сообщения д-ра техн. наук А. С. Соколичка (Институт химической физики АН СССР) и д-ра техн. наук И. Л. Варшавского (ЦНИТА).

С докладом, содержащим результаты важной теоретической работы, выступил акад. Б. С. Стечкин. В докладе было доказано, что индикаторный к. п. д. двигателя является функцией только трех величин: степени сжатия, коэффициента выделения активного тепла при сгорании и средней скорости сгорания. Данное утверждение не содержит весьма незначительной поправки за счет отклонения линии расширения от адиабаты. В докладе приведена формула для индикаторного к. п. д. с учетом указанной поправки и также дан способ определения средней скорости сгорания по снятой индикаторной диаграмме.

В докладе канд. техн. наук М. С. Ховаха были сообщены результаты аналитических и экспериментальных исследований процессов смесеобразования и сгорания в быстроходных дизелях с различными типами камер сгорания. Экспериментальные исследования позволили получить данные о величинах скорости и характере движения воздушного заряда в однополостных, полуразделенных и разделенных (вихревая и предкамера) камерах сгорания. Методом скоростной киносъемки факела топлива в процессе впрыска были получены данные о его развитии в объеме камер сгорания различного типа. Приведены аналитические связи, позволяющие вычислить значения скорости движения воздуха в разделенных камерах сгорания и связи между тангенциальной ее составляющей и распространением факела по объему однополостной и полуразделенной камер сгорания. Показано наличие в объеме камеры сгорания градиента скорости, давления и температуры, что более всего характерно для вихревой камеры сгорания.

Особое внимание в докладе было уделено анализу факторов, влияющих на воспламенение топлива. Показана зависимость периода задержки воспламенения от температуры заряда и наличия горячих зон в различных типах камер сгорания. Установлены зависимости изменения доли испарившегося за период задержки топлива от различных факторов. Установлены полуэмпирические связи между максимальной скоростью нарастания давления, периодом задержки воспламенения и количеством топлива, испарившимся за период задержки. Показана зависимость характеристики активного тепловыделения от метода смесеобразования и типа камеры сгорания.

Д-р техн. наук И. В. Астахов посвятил свой доклад практическому методу оценки основных параметров процесса впрыска и топливной системы быстроходного дизеля. Дано теоретическое и экспериментальное обоснование этого метода, в основу которого положены уравнения теории гидравлического удара, которые с граничными условиями для основного этапа решаются аналитически, что упрощает метод расчета и во много раз уменьшает его трудоемкость. Полученные формулы позволяют с достаточной для практических целей точностью определить производительность системы, давление топлива у насоса и у форсунки, а также продолжительность подачи топлива в зависимости от конструктивных особенностей отдельных элементов топливной системы, параметров топлива и давления среды, в которую впрыскивается топливо.

В докладе канд. техн. наук В. И. Трусова и Л. М. Рябкина представлена методика исследования влияния характеристики впрыска топлива на тонкость распыливания топлива форсунками закрытого типа, позволяющая также оценить размеры средних диаметров капель для каждой порции впрыскиваемого топлива и всего факела в любой момент от начала до конца подачи.

Кандидаты техн. наук Ю. Б. Свиридов и М. М. Вихерт осветили вопросы иссле-

дования воспламенения и сгорания новых экспериментальных топлив широкого фракционного состава. В их докладах приведены результаты исследования этих топлив по сравнению с серийным дизельным топливом и автомобильным бензином (на безмоторных установках и в двигателе ЯМЗ-236). Кроме того, различным вопросам рабочего процесса дизелей были посвящены доклады канд. техн. наук М. С. Ховаха и канд. техн. наук Г. М. Камфера, В. Н. Жабина, канд. техн. наук В. Н. Луканина и И. В. Алексеева.

Д-р техн. наук А. Н. Воинов охарактеризовал общее состояние вопросов, относящихся к развитию в двигателях легкого топлива предпламенных реакций и отдельных разновидностей объемного и поверхностного самовоспламенения. Работы группы его сотрудников в основном направлены на углубленное изучение различных форм самовоспламенения в целях борьбы с детонацией, калильным зажиганием и другими нарушениями рабочего процесса в двигателях. Об исследовании развития предпламенных реакций доложили А. А. Ганиходжаев и А. И. Лисичкин, о воздействии на предпламенные реакции антидетонаторов — д-р техн. наук А. Н. Вои-

нов и Д. И. Скороделов, об отдельных разновидностях поверхностного воспламенения — С. Г. Нечаев.

Кандидаты техн. наук К. А. Морозов и Б. Я. Черняк доложили о результатах аналитического и экспериментального исследования особенностей рабочего процесса высокооборотных карбюраторных двигателей со степенями сжатия до 9,5. Были показаны пути, используемые при создании современных двигателей для увеличения их оборотности, и дан анализ достигнутого уровня совершенства рабочего процесса на полных и частичных нагрузках.

В совместном докладе И. В. Зиновьева, М. М. Назарова и канд. техн. наук Ю. Б. Свиридова были освещены вопросы, связанные с влиянием турбулизации на улучшение рабочего процесса карбюраторного двигателя в области малых нагрузок. Показано, в частности, что дросселирование вблизи впускного клапана и особенно в самом клапане (высотой подъема клапана или шириной переменного сечения), позволило существенно улучшить индикаторные показатели одноцилиндрового отсека двигателя ГАЗ-21А.

О результатах исследования и совершенствования процессов смесеобразова-

ния в двигателе ЗИЛ-130 доложил Е. К. Корси, а канд. техн. наук К. А. Морозов, канд. техн. наук Б. Я. Черняк и А. И. Каминский сделали доклад об использовании пульсационных явлений для улучшения процесса газообмена в так называемых сдвоенных системах выпуска.

В ряде докладов и сообщений были освещены вопросы совершенствования методик, аппаратуры и экспериментальных установок (А. А. Сироткин и А. А. Мандельштам, С. А. Пришвин, д-р техн. наук И. В. Астахов и Б. И. Бородаев, Л. М. Рябикин) и применения ЭВМ для расчета процесса топливоподачи в дизелях (Л. Н. Голубков).

Участники сессии в своих выступлениях положительно оценили результаты проделанных работ и высказали желание, чтобы кафедра в будущем систематически проводила тематические семинары по основным направлениям научных исследований, выполняемых в области совершенствования процессов в быстроходных двигателях.

Канд. техн. наук К. А. МОРОЗОВ,
Г. И. МИКЕРИН

Московский
автомобильно-дорожный институт

НОВОСТИ ЗАРУБЕЖНОЙ ТЕХНОЛОГИИ

УДК 669.131.622:621.746.32(420)

ЛИТЕЙНОЕ ПРОИЗВОДСТВО

Модификация чугуна с шаровидным графитом

В литейной «Темза» фирмы Ford (Дагенхем, Англия) для отливки ~4100 коленчатых валов в смену плавка чугуна осуществляется по дуплекс-процессу. Чугун заливается в ковш для модификации при 1480—1500°C, температура заливки 1380°C. В состав базового чугуна входят: 4,0—4,2% С; 0,8—1,1% Si; 0,35—0,45% Mn и по 0,006—0,012% S и P. Модификация осуществляется в ковше по сэндвич-процессу. В специальное углубление на дне ковша закладывается лигатура, а сверху насыпается стальная стружка, предотвращающая начало реакции, до полной заливки в ковш металла. На 1 т металла берется 15,4 кг лигатуры, содержащей 7—9% Mg и 45—50% Si. Стальной стружки загружается 18 кг на 1 т металла. После заполнения ковша чугуном могут добавляться гранулы ферросилиция размером 1,6×6,4 мм, если того потребует анализ химического состава. Затем металл переливается в разливочные ковши и дополнительно в него бросают гранулы ферросилиция. В состав чугуна перед заливкой входят: 3,8—4,0% С; 2,2—2,6% Si; 0,35—0,45% Mn; 0,02—0,03% Mg. После отливки чугун имеет перлитную структуру и термической обработке не подвергается. Предел прочности чугуна на растяжение 62—76,1 кг/мм²; удлинение 2—4%; твердость HB 217—280.

«Machinery» (Лондон), Т. 108, № 2811, сентябрь 1966, стр. 668—676.

УДК 621.74.045:669.2/3

Новый метод точного литья цветных сплавов

В США разработан новый метод рационального изготовления точных отливок из алюминиевых и медных сплавов (метод «Prepac»). Сущность метода заключается в применении выжигаемой плиты из полистиреновой смеси, на которую наклеиваются выплавляемые модели. Плита изготавливается в вакууме, причем на ее основании располагаются отверстия для заливки. На отверстиях укрепляются модели отливок из выплавляемого воска или термопластмасс. Плита с моделями вкладывается в каркас и заполняется керамической массой. После отвердевания массы каркас удаляют, а форму сушат в методической печи. При этом полистирен выжигается и получается литейная форма с открытыми отверстиями на торцевой поверхности. После выжигания модельных материалов на открытые отверстия первой формы накладывают в качестве верхней опоки вторую плоскую форму с асбестовой литейной воронкой, которая служит для заливки расплавленного металла. При заливке обе формы поддерживаются пневматической прижимной плитой. Новый метод сокращает стоимость производства отливок на 30%. Он запатентован и используется только для цветного литья.

«Giessepei-Praxis», № 16, август 1966, стр. 301—302.

УДК 621.74.073.002.2:678.5(73)

Кузнечно-прессовое производство Прессформы из терлостойкой пластмассы

В США разработана технология изготовления литейных прессформ из эпоксидной смолы, усиленной стекловолокном и порошковым алюминием. Материал легко выдерживает температуру 204°C и применяется при изготовлении прессформ для отливки деталей из полипропилена, пластмассы марки ABS и других термопластиков. Гипсовая модель детали обливается эпоксидной смолой со стекловолокном и алюминием, остывает при комнатной температуре, затем стабилизируется в три стадии: 1) нагрев до 82°C с выдержкой при данной температуре 3 ч; 2) нагрев до 149°C с выдержкой 1 ч; 3) нагрев до 204°C с выдержкой 1 ч. Иногда прессформа делается из двух слоев, первый слой состоит из эпоксидной смолы со стекловолокном и порошковым алюминием, а второй — из эпоксидной смолы со стекловолокном и довольно крупными частичками алюминия, который улучшает условия теплоотвода и делает прессформу более податливой при механической обработке.

«Tool and Manufacturing» Т. 57, № 2, август 1966, стр. 64—65.

УДК 621.735.06:621.979:531.721(420)

Интеграция нагрева иковки

Вопрос о возможности промышленного применения метода интеграции нагрева иковки изучается британской ассоциацией по чугуну и стали BISRA. «Metalworking» Т. 110, № 33, август 1966, стр. 54—55.

УДК 621.735.32.016.2—52:629.113.012.1(73)

Линияковки полуосей

Линияковки полуосей грузовых автомобилей из двух ковочных машин, нагревательной печи и системы конвейеров. Заготовки диаметром 43 и длиной 1136 мм из стали группы AISI марки 1040 загружаются в бункер с наклонным дном, откуда они под действием собственного веса подаются на элеваторный конвейер, который автоматически загружает их на винтовой подающий механизм нагревательной печи. В печи заготовки перемещаются по двум винтам подающего механизма в положении, поперечном к продольной оси печи, так что расположенные по обеим сторонам зоны нагрева газовые горелки нагревают оба конца заготовки. По выходе из печи заготовки попадают на цепной конвейер, по которому они поступают к горизонтально-ковочной машине. Около машины заготовки автоматически поднимаются в вертикальное положение, оператор подхватывает их клещами и кладет в матрицу, одновременно нажимая на пусковую педаль. Матрица замыкается, ударом пуансона делается высадка шлицевого конца. По окончании операции матрица автоматически открывается и заготовка падает на поперечный конвейер, доставляющий ее ко второй высадочной машине дляковки фланца. Обе операции осуществляются за один нагрев. Фланец высаживается на горизонтальной высадочной машине в трехгнездной матрице. Оператор подхватывает заготовку с конвейера и попеременно помещает ее в каждой из трех отверстий матрицы. В результате высаживается фланец диаметром 117 и толщиной 12 мм. По окончании операции заготовка падает на конвейер, подающий ее на линию фосфатирования. Всего на линииковки работает три человека — два оператора и рабочий, следящий за загрузкой нагревательной печи и движением заготовок по конвейеру. Часовая производительность линииковки — 200 полуосей.

«Automobile Engineer». Т. 56, № 10, сентябрь 1966, стр. 413—414.

УДК 621.73.06:629.113.012]:658.52.011.56(73)

Автоматическая линияковки заготовок шестерен полуоси

На заводе фирмы Ford Motor Co в Кантоне (США) создана автоматическая линияковки заготовок полуосевых шестерен. Прутковая сталь загружается в бункер, откуда по одному прутку попадает на роликовый подающий механизм, доставляющий материал к обжимным валкам. После валков прутки поступают в печь, где один за другим установлены индукционные нагреватели. По выходе из последнего нагревателя прутки имеют температуру, несколько большую, чем необходимо дляковки. Этот излишек температуры теряется при транспортировке, так что при подходе к первой позиции ковочной машины «Waterbury Farrell» № 450 пруток имеет нормальную температуру началаковки 1175°C. На пятипозиционной ковочной машине последовательно производятся: 1) отрезка заготовки,

2) торцовка, 3) высадка и формовка конуса на одной стороне заготовки, 4) окончательная формовка заготовки (в центре появляется несквозное отверстие диаметром 25 мм), 5) вырубка отверстия насквозь. Заготовки с одной позиции на другую переводятся при помощи автоматических подающих механизмов, перемещающих детали и загружающих их в матрицы в нужном положении. Все детали, соприкасающиеся с нагретыми заготовками, подвергаются водяному охлаждению. Пуансоны и матрицы охлаждаются водой, разбрызгиваемой на их поверхность. Производительность линии 30—70 заготовок в 1 мин.

«Machinery» (Нью-Йорк). Т. 72, № 12, август 1966, стр. 88—89.

УДК 621.7.022.6:669

Применение ультразвука при обработке металлов давлением

В США проведены исследования по применению ультразвука при обработке металлов давлением. Установлено, что сильные ультразвуковые волны уменьшают прочность металлов и облегчают обработку их давлением. Ультразвук воздействует на деформацию металлов приблизительно так же, как высокие температуры. Однако при использовании ультразвука затрачивается больше энергии, чем при нагревании деталей. Частота ультразвуковых волн 20 тыс. гц. Для обработки металла давлением по указанному методу используется ультразвуковой вибратор с инструментом (например, вытяжной штамп, применяемый при волочении проволоки). Приспособление работает при комнатной температуре и силе звука 10 вт/см², расход энергии < 150 вт. С применением штампов из карбида вольфрама сила волочения проволоки диаметром 1,27 мм снижается на 50%. «Neue Hütte». Т. 11, № 8, август 1965, стр. 507—508.

УДК 621.91.025.7:621.43—233.13—252(73)

МЕХАНИЧЕСКАЯ, ТЕРМИЧЕСКАЯ И ДРУГИЕ ВИДЫ ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ

Керамические инструменты для обработки шеек коленчатых валов и тормозных барабанов

На заводе фирмы General Motor Corp. изготовлен инструмент повышенной стойкости при меньших затратах, который улучшает качество поверхности при получистовой обработке шеек коленчатых валов из высоколегированных сплавов твердостью НВ 241—277, а также — при окончательной обработке тормозных барабанов. Стойкость керамического резака 8900 валов (передний угол 7°).

«Machinery» (Нью-Йорк). Т. 72, № 11, июль 1966, стр. 97.

УДК 629.113.013.41:621.941.1]:658.52.011.56

Автоматическая линия для токарной обработки кулачковых валов

В Дарлингтоне изготавливаются шести- и восьмицилиндровые дизели; кулачковые

валы для этих типов дизелей отличаются только количеством кулачков: для шестицилиндрового — 18 кулачков (12 маленьких и 6 больших), для восьмицилиндрового — 24 кулачка (16 маленьких и 8 больших). На первой позиции автоматической линии заготовки проходят черновую обработку опорных шеек, на второй позиции осуществляют некоторые вспомогательные операции, включая сверление масляных отверстий и фрезерование шпоночных канавок. Оба типа валов обрабатываются на одной и той же линии. Профиль кулачков obtачивается на трех токарных станках, затем кулачковые валы проходят машинную правку на прессе и подаются к двум токарным станкам. Эти станки используются для обработки: один — для больших, второй — маленьких кулачков. Два шпинделя оборудованы зажимными патронами с гидроприводом. После окончания цикла обработки, стол возвращается к позиции загрузки, поступающая заготовка укрепляется в патронах и автоматически подводится к резцам, для каждого кулачка предусмотрен отдельный резец. В течение цикла стол движется в продольном положении, так, чтобы каждый кулачок свободно проходил под соответствующим резцом, затем отводится назад для установки требуемой глубины резания. Потом стол поворачивается направо с предварительно установленной скоростью подачи (для обработки каждого кулачка по всей ширине) и быстро поворачивается налево для следующего прохода, потом снова направо. Таким образом, всего необходимо четыре прохода. Движение регулируется непрерывно вращающимся барабаном, несущим копиры требуемой формы, управляющей глубиной резания и продольным перемещением стола; поперечным перемещением управляет кулачок дискового типа. Форма выступов кулачков определяет скорость подачи на врезание. Резцы закреплены сбоку, но держатели обеспечивают им вертикальное возвратно-поступательное движение под действием кулачка, установленного на валу сверху. Кроме того, каждый резец движется назад и вперед от заготовки за один оборот, чтобы произвести требуемую форму кулачка, это движение управляется вторым кулачком. Стальные заготовки, поступающие на линию, имеют диаметр 63,5 мм; на позиции профилирования они вращаются со скоростью 107 об/мин. Подача заготовки 0,14 мм на оборот, глубина снятия материала 7,21 мм. Продолжительность операции 4,7 мин.

«Machinery and Production Engineering». Т. 109, № 2810, сентябрь 1966, стр. 622—624.

УДК 621.785.52:620.179.11(73)

Неразрушающий контроль качества термообработки

Фирма Springfield Armory (США) сконструировала прибор для контроля качества цементации одной из деталей винтовки. Работа прибора основана на изменении колебаний вихревых токов внутри испытываемой детали.

«Metal Progress» Т. 89, № 6, июнь 1966, стр. 60—62.

УДК 621.791.745.03—503.55(73)

СВАРКА И СБОРКА**Сварочная машина с программным управлением**

В США создана сварочная машина с программным управлением для сварки вольфрамовым электродом в газовой среде. Машина оборудована пятью сервомеханизмами для движений стола в пяти направлениях: вертикальное движение — 762 мм; продольное движение — 1829 мм; поперечное движение — 762 мм; вращение стола — 360°; наклон стола — 90°. Инженер, подготовляющий перфоленту, должен знать следующие параметры, силу тока; величину подачи проволоки в мм/мин; напряжение дуги в в; силу начального тока в а; силу конечного тока в а; время начального тока в сек; время конечного тока в сек; задержку выключения тока в сек. Параметры снимаются при совершении данной операции с ручным управлением. Когда движения слишком сложны, линейные движения стола управляются перфолентой с тем, чтобы оператор мог сосредоточиться на регулировании указанных параметров. Машина снабжена системой программного управления, базовые принципы которой не отличаются от обычных систем управления для металлорежущих станков с многоосными движениями.

«Metalworking Production». Т. 110, № 37, сентябрь 1966, стр. 84—86.

УДК 621.791.754[669.14:669.716]

Возможность сварки стали с алюминием

Сварка стали с алюминием осложняется тем, что образуются твердые и хрупкие интерметаллические соединения. Рекомендуется предварительно покрывать место сварки алюминием путем напыления его или окунаем в жидкий алюминий, а затем применять сварку вольфрамовым электродом в среде инертного газа с присадочными материалами из AlSi. Можно применять также в качестве промежуточного материала цинк или олово, которые наносятся на стальные кромки, подготовленные для сварки, окунаем в расплавленные металлы или газовой сваркой. Не рекомендуется получать сварное соединение внахлестку или тавровое без скоса кромок из-за неблагоприятного распределения напряжений в сварном соединении и ввиду коррозионной опасности. Сварка высоколегированных сталей затруднена тем, что образуется вязкая окисная пленка. Трубы из алюминия соединяются с трубами из хромоникелевых сталей комбинированным методом пайки—сварки. Наружная поверхность трубы протравливается, покрывается оловом, а на слой олова наносится слой алюминия. Затем труба растачивается изнутри так, чтобы можно было вставить внутрь алюминиевую трубу. Это соединение внахлестку легко сваривается в среде инертного газа вольфрамовым электродом.

«Maschinenmarkt», № 72, 1966, стр. 23—30.

УДК 621.791.354:621.783.2(73)

Пайка алюминиевых радиаторов

В США начали производить алюминиевые радиаторы для гоночных машин. По новой технологии детали радиатора обезжириваются паробезразным составом, покрываются припоем, надлежащим образом собираются, посыпаются флюсом и пропусаются через излучающую печь, где поверхность деталей нагревается непосредственным воздействием источника излучения.

«Candian Metalworking». Т. 29, № 7, июль 1966, стр. 36—37.

УДК 669.384:620.193.2

ЗАЩИТНЫЕ ДЕКОРАТИВНЫЕ ПОКРЫТИЯ**Окраска****Блестящее кислое меднение**

Разработан новый процесс блестящего кислого меднения. Применяемый раствор экономичен, стабилен при повышенных температурах и обеспечивает блестящие, ровные, вязкие осадки с высоковыравнивающими свойствами, без повреждения изделий. По блеску и выравнивающим свойствам осадки, получаемые по данному процессу, равны или превосходят осадки из блестящих никелевых растворов. Установлено, что требуются минимальные отделочные операции стальной поверхности, которая после меднения покрывается никелехромом без дальнейших полировочных операций. Процесс особенно пригоден для получения коррозионного подслоя для литых цинковых изделий.

«Electroplating and Metal Finishing» Т. 19, № 7, июль 1966, стр. 271.

УДК 621.783.4:620.193.2

Гальваническая ванна с двойными стенками

Растворы для хромирования и никелирования обычно подогреваются при помощи титановых элементов или от котла с газовым нагревом и титановыми или свинцовыми теплообменниками. В США разработана конструкция ванны, в которой ни источники тепла, ни какие-либо нагревательные элементы не находятся в соприкосновении с раствором. Ванна состоит из двух вставленных друг в друга резервуаров так, что между стенками внутреннего и наружного по длине и ширине остается пространство 76 мм. Расстояние между днищами может быть различным в зависимости от потребности. Внутренний резервуар имеет посаженную на клей пластмассовую обкладку. Температура раствора выбирается такой, при которой клей и обкладка не портятся — 82,2°C. На дне наружного резервуара устанавливается U-образная трубка диаметром 102 см и длиной 254 мм для зажигания природного газа. Пространство между резервуарами (водяная рубашка) заполняется водой, которая нагревается U-образной газовой трубкой. Ванна снабжена двумя терморегуляторами: один — для воды, настроенный на температуру 74,4°C; другой — для раствора, устанавливающий предел его

температуры 60°C. Терморегулятор водяной рубашки действует на впускной клапан газовой горелки, регулируя подачу газа.

«Industrial Heating» Т. 33, № 7, июль 1966, стр. 1174—1176.

УДК 669.248:621.3.025

Никелирование переменным током

Проведены исследования влияния переменного тока при никелировании в полностью хлоридных растворах. Такие растворы обладают достаточным диапазоном мощности и высокой плотностью тока гальванизации. Однако осадки, получаемые из этих растворов, темны и имеют плохую пластичность. В результате присутствия значительного количества хлорида пассивация в течение анодной фазы вызывает отслаивание. Исследования показали, что лучшие результаты получаются, когда переменный ток используется в никелевых ваннах такого типа. При высоких частотах (порядка 400 циклов/сек и более) обеспеченное количество снятия слоя гальванопокрытий значительно; осадки никеля в полностью хлоридной ванне мягкие; они обладают высокой пластичностью (удлинение более 34%); значение напряжений составляет 2812,4 кг/см², т. е. ниже, чем при действии постоянного тока. Эти свойства усиливаются, когда возрастает та часть цикла тока, в течение которой происходит снятие осадка. При низких частотах (ниже 100 циклов/сек) и с малым допустимым снятием осадки получаются более блестящие, но более жесткие, хрупкие, а также с высоким напряжением.

«Electroplating and Metal Finishing» Т. 19, № 6, июнь 1966, стр. 207.

УДК 621.924.7.023

Подготовка поверхности перед гальванопокрытием

Некоторые английские и немецкие фирмы для подготовки поверхности перед гальванопокрытием литых деталей (таких, как дверные ручки, подъемники стекол, кольцо звукового сигнала и др.) используют специальные установки: цилиндрический барабан вращается вокруг своей оси; он содержит свободный абразивный материал, который под действием центробежной силы направляется к стенкам барабана, образуя абразивное кольцо. Получаемая после полировки поверхность вполне пригодна для непосредственного наложения гальванопокрытия.

«Electroplating and Metal Finishing» Т. 19, № 7, июль 1966, стр. 248—251.

УДК 629.113.011.5.002.3:678.5

ПОРОШКОВАЯ МЕТАЛЛУРГИЯ НОВЫЕ МАТЕРИАЛЫ**Рост применения пластмасс в автомобилестроении США**

Передние решетки автомобилей Pontiac модели 1966 г. — первое использование пластмасс ABS (акрилонитрил-бутадиен-стирен) для внешних частей кузова. Пластмассовые решетки по сравнению с металлическими легче на 7,3 кг; кроме того, они отличаются большими

ударной вязкостью (особенно при низкой температуре), коррозионной стойкостью, высокой прочностью и легкостью сборки и демонтажа. Решетки, выполненные в виде двух секций размером 64,5×19,8×11,4 см, изготавливаются фирмой Merbon Chemi can Div методом инжекционного литья. Согласно данным фирмы U. S. Rubber Co, в 1966 г. автомобильная промышленность использует 14,515 млн. кг пластмасс ABS (в среднем 1,64 кг на 1 автомобиль, в 1962 г. эта цифра составляла только 0,56 кг). «Auto Topic». Т. 66. № 9, сентябрь 1966

УДК 629.113.011.5.002.3:678.5(73)

Изготовление пластмассовых кузовов

Разработана технология изготовления кузова из пластмассы ABS. На червячном прессе выдавливается лист шириной 2,1 м и толщиной 7,6 мм, который проходит между обжимными валками, а затем режется на куски длиной 4,9 м. Из этих кусков на вакуумном прессе формируется шесть элементов кузова: две двери, багажник, верх и две детали корпуса (последние имеют отогнутые внутрь борта, при помощи которых они скрепляются друг с другом болтами, а снаружи место соединения закрывается хромированным пояском). Формы отливаются из гипса и эпоксидной смолы

по металлическому кузову. Листы нагреваются до 215°C в течение 5 мин специальными нагревателями, рассеивающими тепло по всей поверхности листа. Пресс выпускает в день около 150 комплектов деталей кузова.

«Modern Plastics». Т. 43, № 11, июль 1966, стр 95-190.

УДК 681.177.2+681.14

ОРГАНИЗАЦИЯ И ЭКОНОМИКА ПРОИЗВОДСТВА

Цифровое управление, объединенное с программированием вычислительной машины

При обработке некоторых блоков дизельных двигателей, изготавливаемых фирмой Detroit Diesel Engine Div, требуется около 8 тыс. машинных операций. До кодирования на перфоленте каждое отверстие и поверхность должны проверяться. При цифровом управлении полностью контролируется первая обработанная деталь, а далее, если программа, зафиксированная на перфоленте, неизменна, контролируются только критические размеры. Поэтому, несмотря на то, что большинство работ с цифровым управлением на предприятиях указанной фирмы — стационарного типа, 95% из них программируются вы-

числительной машиной. Ручное управление программированием занимает слишком много времени. Так, ручное управление программированием обработки двух рядов из пяти сверленных и резьбовых отверстий потребует 102 линии информации. С использованием вычислительной машины эта работа определяется только двумя линиями. Входная информация наносится отдельным программирующим устройством на информационные листы: инструментальные библиотечные, титульные и координирующие (содержащие координаты *х* и *у* функции инструмента для соответствующей машинной операции). Каждая линия на информационном листе представлена перфокартой. Выходные данные включают отпечатанную инструментальную библиотеку (обзор инструментов, имеющихся в наличии в данный момент), отпечатанный список входной информации, перфоленту с замечаниями об изменении инструмента, сведения об отклонении размеров от требуемых, схему установки для облегчения контроля образцов со сложными отверстиями. С применением вычислительной машины для программирования улучшилась организация производства в отдельных цехах и возросло качество обрабатываемых деталей.

«Steel». Т. 159, № 3, июль 1966, стр. 94.

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

Г. И. Самоль и Н. Г. Самоль «Таблицы перевода англо-американских мер в метрические», НИИНАвтопром, М., 1965.

ИЗВЕСТНО, что работа над англо-американской технической литературой связана с дополнительными трудностями из-за необходимости перевода англо-американских мер в метрические. Перевод некоторых сложных мер представляет собой серьезную задачу и требует вывода соответствующих формул, что всегда является достаточно трудным, а для многих переводчиков, не имеющих технического образования, — непосильным делом. Поэтому выход в свет рассматриваемого труда следует всемерно приветствовать, тем более, что универсальные справочные таблицы в последние годы не издавались, а таблицы со специфическими сведениями, облегчающими работу над литературой по автомобилестроению, насколько нам известно, вообще составлены впервые.

При общей положительной оценке рассматриваемый труд имеет некоторые недостатки.

Например, из табл. I следовало бы выделить в отдельную таблицу дробные значения долей дюйма, расположив их не в порядке возрастания абсолютной величины, как это сделано на стр. 7, а по группам с одним и тем же знаменателем, начи-

УДК (083.3)(049.3)

ная с $\frac{1}{2}$ и кончая группой со знаменателем 64. В пределах каждой группы дроби должны быть расположены в порядке возрастания числителя. Например:

$$\frac{1}{2}; \frac{1}{4}; \frac{3}{4}; \frac{1}{8}; \frac{3}{8}; \frac{5}{8}; \frac{7}{8}; \frac{1}{16}; \frac{3}{16}; \frac{5}{16}; \frac{7}{16}; \frac{9}{16}; \frac{11}{16}; \frac{13}{16}; \frac{15}{16}$$

и т. д. Подобное расположение облегчило бы и ускорило нахождение нужных дробей.

Табл. II следовало закончить не 325 куб. дюймами, а продолжить ее до 1250 куб. дюймов, поскольку двигатели современных грузовых автомобилей нередко имеют рабочий объем до 20 л.

Аналогичным образом для облегчения пользования таблицами следовало бы расширить количество приводимых данных и в некоторых других таблицах, в частности, в табл. 29—33 и 36.

Сделанные замечания следует внести во второе издание данного уже разошедшегося труда, выход в свет которого был бы весьма полезным.

Канд. техн. наук М. И. ЛУРЬЕ

ТОЧНОСТЬ И БЫСТРОТА

При контроле на движущихся изделиях
При активном контроле на металлорежущих станках
При сортировке изделий по размерным группам
При дистанционной передаче команд в автоматических линиях — гарантируются пневмо-электрическими высокого давления приборами активного контроля

AEROPAN B-IV

Стабильность измерения
Высокая точность включения
Отсутствие предварительной наладки для подачи воздуха
Простота обслуживания
Большая стандартизация деталей
Универсальность применения — вот те преимущества, которые обеспечивает прибор

AEROPAN B-IV

применяемый для автоматизации измерительных и проверочных процессов

На Весенней Лейпцигской Ярмарке 1967 г. мы будем представлены в павильоне 15 на территории Технической Ярмарки

Подробную техническую информацию о нашей производственной программе Вы можете получить в техническом отделе точной механики и оптики в Торгпредстве ГДР:

Москва, ул. Димитрова, 31.

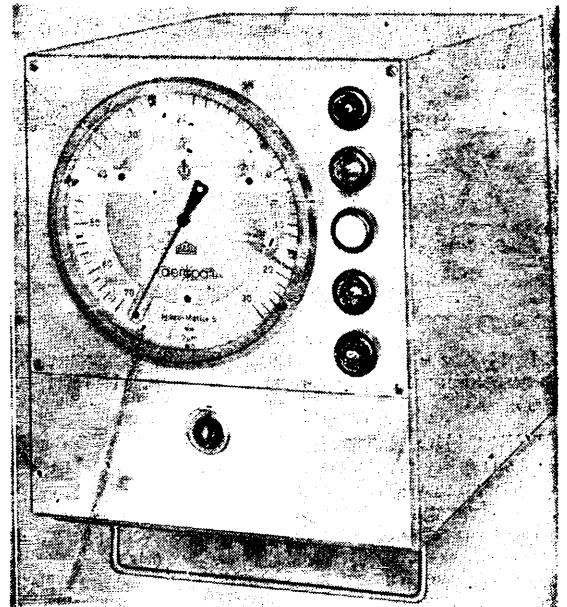
Экспортер:

Deutsche Export — und Importgesellschaft
Feinmechanik—Optik m.b.H. 102 Berlin,
Schicklerstr. 7

Германская Демократическая Республика

Импортер:

В/О Станкоимпорт, Москва, Г-200, Смоленская-Сеннал, 32/34



Feinmechanik-Optik