

# СОДЕРЖАНИЕ

|                                                                                                                                                                                                                                        |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Основные этапы развития автомобильной промышленности СССР . . . . .                                                                                                                                                                    | 1  |
| А. С. Кобзев — Опыт Московского автозавода им. Лихачева по комплексной механизации процессов производства . . . . .                                                                                                                    | 3  |
| <b>КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ</b>                                                                                                                                                                                        |    |
| Н. Г. Мозохин, А. Я. Воденисов — Долговечность стационарного двигателя модели 3205 (320) . . . . .                                                                                                                                     | 5  |
| М. Г. Круглов, В. П. Дмитриев — Методика определения доли свежей смеси в картерных газах четырехтактного карбюраторного двигателя . . . . .                                                                                            | 6  |
| А. А. Чапчаев, В. М. Туляков — Определение нагрузок, действующих на шатунные вкладыши двигателя ЗМЗ-21Д . . . . .                                                                                                                      | 6  |
| Э. Е. Хмельницкий — Особенности аэродинамики и расчета автомобильных вентиляторов (Вторая часть) . . . . .                                                                                                                             | 8  |
| Г. А. Малышев — Пути совершенствования авторемонтного производства . . . . .                                                                                                                                                           | 10 |
| Н. И. Коротоношко, С. А. Шукли, Х. Л. Эзрохи — О влиянии некоторых конструктивных параметров на проходимость полноприводных автомобилей . . . . .                                                                                      | 13 |
| В. А. Анохин, Н. П. Харитонов — К вопросу о динамике системы с гидродинамической передачей . . . . .                                                                                                                                   | 16 |
| А. Я. Тарасов, В. Р. Усольцев — О продольных колебаниях, возбуждаемых карданной передачей . . . . .                                                                                                                                    | 18 |
| Н. Ф. Коренчук — Изменение величины тормозного момента при периодических торможениях автомобильным тормозом . . . . .                                                                                                                  | 19 |
| Ю. В. Пирковский, Л. Г. Растегаев, В. Д. Каменев — Исследование поворота двухосного автомобиля с различными типами привода на ведущие колеса . . . . .                                                                                 | 22 |
| А. Д. Дербаремдикер, Ю. П. Воронин — Определение жесткости и неупругого сопротивления шины в окружном направлении . . . . .                                                                                                            | 24 |
| М. Л. Минкин, Э. Е. Хмельницкий — Новая отраслевая нормаль по термостатам с твердым наполнителем . . . . .                                                                                                                             | 26 |
| А. Л. Крайнев — Измеритель радиальных усилий манжетных уплотнений . . . . .                                                                                                                                                            | 27 |
| <b>ТЕХНОЛОГИЯ</b>                                                                                                                                                                                                                      |    |
| К. З. Шепеляковский, В. В. Воскресенский, М. П. Лапшин, С. С. Сухин, В. С. Чудновский, А. Г. Орловский, Г. А. Розенталь, А. Л. Степин — Тиристорный преобразователь повышенной частоты для индукционных закалочных установок . . . . . | 28 |
| Э. В. Сенькевич — Равномерность нагрева изделий в радиационно-конвективной сушильной установке с низкотемпературными панельными излучателями . . . . .                                                                                 | 30 |
| А. Ф. Буйнов — Внутренние дефекты металла и их влияние на долговечность листовых автомобильных рессор . . . . .                                                                                                                        | 31 |
| В. В. Масловский — Разработка и использование абразивно-доводочных материалов . . . . .                                                                                                                                                | 33 |
| М. А. Коткис — Упрочнение стали 50ХГ при деформационном старении . . . . .                                                                                                                                                             | 35 |
| М. А. Шаля, Р. С. Геримин — Метод закалки рессор большой грузоподъемности, изготавливаемых из стали 60С2 . . . . .                                                                                                                     | 36 |
| И. М. Цой, И. В. Гурвич — Влияние некоторых технологических факторов на неравномерность износа коренных подшипников коленчатого вала . . . . .                                                                                         | 36 |
| <b>ИНФОРМАЦИЯ</b>                                                                                                                                                                                                                      |    |
| Г. И. Самоль — Автомобили США в 1969 г. . . . .                                                                                                                                                                                        | 38 |
| Л. Н. Лебедева, С. В. Чернышева, Г. В. Азнамеева — Увеличение надежности и долговечности отжимных пружин дисков сцепления . . . . .                                                                                                    | 42 |
| А. А. Трусов, А. С. Крепак — Специальный станок для очистки электродной проволоки . . . . .                                                                                                                                            | 44 |
| А. В. Зинкин — Маркетное устройство . . . . .                                                                                                                                                                                          | 44 |
| В. Е. Ютт, В. И. Субботин — Диагностика электрооборудования автомобилей за рубежом . . . . .                                                                                                                                           | 44 |
| <b>КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ</b>                                                                                                                                                                                                          |    |
| Л. В. Григоренко, Н. М. Грингауз — Рецензия на книгу В. А. Петрова «Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин». Теория и техника. Изд-во «Машиностроение», 1968 . . . . .                                      | 46 |
| Рефераты статей . . . . .                                                                                                                                                                                                              | 46 |

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Б. С. Генкин, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, Б. Т. Клепацкий, А. М. Кригер, Б. 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, В. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов

## АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230. Тел. 226-63-14 и 226-61-49

## Издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор И. М. Борейша

Сдано в набор 6/XI 1969 г.

Т-18024 Тираж 11 990 экз.

Печ. л. 6,0

Подписано в печать 29/XII 1969 г.

Бум. л. 3,0

Уч.-изд. л. 9,0

Формат 60 × 90/8

Зак. 4174

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

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1  
ЯНВАРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1970

Год издания XXXVI

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ  
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113+71+(47+57)

## Основные этапы развития автомобильной промышленности СССР

К НАЧАЛУ первой мировой войны в России отсутствовала автомобильная промышленность, а в распоряжении Государства было всего 11 тысяч различных типов автомобилей, из них менее 2 тыс. грузовых. Строительство первых автозаводов (в том числе АМО в Москве) было начато во время войны. Однако завод АМО был достроен после Великой Октябрьской Социалистической революции и в 1924 г. начал освоение производства автомобилей АМО-Ф-15 грузоподъемностью 1,5 т.

С 1924 по 1930 г. в стране было изготовлено всего 6084 автомобиля.

Автозавод в г. Ярославле с 1925 г. приступил к производству грузовых автомобилей ЯЗ грузоподъемностью 3 т, а с 1929 г. — автомобилей грузоподъемностью до 5 т.

На Московском заводе «Спартак» в 1927—1928 гг. было освоено серийное производство малолитражных легковых автомобилей НАМИ-1, а в 1931 г. — прекращено.

Постановлением Правительства (в 1928 г.) предусматривалось строительство в г. Нижнем-Новгороде (ныне г. Горьком) автозавода с годовым выпуском 100 тыс. грузовых и легковых автомобилей; коренная реконструкция московского автозавода АМО для выпуска 25 тыс. грузовых автомобилей в год, а также значительное расширение Ярославского автозавода для выпуска грузовых автомобилей грузоподъемностью 5 т и более.

Так было положено начало созданию в стране крупной автомобильной промышленности с поточно-массовым производством, которое развивалось вплоть до начала Великой Отечественной войны. Первые грузовые автомобили ГАЗ-АА грузоподъемностью 1,5 т сошли с конвейера Горьковского автозавода в январе 1931 г., а легковые автомобили ГАЗ-А — во второй половине того же года.

Быстро было налажено и поточное производство грузовых автомобилей АМО-3 грузоподъемностью 2,5 т на реконструированном Московском автозаводе. В 1932 г. было выпущено 15 тыс. автомобилей.

В 1933 г. Правительство приняло решение о дальнейшем увеличении производственной мощности Горьковского и Московского автозаводов соответственно до 300 и 80 тыс. автомобилей в год.

Производство новых трехосных грузовых автомобилей ГАЗ-ААА грузоподъемностью 2 т Горьковский автозавод освоил в 1934 г., а самосвалов ГАЗ-410 грузоподъемностью 1,2 т — в 1936 г. В последующие годы завод освоил производство газогенераторных и газобаллонных автомобилей и мо-

дернизировал грузовой автомобиль ГАЗ-АА, присвоив ему марку ГАЗ-ММ. Вместо легкового автомобиля ГАЗ-А в 1936 г. стали выпускать легковой автомобиль М-1 и различные его модификации: автомобиль-пикап, автомобиль с мягким открывающимся верхом, автомобиль с двумя ведущими осями.

Вместе с тем на заводе налаживалось производство автобусов на 17 мест и санитарных автомобилей ГАЗ-55.

Московский автозавод в 1933 г. начал выпуск грузовых автомобилей ЗИС-5 грузоподъемностью 3 т вместо автомобилей АМО-3, а в последующие годы — трехосных автомобилей ЗИС-6, грузоподъемностью 4 т, полугусеничных грузовых автомобилей ЗИС-22, газогенераторных автомобилей ЗИС-21 и газобаллонных автомобилей ЗИС-30. Через три года завод приступил к созданию легковых автомобилей высшего класса ЗИС-101 с закрытым шестиместным кузовом типа «лимузин», на базе которого в последующем выпускали легковые автомобили с открытым кузовом ЗИС-102. Кроме того, 1934 г. завод освоил производство 22-местных автобусов ЗИС-8, а в 1938 г. — ЗИС-16 на 26 мест.

Ярославский автозавод после реконструкции приступил к производству двухосных грузовых автомобилей Я-5, грузоподъемностью 5 т, трехосных автомобилей ЯГ-10 грузоподъемностью 8 т, автомобилей-самосвалов и троллейбусов (в 1938 г. серию двухэтажных).

Московский автозавод им. КИМ, занимавшийся ранее сборкой автомобилей ГАЗ, после реконструкции в 1938 г. начал выпуск малолитражных четырехместных легковых автомобилей КИМ-10.

Таким образом, за 10-летний период страна создала автомобильную промышленность.

Грузовые автомобили стали важнейшим видом транспорта, обеспечивающим основные потребности народного хозяйства и обороны страны. Так к 1938 г. наша страна по выпуску грузовых автомобилей заняла второе место в мире после США и первое в Европе, обогнав такие развитые капиталистические страны, как Англия, Франция и Германия.

Развитие автомобильной промышленности в то время оказало большое воздействие на быстрое развитие в стране многочисленных смежных производств, а в ряде случаев и на создание новых отраслей промышленности. Особенно на развитие отечественного станкостроения — основной базы машиностроения страны.

Великая Отечественная война приостановила рост автомобильной промышленности. Автозаводы в основном перешли

на производство оборонной продукции. На Горьковском автозаводе продолжалось производство лишь грузовых автомобилей. Большая часть оборудования Московского автозавода была перебазирована на Восток, что послужило созданию новых заводов: в г. Ульяновске автомобильного, в г. Шадринске по производству радиаторов, карбюраторов и воздухоочистителей; в г. Челябинске кузнечно-прессового, в г. Миассе моторов и автомобилей.

Производство автомобилей ЗИС-5 было восстановлено на Московском автозаводе в 1943 г.

В 1945 г. было принято решение о восстановлении и развитии автомобильной промышленности. Поэтому в 1946—1955 гг. была существенно увеличена производственная база. Значительной реконструкции подверглись Московский, Горьковский, Ярославский, а также Ульяновский и Миасский автозаводы. Вошли в строй новые заводы: Кутанский и Минский автомобильные, Павловский автобусный, Одесский автооборочный и другие. Московский завод малолитражных автомобилей (бывший КИМ) начал выпуск малолитражных легковых автомобилей «Москвич».

На большинство заводов отрасли было освоено производство новых, послевоенных моделей автомобилей и двигателей, конструкции которых были разработаны применительно к отечественным условиям эксплуатации и находились на уровне мировой автомобильной техники того времени.

Московский автозавод в этот период производил грузовые автомобили ЗИС-150 грузоподъемностью 4 т, трехосные грузовые автомобили повышенной проходимости ЗИС-151, автобусы средней вместимости ЗИС-155, легковые автомобили высшего класса ЗИС-110.

Горьковский автозавод освоил выпуск грузовых автомобилей ГАЗ-51, грузоподъемностью 2,5 т, грузовых автомобилей повышенной проходимости ГАЗ-63, грузоподъемностью 2 т, легковых автомобилей «Победа», шестиместного легкового автомобиля ГАЗ-12.

Ярославский завод приступил к созданию семейства трехосных большегрузных автомобилей и семейства двухтактных дизелей четырехцилиндровых ЯАЗ-204 для автомобилей МАЗ и шестицилиндровых для автомобилей ЯАЗ.

Минский автозавод организовал производство семейства двухосных автомобилей типа МАЗ-200 с дизелем ЯМЗ и их модификаций: бортового автомобиля грузоподъемностью 7 т, самосвала. В 1951 г. начался выпуск карьерных самосвалов большой грузоподъемности (25 т), предназначенных для эксплуатации в горнорудной промышленности и на строительстве.

Кутанский автозавод с 1952 г. параллельно с Московским автозаводом занялся производством грузовых автомобилей ЗИС-150, в том числе и самосвала.

Павловский автобусный завод приступил в 1950 г. к выпуску 23-местных автобусов ПАЗ-651.

Для этого этапа развития автомобильной промышленности характерно комплектование производства отечественным оборудованием.

Наряду с увеличением выпуска, резко возросла номенклатура базовых моделей автомобилей и их модификаций, находящихся в производстве. Развивающееся народное хозяйство требовало все более широкого ассортимента автотранспортных средств, необходимых для удовлетворения разнообразных требований потребителей. Поэтому началось производство различных типов автомобилей: тягачей, самосвалов различного назначения, газобаллонных автомобилей, санитарных автомобилей, автокранов, различных типов прицепов и полуприцепов.

В начале семилетки 1959—1965 гг. автомобильная промышленность вступила в новый современный этап своего развития. Было признано необходимым специализировать автомобильное производство путем создания новых специализированных заводов для выпуска однотипной номенклатуры автотранспортных средств, заводов по производству агрегатов, деталей и заготовок. Таким образом, освобождались основные заводы от ряда несвойственных им производств.

В 1959—1965 гг. проведена специализация производства автомобилей большой грузоподъемности, автобусов, двигателей, агрегатов, деталей автомобиля, а также заготовок.

Производство автобусов сконцентрировалось на Рижском (особо малые), Павловском и Курганском (малые и средние), Львовском и Ликинском (средние и большие) заводах.

Построены Заволжский и Мелитопольский заводы по изготовлению карбюраторных двигателей. Ярославский автозавод

переоборудован в специализированный завод по созданию дизелей.

Созданы Белорусский автозавод по производству карьерных самосвалов грузоподъемностью 25 т, которые ранее изготовлялись на Минском автозаводе, а также Кременчугский завод по производству автомобилей большой грузоподъемности, ранее изготовляемых на Ярославском автозаводе.

В г. Запорожье был создан завод по производству микролитражных автомобилей, в г. Саранске и г. Фрунзе заводы по производству самосвалов, в г. Ереване завод по производству автомобильных фургонов. Созданы заводы автомобильных компрессоров в г. Паневежске, радиаторов в г. Лихославле, карданных валов в г. Херсоне и г. Гродно, тормозной аппаратуры в г. Полтаве, топливной аппаратуры в г. Ярославле.

В результате такой специализации на некоторых старых комплексных заводах существенно сократилась номенклатура выпускаемых ими изделий.

Специализация, как важнейшее направление в развитии отрасли, является основным и в текущей пятилетке. Создаются новые и развиваются существующие специализированные заводы по производству агрегатов, деталей и заготовок.

Наряду со специализацией производства необходимо было обновить типаж выпускаемых автомобилей и двигателей. Парк грузовых автомобилей страны состоял преимущественно из грузовых автомобилей средней грузоподъемности ГАЗ-51 (2,5 т) и ЗИС-150 (4 т). В стране было мало автомобилей небольшой грузоподъемности (0,5—1,5 т).

Для развивающихся междугородных перевозок грузов требовались автопоезда грузоподъемностью 10—14 т и более. Для сельского хозяйства нужны были автомобили-самосвалы, автомобили повышенной проходимости, прицепы, а для нужд горнорудной промышленности и строительства карьерные самосвалы грузоподъемностью 25 т и более.

Развитие городских и междугородных пассажирских перевозок требовало создания автобусов различных типов и назначения. Значительно возросли потребности населения в индивидуальных автомобилях.

Многообразные требования народного хозяйства по номенклатуре автомобилей определили типаж автомобилей и важнейшие направления развития автомобильной промышленности.

В соответствии с новым типажом московский автозавод им. Лихачева в 1964 г. приступил к производству автомобилей ЗИЛ-130 грузоподъемностью 5 т с мощным V-образным восьмицилиндровым двигателем. Этот автомобиль явился базовой моделью, имеющей различные модификации. В составе автопоезда с прицепом или полуприцепом автомобиль ЗИЛ-130 может перевозить грузы общим весом 10 т. В настоящее время на заводе начато производство нового трехосного автомобиля повышенной проходимости ЗИЛ-131.

Горьковский автозавод освоил производство грузового автомобиля повышенной проходимости ГАЗ-66. Кроме того, в 1965 г. начал выпуск нового грузового автомобиля ГАЗ-53 грузоподъемностью 4 т с мощным V-образным восьмицилиндровым двигателем. Этот тип автомобиля является основной моделью, выпускаемой заводом. На базе шасси данного автомобиля Саранский завод выпускает самосвалы ГАЗ-53Б грузоподъемностью 3,5 т, предназначенные для сельского хозяйства.

Минский автозавод в 1965 г. начал изготовление двухосных грузовых автомобилей МАЗ-500 грузоподъемностью 8 т с мощным V-образным шестицилиндровым дизелем, выпускаемым Ярославским моторным заводом. На базе автомобиля МАЗ-500 созданы: строительно-промышленный самосвал МАЗ-503, лесовозный тягач МАЗ-509 и МАЗ-504 для работы с полуприцепом общим весом до 20 т.

Кременчугский автозавод полностью модернизировал трехосный грузовой автомобиль и к концу семилетки приступил к производству бортового автомобиля грузоподъемностью 12 т, самосвала и автомобиля повышенной проходимости. На этих автомобилях устанавливаются новые мощные V-образные восьмицилиндровые дизели Ярославского моторного завода.

Белорусский автозавод в 1965 г. полностью перешел на изготовление самосвала нового типа БелАЗ-540 грузоподъемностью 27 т со значительно лучшими эксплуатационными качествами, чем самосвал, снятый с производства. К настоящему времени завод освоил выпуск другого самосвала этого семейства грузоподъемностью 40 т и работает над освоением самосвалов грузоподъемностью 65 т и более.

Уральский автозавод начал производство трехосного автомобиля повышенной проходимости «Урал-375» грузоподъемностью 5 т вместо автомобиля «Урал-355М», а также трехосного автомобиля «Урал-377» грузоподъемностью 7,5 т, предназначенного для перевозки массовых грузов.

Кутаисский автозавод выпускает автомобили-тягачи КАЗ-608 с одноосным полуприцепом, а Могилевский автозавод — одноосные и двухосные тягачи для нужд строительно-дорожного машиностроения.

Для удовлетворения потребности страны в перевозках грузов малыми партиями организован выпуск автомобилей малой грузоподъемности: на Ульяновском автозаводе грузовых грузоподъемностью 0,8—1,0 т повышенной проходимости (типа 4×4) и обычной проходимости (типа 4×2) с кузовом фургон и с бортовой платформой; на Автозаводе им. Ленинского комсомола автомобилей-фургонов (на базе автомобилей «Москвич-408») грузоподъемностью 0,4 т; на Ереванском автозаводе в 1966 г. грузовых с кузовом фургоном грузоподъемностью 1,0 т.

Получило развитие также и производство экономичных малолитражных и микролитражных автомобилей. На Запорожском автозаводе в 1966 г. начал выпуск комфортабельного микролитражного автомобиля ЗАЗ-966 «Запорожец» с более просторным кузовом, чем у модели ЗАЗ-965. На этом автомобиле установлен силовой агрегат увеличенной мощности Мелитопольского моторного завода. Автозавод им. Ленинского комсомола в 1965 г. освоил производство малолитражного легкового автомобиля «Москвич-408» с более комфортабельным и просторным кузовом и мощным двигателем по сравнению с автомобилем «Москвич-407». В настоящее время завод перешел к выпуску новой модели «Москвич-412».

На Горьковском автозаводе вместо легкового автомобиля «Победа» был освоен выпуск автомобиля ГАЗ-21 «Волга», а в настоящее время начато производство модели ГАЗ-24 по своим технико-экономическим показателям, внешним формам и внутренней отделке отвечающим современным требованиям. Вместо легкового семиместного автомобиля ГАЗ-12 с 1959 г. завод выпускает семиместный автомобиль «Чайка».

В текущем пятилетии намечено развитие легкового автомобилестроения. Строится новый автомобильный комплекс на Волге, рассчитанный на 660 тыс. легковых автомобилей в год. Ведется реконструкция Автозавода им. Ленинского Комсомола и Запорожского автозавода на выпуск соответственно 200 и 150 тыс. малолитражных и микролитражных лег-

ковых автомобилей в год. Все это позволит в ближайшие годы обеспечить трудящихся в экономичных и комфортабельных автомобилях.

В 1955—1965 г. значительно расширился типаж выпускаемых автобусов. Кроме городского автобуса ЛиАЗ-158В на 60 мест, созданы городской 55-местный автобус ЛАЗ-695 и туристский (междугородный) автобус ЛАЗ-697 на 33 места. На Павловском автобусном заводе организовано производство автобусов ПАВ-652 на 42 пассажира, а на Курганском — КаВЗ-651А на 25 пассажиров.

Рижский автобусный завод с 1959 г. специализируется по выпуску особо малых автобусов для обслуживания санаториев, гостиниц, аэропортов, а также для использования в качестве маршрутного такси. В настоящее время завод изготовляет 10-местный автобус РАФ-977Д с вагонным кузовом и на его базе — туристский автобус и санитарный автомобиль.

Непрерывно в нашей стране увеличивается выпуск специализированных автомобилей, прицепов и полуприцепов, предназначенных для перевозки определенных видов грузов, в том числе фургонов общего назначения, фургонов с изотермическими кузовами и рефрижираторными установками, цистерн, цементовозов, панелевозов и т. д.

Для создания новых и совершенствования существующих конструкций автомобилей и технологии их производства организованы многочисленные специализированные научно-исследовательские и проектные институты.

Наряду с созданием новых типов автомобилей ведутся работы по комплексной механизации и автоматизации технологических процессов производства с организацией автоматического управления производством, являющиеся основой дальнейшего повышения производительности труда и технического прогресса.

Приведенный краткий исторический обзор показывает, какой большой путь прошла автомобильная промышленность за годы Советской власти.

Мы находимся накануне знаменательной даты — столетия со дня рождения великого вождя трудящихся всего мира В. И. Ленина.

Этой дате посвящено развернувшееся соревнование за комплексную механизацию и автоматизацию производства. Победителям учреждены Ленинские юбилейные Почетные Грамоты ЦК КПСС, Президиума Верховного Совета СССР, Совета Министров СССР, ВЦСПС, а также юбилейная медаль.

УДК 061.3.65.011.54:061.5:629.113«ЗИЛ»

## Опыт Московского автозавода им. Лихачева по комплексной механизации процессов производства

(ПО МАТЕРИАЛАМ ВСЕСОЮЗНОГО СЕМИНАРА)

А. С. КОБЗЕВ

**Н**А МОСКОВСКОМ автозаводе им. Лихачева за последние годы осуществлены крупные мероприятия по совершенствованию техники и организации производства. Разработаны и поставлены на производство новые грузовые автомобили ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131, выгодно отличающиеся по технико-экономическим и эксплуатационным показателям от своих предшественников. Внедрено большое число прогрессивных технологических процессов с использованием современного оборудования, сложных инструментов и приборов в заготовительных, механикообрабатывающих, сборочных и других цехах; коренным образом перестраиваются транспортные, погрузочно-разгрузочные и складские работы; на новой технической основе строится управление производством. Все большие структурных подразделений завода становятся комплексно-механизированными и автоматизированными, переходят на новую ступень организации труда.

Изучению опыта работы коллектива Московского автозавода им. Лихачева по широкому использованию последних достижений науки и техники в производстве был посвящен Всесоюзный семинар хозяйственных и партийных работников, который проходил в Москве 9—12 сентября 1969 г.

В семинаре участвовали директора, главные инженеры, ведущие специалисты предприятий автомобильного,

тракторного, электротехнического, тяжелого, строительно-дорожного, химического и других отраслей машиностроения, секретари ЦК компартий союзных республик, крайкомов, обкомов, горкомов, райкомов партии, заведующих промышленными отделами местных партийных органов, руководителей министерств и центральных ведомств.

С обстоятельными докладами о большой и разносторонней творческой работе инженеров, техников, экономистов, передовиков производства, об организующей роли заводской партийной организации в проведении технической реконструкции предприятия выступили перед собравшимися директор завода П. Д. Воронин и секретарь партийного комитета А. И. Вольский. В своем сообщении П. Д. Воронин отметил, что в борьбе за выполнение решений XXIII съезда КПСС коллектив завода считает одной из первейших задач — дальнейшее ускорение темпов технического прогресса, повышение эффективности производства и повышение качества продукции, досрочное выполнение пятилетнего плана. Центральное место в этой работе отводится комплексной механизации процессов производства. Проект реконструкции, разработанный на заводе, охватывает все сферы деятельности предприятия, он составлен при активном участии широкого круга заводских работников — от цеховых технологов до главных специалистов

заводоуправления. Проект предусматривает достижение высокой производительности труда, ликвидацию тяжелых физических работ, высокую культуру производства, обеспечение требуемого качества выпускаемой продукции.

Особое внимание на заводе уделяется рациональной организации и механизации транспортно-складских процессов, потому что они содержат наибольшие резервы снижения трудовых затрат. Кроме того, упорядочение этих процессов способствует улучшению ритмичности работы предприятия, значительному повышению экономической эффективности производства. Основным видом межоперационного транспорта на заводе приняты грузонесущие конвейеры с часто расположенными многополочными подвесками. Уже сейчас общая длина конвейеров достигла 65 км, в расчете на одного работающего она увеличилась на 54%.

Планом механизации транспортно-складских работ предусмотрено создание на заводе высокомеханизированных складов, оборудованных техникой для объективного контроля за состоянием запасов по всей номенклатуре материалов, полуфабрикатов и комплектующих изделий. Широкое распространение получила на заводе бесперевалочная доставка грузов в специальной таре и контейнерах. Для этого все цехи имеют погрузочно-разгрузочные площадки и склады закрытого и открытого типа, смонтировано свыше 900 различных подъемных механизмов, приобретено более 300 погрузчиков, изготовлено 70 тыс. единиц тары. В результате выполнения этих мероприятий поднят уровень механизации работ на внутризаводских перевозках за последние четыре года более чем на 80%, повышена производительность труда транспортных рабочих на 43,5%.

Дальнейшее осуществление намеченных мер по механизации названных работ, по подсистемам специалистов завода, обеспечит ежегодный рост производительности труда при их выполнении на 10—12%. Характерно, что механизация транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ выполнена за счет фондов развития производства и ссуд Госбанка.

Возросшие темпы производства и увеличение его масштабов, необходимость четкого исполнения плановых заданий по всем показателям обусловили применение современных технических средств управления предприятием. Технический проект автоматизации управления производством, разработанный с участием НИИТАвтопрома, охватывает сферу оперативного контроля деятельности предприятия, материально-техническое снабжение и сбыт, технико-экономическое планирование, подготовку производства и бухгалтерский учет. Основной механизацией управленческого труда является созданный на заводе вычислительный центр с быстродействующими ЭВМ. Проектирование по созданию системы контроля, регулирования и управления производством выполнено силами завода. Упорядочено нормативное хозяйство, составлено и переведено на магнитные ленты свыше 700 тыс. перфокарт. Основную часть системы оперативного регулирования производством предусматривается внедрить в 1970 г., а полный комплекс работ по созданию автоматической системы управления на основном заводе и его филиалах намечено завершить в 1972—1973 гг.

Быстрому внедрению средств комплексной механизации производства в значительной мере способствует повышение уров-

ня специализации производства прежде всего за счет создания сети филиалов предприятия в Москве и других городах страны.

Как отметил секретарь парткома А. И. Вольский, партийный комитет и все первичные парторганизации стремятся довести до сознания каждого работника предприятия, что творческий труд, умение находить и правильно использовать внутренние резервы производства, экономное хозяйствование являются залогом быстрого развития технического прогресса. При непосредственном участии партийной организации к руководству решающими участками производства выдвигаются наиболее квалифицированные и подготовленные работники. Партийный комитет организует разнообразные мероприятия по усилению режима экономии и повсеместному внедрению хозяйственного расчета. В авангарде борьбы за техническое перевооружение предприятия были и остаются члены заводской партийной организации.

О конкретных путях комплексной механизации основных и вспомогательных процессов производства рассказали главный инженер завода В. Л. Мельников, его заместитель А. Ф. Яковенко, главный технолог С. М. Степашкин, главный сварщик М. М. Финшис и главный конструктор отдела транспортно-складских работ А. М. Плахов.

Большой интерес для участников семинара представили сообщения руководителей Госкомитета по науке и технике, представителей машиностроительных министерств и научно-исследовательских организаций о перспективных направлениях развития комплексной механизации процессов производства в машиностроении, совершенствования технологического оборудования, об экономической эффективности применения средств механизации в различных сферах общественного труда.

Секретари Ленинградского, Минского, Киевского обкомов и Московского, Харьковского, Горьковского горкомов партии поделились опытом работы местных партийных органов по развитию комплексной механизации производства на машиностроительных предприятиях, повышению производительности труда, обеспечению прироста выпуска продукции без увеличения численности работающих.

Во время работы семинара всем его участникам была предоставлена возможность подробно ознакомиться с основными инженерными решениями комплексной механизации и автоматизации различных видов производств непосредственно в цехах и на участках завода. Осмотр машин и механизмов в действии сопровождался подробными рассказами об особенностях и экономической значимости выполненных работ. В заключительной части семинара выступавшие товарищи отмечали, что многие мероприятия, выполненные на Московском автозаводе им. Лихачева, могут быть успешно осуществлены и на других машиностроительных предприятиях, особенно с массовым характером производства. Всем, кто в эти дни изучал опыт автозаводцев, стало еще более понятно, что в деле дальнейшего развития технического прогресса и повышения эффективности производства необходимы настойчивая и целеустремленная творческая работа, умение выбрать главные направления и использовать накопленный опыт, способность правильно организовать производственные коллективы на решение стоящих задач.

## ПРОДОЛЖАЕТСЯ ПОДПИСКА НА ЖУРНАЛ «АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»

НА 1970 г.

Подписка принимается без ограничения в пунктах подписки «Союзпечать» в почтамтах, городских, районных узлах и отделениях связи, а также у общественных распространителей печати.

*Журнал можно приобрести только по подписке.*

## Долговечность стационарного двигателя модели 320Б (320)

Н. Г. МОЗОХИН, А. Я. ВОДЕНИСОВ

Горьковский автозавод, Заволжский моторный завод

З АВОЛЖСКИМ МОТОРНЫМ заводом проведен второй этап 5000-часовых испытаний стационарных двигателей модели 320Б (320) в составе сварочных агрегатов АСБ-300-7. Цикл работы двигателей, продолжительность работы в сутки, критерии оценки работоспособности, используемое топливо и смазка полностью соответствовали указанным в работе [1].

Характер износа деталей стационарных двигателей в основном соответствует характеру износа одноименных деталей базовой модели и отличается от последних лишь абсолютной величиной износа. Несмотря на то, что двигатели отработали значительный срок, в изнашиваемых парах, наряду с износом, наблюдается деформация.

Для стационарных двигателей существует характерная особенность износа поршневых канавок — сохраняется общая закономерность износа поршневых канавок, присущая базовой модели, т. е. износ первой канавки имеет максимальную величину, второй — меньшую и третьей — минимальную. Однако характер износа поршневых канавок базовой модели и стационарной существенно отличны. Если для базовой модели соотношение средних износных канавок составляет 1:0,46:0,26, то для стационарной оно будет 1:0,97:0,34 (за единицу принят износ первой канавки). Полученное соотношение износных поршневых канавок поршней двигателей, работающих в стационарных условиях (пониженные обороты, прикрытая дроссельная заслонка), свидетельствует о том, что условия, в которых работает вторая канавка, примерно равны условиям работы первой поршневой канавки, что не наблюдается на базовой модели.

В связи с получением данных по износам деталей двигателей после 5000 ч работы представляется целесообразным уточнить приведенную ранее среднюю расчетную долговечность основных деталей двигателя и эквивалент 1 ч его работы в стационарных условиях пробегу базовой модели (в км). Средняя расчетная долговечность (в ч) определяется по формуле

$$L = \frac{S_1 - S_0}{\mu_1 + \mu_2} \cdot 1000,$$

где  $S_1$  — предельно допустимый зазор в сопряжении в мм;

$S_0$  — средний зазор по чертежу на новый двигатель в мм;

$\mu_1$  и  $\mu_2$  — износы на 1000 ч работы трущихся пар в мм.

Данные по износам основных деталей и их расчетная долговечность приведены в табл. 1.

В табл. 2 приведены расчетные данные и полученные эквиваленты 1 мото-ч работы в стационарных условиях пробегу базовой модели (в км), вычисленные на основании результатов 5000-часовых испытаний.

В настоящее время двигатели успешно отработали 6000 мото-ч, испытания продолжаются. После завершения третьего этапа испытаний (наработка до 7000 мото-ч) двигатели будут подвергнуты всесторонним исследованиям для решения вопроса о целесообразности проведения дальнейших испытаний их в составе агрегата до наработки 9000—10 000 ч. Таким образом, проведение второго этапа испытаний дало возможность с большей достоверностью оценить действительный моторесурс двигателей модели 320Б (320), повысить точность определения эквивалента 1 мото-ч работы двигателя в стационарных условиях пробегу базовой модели.

Учитывая изложенное, а также то, что эта работа является логическим продолжением работ [1 и 2], можно констатировать:

Таблица 1

| Сопряжение                                       | Износ сопряженных пар в мм |               | Средний зазор по чертежу на новый двигатель в мм | Предельно допустимый износ в мм | Долговечность в ч |
|--------------------------------------------------|----------------------------|---------------|--------------------------------------------------|---------------------------------|-------------------|
|                                                  | Первая деталь              | Вторая деталь |                                                  |                                 |                   |
| Гильза — поршень . . . . .                       | 8,72                       | 6,1           | 0,018                                            | 0,3                             | 19 000            |
| Поршневое кольцо — канавка поршня:               |                            |               |                                                  |                                 |                   |
| первое кольцо . . . . .                          | 8,1                        | 5,8           | 0,066                                            | 0,25                            | 13 200            |
| второе кольцо . . . . .                          | 3,85                       | 5,62          | 0,051                                            | 0,25                            | 21 000            |
| третье кольцо . . . . .                          | 1,98                       | 2,0           | 0,051                                            | 0,25                            | 49 700            |
| Коренная шейка — вкладыш . . . . .               | 5,32                       | —             | 0,054                                            | 0,2                             | 13 200            |
| Шатунная шейка — вкладыш . . . . .               | 2,63                       | —             | 0,052                                            | 0,2                             | 23 200            |
| Шейки распределительного вала — втулки . . . . . | 3,53                       | 2,28          | 0,046                                            | 0,17                            | 21 300            |
| Впускной клапан — втулка направляющая . . . . .  | 3,108                      | 2,66          | 0,073                                            | 0,25                            | 30 700            |
| Выпускной клапан — направляющая втулка . . . . . | 4,145                      | 5,4           | 0,096                                            | 0,25                            | 16 150            |

Таблица 2

| Деталь                        | Износ базовой модели за 1000 км в мм | Износ стационарной модели за 1000 ч работы в мм | Эквивалент 1 мото-ч работы пробегу в км |
|-------------------------------|--------------------------------------|-------------------------------------------------|-----------------------------------------|
| Гильза . . . . .              | 2,25                                 | 8,72                                            | 3,875                                   |
| Канавка:                      |                                      |                                                 |                                         |
| под первое кольцо . . . . .   | 0,72                                 | 5,8                                             | 8,07                                    |
| под второе кольцо . . . . .   | 0,34                                 | 5,62                                            | 16,5                                    |
| под третье кольцо . . . . .   | 0,19                                 | 2,0                                             | 10,5                                    |
| Поршневые кольца (по высоте): |                                      |                                                 |                                         |
| первое . . . . .              | 1,05                                 | 8,1                                             | 7,71                                    |
| второе . . . . .              | 0,33                                 | 3,85                                            | 11,65                                   |
| третье . . . . .              | 0,164                                | 1,98                                            | 12,1                                    |
| Коренные шейки . . . . .      | 0,615                                | 5,32                                            | 8,65                                    |
| Шатунные шейки . . . . .      | 0,38                                 | 2,63                                            | 7,08                                    |
| Стержни клапанов:             |                                      |                                                 |                                         |
| впускного . . . . .           | 0,19                                 | 3,108                                           | 15,9                                    |
| выпускного . . . . .          | 0,265                                | 4,145                                           | 15,6                                    |

1. Выпускаемые Заволжским моторным заводом стационарные двигатели моделей 320Б (320), созданные на базе транспортного двигателя массового производства ЗМЗ-21А (для автомобиля «Волга»), обладают высокой долговечностью, которая превышает 5000 мото-ч при работе в наиболее тяжелых условиях эксплуатации сварочных агрегатов.

2. Использование массовых моделей транспортных двигателей в качестве базы для стационарных модификаций, обладающих высокой долговечностью, является одним из наиболее перспективных путей оптимального удовлетворения все возрастающих потребностей народного хозяйства в двигателях внутреннего сгорания.

### ЛИТЕРАТУРА

- Мозохин Н. Г., Воденисов А. Я. «Автомобильная промышленность», 1968, № 3.
- Мозохин Н. Г., Воденисов А. Я. «Автомобильная промышленность», 1967, № 7.

# Методика определения доли свежей смеси в картерных газах четырехтактного карбюраторного двигателя

Д-р техн. наук М. Г. КРУГЛОВ, канд. техн. наук В. П. ДМИТРИЕВ

МВТУ им. Ваумана

ПРИ исследовании карбюраторных двигателей часто бывает необходимо знать состав картерных газов, которые состоят из свежей рабочей смеси и продуктов сгорания топлива. Однако надежной методики определения содержания доли свежей рабочей смеси в картерных газах до сих пор не существует. Например, И. Г. Ананьев в результате применения ошибочной методики считает, что прорывающиеся в картер газы состоят из 22—28% свежей смеси и 78—72% продуктов сгорания. Такое предположение далеко от действительности.

Предлагается методика, основанная на химическом анализе выпускных и картерных газов, позволяющая определить долю свежей смеси в картерных газах карбюраторного двигателя.

В процессе анализа определяется процентное содержание углекислого газа  $\text{CO}_2$ , окиси углерода  $\text{CO}$  и кислорода  $\text{O}_2$ . Если при этом в выпускных газах  $(\text{CO}_2 + \text{CO})_{\text{в.г.}}$  составляет  $x\%$ , а в картерных  $y\%$ , причем  $y < x$ , то это значит, что прорывающиеся в картер газы состоят из продуктов сгорания и свежей смеси.

Обычно объем пробы анализируемого газа составляет  $100 \text{ см}^3$ , поэтому  $x\% \text{CO}_2 + \text{CO}$  составляет  $x \text{ см}^3$ .

Тогда

$$y = \frac{x}{V} 100\%, \quad (1)$$

где  $V = 100 + \Delta V \text{ см}^3$ ;

$\Delta V$  — количество свежей смеси, которое добавляется к  $100 \text{ см}^3$  выпускных газов так, что концентрация  $\text{CO}_2 + \text{CO}$  в них стала равной  $y\%$ .

Таким образом, отношение  $\frac{\Delta V}{V}$  представляет собой долю свежего заряда в картерных газах.

Из выражения (1) следует, что

$$V = \frac{x}{y} 100 \text{ см}^3. \quad (3)$$

Подставляя выражение (3) в формулу (2) и преобразуя, получим

$$\Delta V = \left( \frac{x}{y} - 1 \right) 100 \text{ см}^3. \quad (4)$$

С учетом формул (3) и (4) определяем долю свежего заряда в картерных газах:

$$q = \frac{\Delta V}{V} = 1 - \frac{y}{x}. \quad (5)$$

Выражение (5) дает возможность по результатам анализа выпускных и картерных газов определить долю свежей смеси в прорывающихся в картер газах.

Приведенная методика была применена при исследовании двигателя МемЗ-966 (автомобиля «Запорожец»). Экспериментальная установка была оборудована электроиндукционным

тормозом, термопарами для измерения температур выпускных газов, масла в картере и для контроля теплового состояния двигателя, мерной шайбой для измерения расхода воздуха и другими приборами. Из картера газ отсасывался вакуум-насосом РВН-20 через электрический ротаметр типа РЭД так, что в картере поддерживалось атмосферное давление. Пробы газа для анализа отбирались через отверстие для шупа. Из выпускного трубопровода газ для анализа отбирался на расстоянии 1 м от двигателя. Анализ осуществлялся газоанализатором ВТИ-2 без дожигания.

На рисунке показаны некоторые результаты исследований. Как видно, с увеличением числа оборотов вращения коленчатого вала увеличивается доля свежего заряда в картерных газах и на режиме  $n = 4000 \text{ об/мин}$  достигает максимума — 67%. На всех

скоростных режимах  $\frac{\Delta V}{V} > 50\%$ .

Из графиков также видно, что с увеличением числа оборотов коленчатого вала относительное содержание углекислого газа

в картерных газах  $\frac{\text{CO}_{2\text{к.г.}}}{\text{CO}_{2\text{в.г.}}}$  уменьшается, а содержание

окиси углерода  $\frac{\text{CO}_{\text{к.г.}}}{\text{CO}_{\text{в.г.}}}$  резко возрастает на режимах  $n = 3200 \div 4000 \text{ об/мин}$ .

По-видимому, наиболее активное перетекание свежего заряда в картер двигателя происходит в процессе сжатия и начальный период сгорания. В результате воспламенения и горения части смеси, находящейся у свечи, резко повышается давление во всем объеме заряда, а так как смесь, находящаяся у относительно холодных стенок цилиндра, сгорает в последнюю очередь и горение ее происходит менее интенсивно вследствие повышенной теплоотдачи, то в это время через зазоры между поршнем и цилиндром в картер перетекает свежая смесь и только много позже туда просачиваются продукты сгорания. Повышенное содержание окиси углерода в картерных газах свидетельствует о том, что у стенок цилиндров и в зазорах процесс сгорания ухудшается.

Таким образом, предлагаемая методика дает возможность определить состав картерных газов и долю свежего заряда в них.

В двигателях с водяным охлаждением содержание свежего заряда в картерных газах может быть иным. Однако качественная картина изменения его содержания в зависимости от скоростного режима двигателя будет аналогичной.

## Определение нагрузок, действующих на шатунные вкладыши двигателя ЗМЗ-21Д

А. А. ЧАПЧАЕВ, В. М. ТУЛЯКОВ

НАМИ

ШАТУННЫЕ вкладыши, являющиеся одними из наиболее нагруженных деталей двигателя, подвергаются знакопеременным нагрузкам. С форсированием двигателей по степени сжатия и числам оборотов напряженность вкладышей значительно возросла, вследствие чего повышаются требования к точному знанию нагрузок, действующих на вкладыши. Теоретические методы расчета основываются на определенных до-

пущениях и потому являются весьма приближенными. Наиболее точные данные о нагруженности вкладышей получаются в результате экспериментальных исследований непосредственно на работающем двигателе.

При работе двигателя на вкладыши действуют нагрузки от газовых сил, инерционных сил возвратно-поступательно движущихся масс поршневой группы и части шатуна, отнесенной



к центру поршневой головки, и инерционных сил вращательно движущейся массы части шатуна, отнесенной к центру кривошипной головки. Если инерционные силы  $K$  от массы шатуна, совершающей вращательное движение, могут быть определены с высокой точностью расчетным путем, то сила  $S$ , направленная вдоль оси шатуна, теоретически вычисляется весьма приближенно, так как зависит от ряда трудно учитываемых факторов, связанных с рабочим процессом. Поэтому сила  $S$  с целью более объективной оценки нагруженности вкладышей была определена экспериментальным путем, что оказалось возможным с разработкой и изготовлением в ИАМИ специального токосъемного устройства, примененного для исследования динамических напряжений в шатуне с помощью тензометров сопротивления. Токосъемное устройство обеспечило надежную связь тензодатчиков, расположенных на шатуне, с измерительной аппаратурой при работе двигателя до  $n=4000$  об/мин. Тензодатчик устанавливался в центре тяжести шатуна, благодаря чему на него действовала суммарная нагрузка от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс и газовых сил. Сигналы от тензодатчика передавались с помощью токосъемного механизма к измерительной аппаратуре и записывались на фотопленку шлейфового осциллографа.

Тензодатчик предварительно тарировался при статическом нагружении шатуна фиксированными сжимающими и растягивающими нагрузками.

Исследования по определению нагрузок на вкладыши проводились непосредственно на работающем двигателе ЗМЗ-21Д на режимах  $M_{кр\max}$  ( $n=2200$  об/мин),  $N_{e\max}$  ( $n=4000$  об/мин) и среднем эксплуатационном режиме ( $n=3200$  об/мин, нагрузка  $P=100\%$ ). Результаты обработки осциллограмм приведены в табл. 1.

Таблица 1

| Номера точек измерения | Угол поворота коленчатого вала в град | Сила $S$ в кг при |                 |                 | Номера точек измерения | Угол поворота коленчатого вала в град | Сила $S$ в кг при |                 |                 |
|------------------------|---------------------------------------|-------------------|-----------------|-----------------|------------------------|---------------------------------------|-------------------|-----------------|-----------------|
|                        |                                       | $n=2200$ об/мин   | $n=3200$ об/мин | $n=4000$ об/мин |                        |                                       | $n=2200$ об/мин   | $n=3200$ об/мин | $n=4000$ об/мин |
| 0                      | 0                                     | 300               | 650             | 1020            | 12                     | 378                                   | -2960             | -2920           | -2290           |
| 1                      | 30                                    | 320               | 680             | 1030            | 13                     | 390                                   | -2100             | -2020           | -1570           |
| 2                      | 60                                    | 150               | 440             | 550             | 14                     | 420                                   | -1060             | -840            | -336            |
| 3                      | 90                                    | 70                | 135             | 210             | 15                     | 450                                   | -615              | -640            | -660            |
| 4                      | 120                                   | 182               | 440             | 640             | 16                     | 480                                   | -520              | -690            | -900            |
| 5                      | 150                                   | 200               | 500             | 628             | 17                     | 510                                   | -410              | -660            | -855            |
| 6                      | 180                                   | 200               | 425             | 550             | 18                     | 540                                   | -330              | -640            | -820            |
| 7                      | 210                                   | 175               | 440             | 490             | 19                     | 570                                   | -250              | -500            | -670            |
| 8                      | 240                                   | 140               | 420             | 340             | 20                     | 630                                   | -150              | -450            | -485            |
| 9                      | 270                                   | 105               | 210             | 210             | 21                     | 630                                   | -25               | -190            | -225            |
| 10                     | 300                                   | 80                | 90              | 225             | 22                     | 660                                   | 30                | 80              | 340             |
| 11                     | 330                                   | 130               | 210             | 558             | 23                     | 670                                   | 225               | 500             | 880             |
| 12                     | 360                                   | 880               | 880             | 90              | 24                     | 720                                   | 300               | 650             | 1020            |

В табл. 2 даны расчетные значения центробежных сил  $K$ , действующих по радиусу кривошипа и развиваемых частью массы шатуна, расположенной ниже обследуемого сечения. Сила  $K$  определялась по формуле  $K=mr\omega^2$ . Зная силы, действующие вдоль оси шатуна  $S$ , и центробежные силы  $K$ , графическим построением полярных диаграмм определили результирующие силы  $R$ , действующие на шатунные вкладыши по углу поворота коленчатого вала. Как видно из полярных диаграмм (рис. 1), максимальная нагрузка на вкладыши от сжимающих сил возникает при  $M_{кр\max}$  ( $n=2200$  об/мин) и составляет  $R=2725$  кг, при этом удельное давление на подшипник

$$q = \frac{R}{dl} = 148 \text{ кг/см}^2$$

( $d$  — диаметр шатунной шейки в см,  $l$  — ширина вкладыша в см).

От растягивающих сил максимальная нагрузка на вкладыши небольшая:  $R=500$  кг, или  $q=27$  кг/см<sup>2</sup>.

При максимальной мощности ( $n=4000$  об/мин) мгновенные пиковые нагрузки от сжимающих сил на 40% ниже, чем при

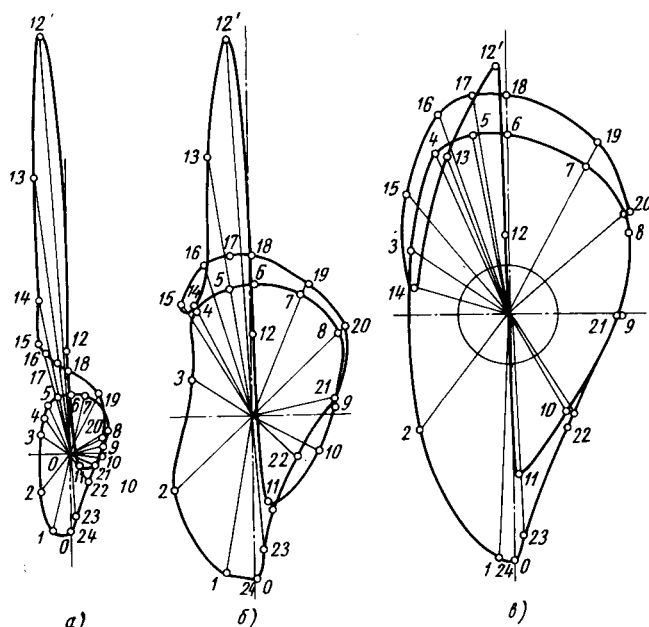


Рис. 1. Экспериментально-расчетные полярные диаграммы нагрузок на шатунные вкладыши:

$a$  —  $M_{кр\max}$ ,  $n=2200$  об/мин;  $б$  — эксплуатационный режим,  $n=3200$  об/мин,  $P=100\%$ ;  $в$  —  $N_{e\max}$ ,  $n=4000$  об/мин

$M_{кр\max}$ , т. е.  $R=1620$  кг,  $q=87,5$  кг/см<sup>2</sup>, в то же время нагрузки от растягивающих сил значительно возрастают ( $R=1580$  кг,  $q=85$  кг/см<sup>2</sup>) и превышают нагрузки при  $M_{кр\max}$  в 3,2 раза.

Поскольку шатунные вкладыши состоят из верхней и нижней половин, то силы, расположенные выше центра полярной диаграммы (рис. 1), действуют на верхнюю половину вкладыша, а силы, расположенные ниже центра полярной диаграммы, нагружают нижнюю половину вкладыша. Средние нагрузки на указанных режимах работы двигателя за один цикл для верхней и нижней половин вкладышей были определены из диаграмм нагрузок, построенных в прямоугольных координатах (рис. 2).

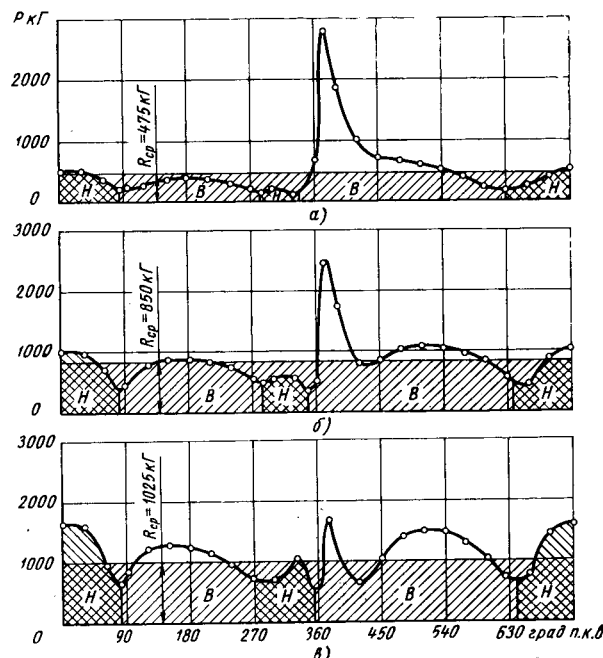


Рис. 2. Экспериментально-расчетные нагрузки на шатунные вкладыши в прямоугольных координатах (обозначения те же, что на рис. 1)



Как видно из полученных диаграмм, при повышении оборотов по внешней скоростной характеристике максимальные нагрузки от сжимающих сил снижаются, в то время как средние нагрузки  $P_{ср}$  продолжают расти. Средние нагрузки при  $N_{е\max}$  превышают нагрузки при  $M_{кр\max}$  в 2,18 раза. Из анализа диаграмм нагрузок на шатунные вкладыши (рис. 2) следует, что режим максимальной мощности ( $n=4000$  об/мин) является более тяжелым для работы как верхней (В), так и нижней (Н) половин шатунного вкладыша по сравнению с работой вкладышей на режиме  $M_{кр\max}$  ( $n=2200$  об/мин).

Для эксплуатационного режима ( $n=3200$  об/мин,  $P=100\%$ ), как наиболее характерного при работе автомобиля, было проведено теоретическое определение средних нагрузок на шатунные вкладыши. При этом  $R_{ср}$  составило  $690$  кг/см<sup>2</sup>, что примерно на 20% ниже нагрузок, определенных экспериментальным путем. Предложенная методика открывает возможности для дальнейшего развития экспериментальных работ по определению динамических нагрузок, действующих на вкладыши.

УДК 621.43—712.3:629.113

## Особенности аэродинамики и расчета автомобильных вентиляторов

(ВТОРАЯ ЧАСТЬ)<sup>1</sup>

Э. Е. ХМЕЛЬНИЦКИЙ

НАМИ

РАССМОТРИМ влияние на характеристику вентилятора заграждений, расположенных за ним по потоку воздуха, а также величины зазора между лопастями и кожухом.

Исследование выявило, что уменьшение расстояния  $\bar{x}_c$  плоской стенки, эквивалентной реальному заграждению от вентилятора во многих случаях снижает производительность вентилятора и способствует возрастанию создаваемого им давления. Потребляемая вентилятором мощность может увеличиваться и уменьшаться, что зависит от других факторов.

Изменения аэродинамических показателей вентиляторов при  $\eta_{см} = \max$  за счет приближения плоской стенки можно характеризовать коэффициентами изменения давления, производительности и мощности:

$$b_H = \frac{\bar{H}_{см1}}{\bar{H}_{см\infty}}; \quad b_Q = \frac{\bar{Q}_1}{\bar{Q}_\infty}; \quad b_N = \frac{\bar{N}_1}{\bar{N}_\infty};$$

Величины с индексом  $\infty$  получаются при работе вентилятора без радиатора и заграждающей стенки.

Указанные выше коэффициенты можно определять по формулам, выведенным из экспериментальных данных. Коэффициент изменения давления

$$b_H = \frac{1}{\epsilon_H} \left[ 1 + 2,39(2,1 + \bar{S})(\bar{H}_{см1} - 0,084\bar{x}_c^2 - 0,033) \times \left( \frac{0,0911}{\bar{Q}_1^{1,55}} + 1 \right)^{3,76(\bar{S} + 0,066)} \right], \quad (6)$$

где  $\epsilon_H$  — коэффициент, учитывающий центробежный эффект;

$\bar{Q}_1$  и  $\bar{H}_{см1}$  — производительность и статическое давление вентилятора, получаемые при данных расстояниях  $\bar{x}_c$  и зазоре  $\bar{S}$ .

Формула действительна при  $0,09 < \bar{S} < 0,25$ ;  $0,08 < \bar{x}_c < 0,7$  и при  $(\bar{H}_{см1} - 0,084\bar{x}_c^2 - 0,033) \geq 0$ . Если последнее выражение в скобках получается отрицательным, можно принимать  $b_H = 1$ .

Максимальное отклонение величин  $b_H$  [определено по формуле (6)] от экспериментальных не превышало 15%, а для большинства экспериментов (около 92%) оно составляло менее 8%.

При зазорах  $0,01 < \bar{S} < 0,045$  и расстояниях  $\bar{x}_c < 0,6$  коэффициент  $b_H$  рассчитывается по формуле

$$b_H = \frac{\bar{Q}_1}{0,3 + \bar{H}_{см1}} [2,2 + 15(0,73 - \bar{x}_c)^3]. \quad (7)$$

Коэффициент изменения расхода

$$b_Q = \frac{1}{\epsilon_Q} \{ 1,47 + [2,7 - 34,6(0,055 + \bar{S})^2] \times (\bar{x}_c - 0,12) \} \left( \frac{0,47}{0,876 - \bar{S}} - \bar{Q}_1 \right), \quad (8)$$

где  $\epsilon_Q$  — коэффициент, учитывающий центробежный эффект (его определение также приведено далее).

Формула действительна при  $0,01 < \bar{S} < 0,25$ ;  $0,08 < \bar{x}_c < 0,65$ . Максимальное отклонение величин  $b_Q$  [определены по формуле (8)] от экспериментальных составляло 22%, однако 94% экспериментальных точек имело отклонение не выше 9%.

Коэффициент изменения мощности, потребляемой вентилятором,

$$b_N = \frac{1}{\epsilon_H \epsilon_Q} \left( b_H b_Q \epsilon_H \epsilon_Q + 0,6 - 1,7\bar{S} - \frac{0,55 - \bar{x}_c}{904\bar{x}_c^3 + 0,6} \right) \frac{0,882}{10\bar{Q}_1 \bar{H}_{см1} + 1,1}. \quad (9)$$

Формула применима при  $0,01 < \bar{S} < 0,25$  и  $0,08 < \bar{x}_c < 0,55$ . При расстоянии стенки  $\bar{x}_c > 0,55$  можно пренебречь ее влиянием на мощность.

Анализ характеристик вентиляторов показал, что близкое расположение двигателя или других заграждений на выходе вентилятора не всегда вызывает ухудшение общих показателей вентилятора. Поэтому неоправдана рекомендация многих авторов: стремиться увеличить расстояние вентилятора от двигателя во всех случаях. Это расстояние следует увеличивать только тогда, когда  $\bar{S} < 0,05$ . При  $\bar{S} > 0,09$  целесообразны расстояния, близкие  $\bar{x}_c = 0,15 \div 0,3$ .

По данным проведенного исследования увеличение относительного радиального зазора  $\bar{S}$  в ряде случаев вызывает падение давления вентилятора, уменьшение производительности, при которой достигается максимальный к. п. д., и снижение потребляемой мощности. Однако оказалось, что зазоры играют существенную роль лишь при отсутствии за вентилятором стенки (двигателя). Уже при расстоянии стенки  $\bar{x}_c = 0,3 \div 0,4$  влияние зазоров на показатели вентиляторов становится сравнительно небольшим. При  $\bar{x}_c < 0,4$  увеличение зазора  $\bar{S}$  в некоторых случаях не только не ухудшает показатели вентилятора, а, наоборот, улучшает их.

Учитывая последнее, расчетные зависимости для определения влияния зазоров разрабатывались для вентиляторов, не имеющих на выходе заграждений. Все изменения, возникающие в характеристике вентилятора при внесении заграждений, относятся на их счет, что учтено в формулах (6) — (9).

Изменение аэродинамических показателей вентиляторов в зависимости от зазора  $\bar{S}$  можно выразить коэффициентами

$$\beta_H = \frac{\bar{H}_{см\infty}}{\bar{H}_{см0}}; \quad \beta_Q = \frac{\bar{Q}_\infty}{\bar{Q}_0}; \quad \beta_N = \frac{N_\infty}{N_0}.$$

Показатели с нулевым индексом получаются в оптимальных условиях установки и работы вентилятора (условиях, когда у входа и выхода вентилятора отсутствуют агрегаты и детали, искажающие свободный поток, а кожух выполнен с плавным входным коллектором и минимальным зазором  $\bar{S} \approx 0,015$ ).

Испытания показали, что коэффициенты изменения  $\beta_H$  и  $\beta_Q$  целесообразно считать произведением двух коэффициентов

$$\beta_H = \delta_H \epsilon_H, \quad \beta_Q = \delta_Q \epsilon_Q, \quad (10)$$

<sup>1</sup> Первая часть статьи опубликована в журнале «Автомобильная промышленность» № 12 за 1969 г.

где  $\delta_H$  и  $\delta_Q$  — частичные коэффициенты изменения давления и производительности вентилятора, возникающего при увеличении зазора  $\bar{S}$ ;

$\varepsilon_H$  и  $\varepsilon_Q$  — поправочные коэффициенты, учитывающие влияние центробежного эффекта в вентиляторе.

На рис. 6 приведены соответствующие кривые частичного коэффициента изменения давления  $\delta_H$ , из которых видно, что в вентиляторах с большими давлениями и меньшими производительностями потери от зазора больше.

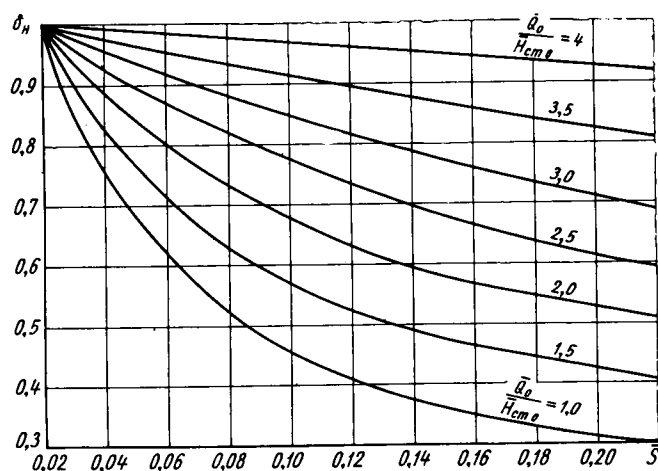


Рис. 6. Кривые для определения частичного коэффициента изменения давления вентилятора, возникающего вследствие увеличения радиального зазора

При  $\bar{H}_{cm0} > 0,063$  и определенных сочетаниях зазора  $\bar{S}$  и отношения  $\bar{H}_{cm0}/\bar{Q}_0^2$  вентилятор начинает работать в центробежном режиме. При этом давление, создаваемое им, повышается в сравнении с тем, которое получается с учетом рис. 6. Зависимость коэффициента  $\varepsilon_H$  от радиального зазора представлена на рис. 7. При некотором зазоре давление повышается, если отношение  $\bar{H}_{cm0}/\bar{Q}_0^2$  превышает определенную величину.

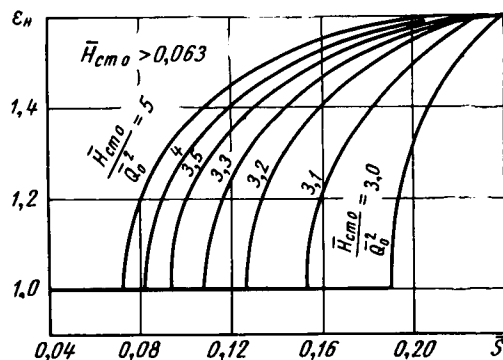


Рис. 7. Кривые для определения поправочного коэффициента изменения давления, учитывающего центробежный эффект в работе вентилятора (при  $\bar{H}_{cm0} > 0,063$ )

Максимальное отклонение определенных по формуле (10) коэффициентов  $\beta_H$  от экспериментальных не превышает 7%. Для большинства испытанных вентиляторов это отклонение не превышает 3,5%.

Коэффициент изменения производительности  $\beta_Q$  при изменении  $\bar{S}$  связан с величиной параметра  $P = 100\bar{Q}_0 \sqrt{\bar{H}_{cm0}}$ . Соответствующие зависимости, построенные по экспериментальным данным, приведены на рис. 8. Возникновение центробежных режимов работы одновременно с изменением коэффициента  $\beta_H$  вызывает изменения и в коэффициенте  $\beta_Q$ , которые

характеризуются коэффициентом  $\varepsilon_Q$ , приведенным на рис. 9. При высоких значениях зазора  $\bar{S}$  и параметра  $\bar{H}_{cm0}/\bar{Q}_0^2$  возникновение центробежного режима работы вентилятора вызывает повышение не только давления, но и производительности.

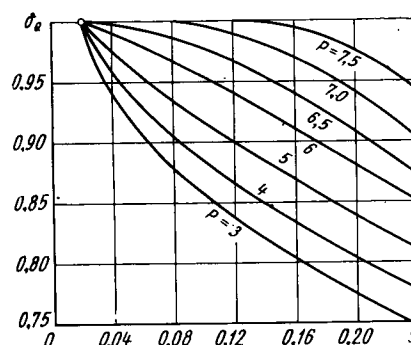


Рис. 8. Кривые для определения частичного коэффициента изменения производительности вентилятора, возникающего вследствие увеличения радиального зазора

При величине  $\bar{H}_{cm0} < 0,063$  ( $z=2; 3$ ) коэффициент  $\varepsilon_Q$  изменяется по иным закономерностям. Это показано на рис. 9 штриховыми кривыми, которые при  $\bar{H}_{cm0}/\bar{Q}_0^2 > 3$  совпадают с основными кривыми. Определение коэффициента  $\beta_Q$  по формуле

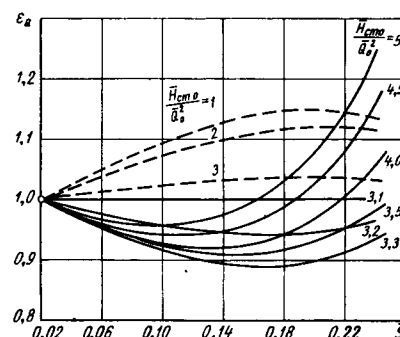


Рис. 9. Кривые для определения поправочного коэффициента изменения производительности, учитывающего центробежный эффект в работе вентилятора

(10) обеспечивает хорошую точность. Максимальные отклонения экспериментальных данных от определенных указанным путем не превысили 4%.

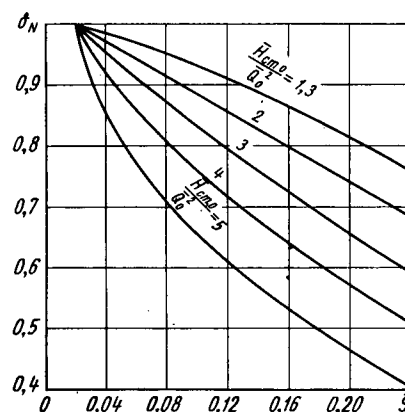


Рис. 10. Кривые для определения частичного коэффициента изменения мощности вентилятора, возникающего вследствие увеличения радиального зазора

За исключением нескольких точек, экспериментальные данные по изменению мощности удовлетворительно (с погрешностью не более 6%) обобщаются с помощью кривых коэффи-

циента  $\delta_N$  (рис. 10). Выход на центробежные режимы работы вентиляторов сопровождается изменением их мощности, пропорционально соответствующим изменению давления и производительности. Иначе говоря, коэффициент изменения мощности может определяться с помощью данных рис. 10, 7 и 9 по формуле

$$\beta_N = \delta_N \epsilon_H \epsilon_Q.$$

На основе анализа материалов испытаний составлены таблицы рациональных сочетаний параметров  $\bar{Q}$ ,  $\bar{H}_{см}$ ,  $\bar{x}_c$  и  $\bar{S}$ . В табл. 3—5 включены также показатели вентиляторов в оптимальных условиях установки (первые колонки слева). Данные приведены без учета влияния радиатора.

Таблица 3

| $\bar{H}_{см}$   | 0,05—0,07 | 0,08—0,11 | 0,07—0,1 | 0,07—0,105 | 0,04—0,08 | 0,08—0,12 | 0,05—0,07 |
|------------------|-----------|-----------|----------|------------|-----------|-----------|-----------|
| $\bar{x}_c$      | >0,6      | >0,6      | ~0,4     | ~0,25      | ~0,25     | ~0,15     | ~0,15     |
| $\bar{S}$        | <0,03     | <0,03     | <0,03    | 0,2        | 0,13      | 0,22      | 0,25      |
| $\sim \eta_{см}$ | 0,6       | 0,55      | 0,49     | 0,43       | 0,39      | 0,45      | 0,38      |

Примечание. Для  $\bar{Q} \sim 0,1$ .

Параметры в таблицах даны для четырех значений  $\bar{x}_c$  при оптимальных зазорах для данных условий.

Как видно из таблиц, в тех случаях, когда нет возможности обеспечить оптимальные условия установки вентилятора с параметрами  $\bar{x}_c > 0,6$  и  $\bar{S} < 0,05$ , принятие  $\bar{x}_c \approx 0,15$  и  $\bar{S} \approx 0,2 \div 0,25$  обеспечивает в большинстве случаев наилучший к. п. д. Однако, когда вентилятор располагается близко к сердцевине радиатора и особенно когда вентилятор перекрывает контуры

Таблица 4

| $\bar{H}_{см}$   | 0,05—0,11 | 0,10—0,12 | 0,075—0,10 | 0,055—0,08 | 0,09—0,115 | 0,09—0,13 | 0,06—0,08 |
|------------------|-----------|-----------|------------|------------|------------|-----------|-----------|
| $\bar{x}_c$      | >0,6      | ~0,4      | ~0,4       | ~0,25      | ~0,25      | ~0,15     | ~0,15     |
| $\bar{S}$        | <0,03     | <0,03     | 0,2        | 0,12       | 0,2        | 0,21      | 0,25      |
| $\sim \eta_{см}$ | 0,5       | 0,39      | 0,37       | 0,33       | 0,38       | 0,40      | 0,35      |

Примечание. Для  $\bar{Q} \sim 0,15$ .

Таблица 5

| $\bar{H}_{см}$   | 0,07—0,12 | 0,095—0,12 | 0,06—0,085 | 0,07—0,095 | 0,1—0,130 | 0,09—0,115 | 0,1—0,135 |
|------------------|-----------|------------|------------|------------|-----------|------------|-----------|
| $\bar{x}_c$      | >0,6      | ~0,4       | ~0,4       | ~0,25      | ~0,25     | ~0,25      | ~0,15     |
| $\bar{S}$        | <0,03     | <0,03      | 0,12       | 0,12       | <0,03     | 0,2        | 0,25      |
| $\sim \eta_{см}$ | 0,44      | 0,33       | 0,31       | 0,30       | 0,34      | 0,32       | 0,34      |

Примечание. Для  $\bar{Q} \sim 0,19$ .

сердцевины, зазор следует ограничить величиной  $\bar{S} \approx 0,11$ , что обеспечит наилучший к. п. д.

По табл. 3—5 можно выбирать некоторые параметры вентилятора в начале его расчета.

Дальнейший расчет может вестись по указанным зависимостям и рекомендациям, а затем по ранее разработанной методике<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> Э. Е. Хмельницкий. Исследование автомобильных вентиляторов системы жидкостного охлаждения двигателей в оптимальных условиях установки. Труды НАМИ. Вып. 71, 1964.

УДК 629.113+629.113.004.67

## Пути совершенствования авторемонтного производства

(В ПОРЯДКЕ ОБСУЖДЕНИЯ)

Г. А. МАЛЫШЕВ

Московский 2-й авторемонтный завод ВАРЗ

ОТЕЧЕСТВЕННЫМИ автозаводами проведена значительная работа по увеличению надежности и долговечности автомобилей и их агрегатов новых марок. Однако если эта проблема удовлетворительно решена для автомобилей и агрегатов до первого капитального ремонта, то показатели надежности и долговечности у автомобилей и агрегатов, прошедших капитальный ремонт, далеки от этого.

Исследования показали, что у капитально отремонтированных автомобилей и агрегатов количество отказов, отнесенных на сравнимую величину пробега, в 2,5—3 раза больше, чем у автомобилей и агрегатов, выпускаемых автозаводами. Примерно во столько же раз меньше их долговечность до следующего капитального ремонта.

На первый взгляд может показаться целесообразным отказаться от капитального ремонта, чтобы не иметь такого убытка. Однако такой вывод будет поспешным, если учесть, что в каждом автомобиле 60—70% деталей можно использовать повторно. Кроме того, прекращение производства капитальных ремонтов автомобилей и агрегатов приведет к росту дефицита в потребности автомобилей для нужд народного хозяйства. Следовательно, необходимо совершенствовать авторемонтное производство в таком направлении, чтобы оно давало автомобили и агрегаты высокой надежности с оптимальной долговечностью при минимальных затратах на их восстановление.

Условие экономической целесообразности восстановления автомобилей и агрегатов определяется уравнением

$$\frac{Q + \Sigma q}{L} - \frac{Q_1 + \Sigma q_1}{L_1} = +C,$$

где  $Q$  — стоимость изготовления нового автомобиля или агрегата;

$\Sigma q$  — сумма затрат на текущие ремонты и техническое обслуживание на протяжении срока его службы;

$L$  — пробег нового автомобиля или агрегата до капитального ремонта, либо работа автомобиля в ткм за тот же период;

$Q_1; \Sigma q_1; L_1$  — соответствующие значения для восстановленного автомобиля или агрегата;

$C$  — некоторая величина, которая должна быть равна нулю или какой-то положительной величине.

В случае, если величина  $C$  отрицательная, то капитальный ремонт автомобилей нецелесообразен, когда производство его не вызвано дефицитностью транспорта и возможностью перекрыть убыток прибылью от эксплуатации. Сложно математически выразить условие высокой надежности восстановленного автомобиля или агрегата. Надежность автомобиля зависит от надежности большего количества элементов, из которых он состоит, от надежности соединяющих его элементов и от надежности средств, сдерживающих разрушительные процессы в автомобиле (т. е. трение, коррозию, вибрацию и т. д.).

Руководствуясь теорией вероятности и теорией надежности, в общем виде условие высокой надежности восстановленного автомобиля или агрегата может быть выражено в виде функций вероятности безотказной работы

$$P_a(t) \geq P_n(t)$$

или

$$P'_1(t) P'_2(t) P'_3(t) P_4(t) P_5(t) \geq P_1(t) P_2(t) P_3(t),$$

где  $P_a(t)$  — функция вероятности безотказной работы восстановленного автомобиля;

$P_n(t)$  — такая же функция нового автомобиля;

$P'_1(t)$  — функция вероятности безотказной работы восстановленного автомобиля по надежности его элементов;

$P'_2(t)$  — функция вероятности безотказной работы восстановленного автомобиля по надежности его связей;

$P'_3(t)$  — функция вероятности безотказной работы восстановленного автомобиля от вероятности ограничения разрушительных процессов;

$P_4(t)$  — функция вероятности безотказной работы восстановленного автомобиля в зависимости от надежности оставленных дефектных элементов;

$P_5(t)$  — то же по связям;

$P_1(t); P_2(t); P_3(t)$  — соответствующие функции для нового автомобиля.

Естественно, что приведенные функции весьма сложны. В общем виде их можно представить следующими выражениями:

1. Функция вероятности надежности восстановленного автомобиля по надежности его элементов

$$P'_1(t) = \varphi'_1 [PP_1 \dots P_n(t)] = \varphi'_1 \left[ P_n(t); \frac{1}{n'} \right],$$

где  $PP_1 \dots P_n(t)$  — произведение функций вероятностей безотказной работы элементов восстановленного автомобиля (обычно в автомобиле элементов в среднем в 3—4 раза больше, чем деталей, так как каждая деталь имеет несколько элементов);

$n'$  — количество элементов.

2. Функция вероятности надежности восстановленного автомобиля по надежности его связей

$$P'_2(t) = \varphi'_2 [PP_1 \dots P_k(t)] = \varphi'_2 \left[ P_k(t); \frac{1}{m'} \right],$$

где  $PP_1 \dots P_k(t)$  — произведение функций вероятностей безотказной работы связей в автомобиле;

$m'$  — количество связей.

3. Функция вероятности надежности восстановленного автомобиля от ограничения разрушительных процессов

$$P'_3(t) = \varphi'_3 [PP_1 \dots P_l(t)] = \varphi'_3 \left[ P_l(t); \frac{1}{w} \right],$$

где  $PP_1 \dots P_l(t)$  — произведение функций вероятностей безотказной работы восстановленного автомобиля от вероятности ограничения разрушительного процесса;

$w$  — количество разрушительных процессов.

4. Функция вероятности безотказной работы восстановленного автомобиля в зависимости от надежности оставленных дефектных элементов:

$$P_4(t) = \varphi_4 [PN_\partial] = \varphi_4 \left[ N_\partial; \frac{1}{m_\partial} \right],$$

где  $PN_\partial$  — произведение функций вероятностей безотказной работы оставленных дефектных элементов;

$m_\partial$  — количество дефектных элементов.

5. Функция вероятности безотказной работы восстановленного автомобиля в зависимости от надежности оставленных дефектных связей

$$P_5(t) = \varphi_5 [PN'_\partial] = \varphi_5 \left[ N'_\partial; \frac{1}{m'_\partial} \right].$$

Для нового автомобиля в общее выражение надежности не входят функции  $P_4(t)$  и  $P_5(t)$ , так как он теоретически не может иметь дефектных элементов и связей, поскольку собирается из новых деталей.

Остальные выражения имеют аналогичный вид, т. е.

$$P_1(t) = \varphi_1 [PP_1 \dots P_n(t)] = \varphi_1 \left[ P_n(t); \frac{1}{n} \right];$$

$$P_2(t) = \varphi_2 [PP_1 \dots P_k(t)] = \varphi_2 \left[ P_k(t); \frac{1}{m} \right];$$

$$P_3(t) = \varphi_3 [PP_1 \dots P_l(t)] = \varphi_3 \left[ P_l(t); \frac{1}{w} \right].$$

Для выполнения условия  $P_6(t) \geq P_n(t)$  необходимо, чтобы  $P_4(t)$  и  $P_5(t)$  были равны единице.

Этого можно достигнуть только при тщательном обнаружении дефектов и высокоэффективного технического контроля качества; поскольку при восстановлении автомобиля в него вводят дополнительные элементы и дополнительные связи, например, наплавленный слой на шейки коленчатого вала, то всегда будет соотношение  $n' > n$  и  $m' > m$ , а следовательно,

$$P'_1(t) < P_1(t) \text{ и } P'_2(t) < P_2(t).$$

Чтобы компенсировать это снижение надежности, необходимо вводить дополнительные элементы и связи с вероятностью безотказной работы, близкой к единице, а также иметь соотношение

$$P'_3(t) > P_3(t).$$

Последнее условие, поскольку оно определяет действие разрушительных процессов в автомобиле, обуславливает главное положение авторемонтного производства, т. е. технология и организация производства на авторемонтном предприятии должны быть по своему научно-техническому уровню и культуре производства не ниже, чем на автозаводе. Чтобы реализовать это требование, по-видимому, необходимо выработать совершенно четкие научные основы авторемонтного производства и наметить пути использования достижений автостроителей в авторемонтном производстве.

Разработка научных основ авторемонтного производства заключается главным образом в разработке соответствующей теории. Сложность и специфичность авторемонтного производства не позволяют обобщить все его стороны какой-либо одной теоретической дисциплины. Научные основы авторемонтного производства должны основываться на теории ремонта машин и механизмов, теории компенсации износов в широком смысле слова, теории авторемонтного производства и теории организации производства на авторемонтном предприятии. Теория ремонта машин и механизмов — общая независимая от назначения машин — устанавливает закономерности возникновения отказов, а также правила их предупреждения и устранения.

Также общей для всех машин и механизмов является теория компенсации износов. При этом под износом понимают различного рода разрушения, как, например, вследствие трения, коррозии, эрозии, вибрации и т. д. Теория авторемонтного производства устанавливает теоретические принципы концентрации и специализации авторемонтных предприятий, их размещение, взаимоотношения с эксплуатационными предприятиями и автостроительными, а также пути совершенствования производства в целях получения продукции высокой надежности при минимальных материальных затратах.

Теория организации производства на авторемонтном предприятии является частной по отношению к общей теории авторемонтного производства, так как устанавливает закономерности научной организации производства на авторемонтном предприятии.

Принципиальное и коренное отличие авторемонтного производства от машиностроительного заключается в том, что если последнее работает на сырье стабильного качества, регламентированного определенными требованиями государственного стандарта, то авторемонтное предприятие перерабатывает сырье (ремонтный фонд) нестабильного качества. Его качество можно охарактеризовать некоторыми вероятностными величинами, а по существу и количественные показатели сырья, т. е. ремонтного фонда, имеют вероятностный характер.

Таким образом, большинство расчетов, связанных с организацией производства и особенно с его управлением, осуществляется с помощью теории вероятностей и математической статистики. Если обратиться к действительности, то легко установить, что в основе организации производства авторемонтных предприятий лежит значительно меньше научно обоснованных положений, чем в машиностроительных предприятиях. В этом заключается одна из основных причин их отсталости. Вместе с тем данное обстоятельство является закономерным следствием истории развития авторемонтного производства. Как изве-

стно, авторемонтное производство с момента возникновения не пошло по пути развития как самостоятельная отрасль промышленности, а было подчинено эксплуатационным ведомствам. Подчинение предприятий, занимающихся массовым восстановлением автомобилей и агрегатов индустриальными методами, эксплуатационным хозяйствам или эксплуатационным объединениям привело к тому, что предприятия по капитальному ремонту автомобилей и агрегатов получили неправильное развитие и по своей технической природе намного отстали от машиностроения, вследствие чего не могут удовлетворить те справедливые требования, которые к ним предъявляет современная эксплуатация, т. е. выпускать продукцию, близкую по качеству к продукции автозаводов при минимальных материальных затратах.

Чтобы поднять технический уровень авторемонтных заводов, необходимо сотрудничество с автозаводами.

По основным направлениям сотрудничества между автозаводами и прикрепленными к ним авторемонтными заводами должны установиться следующие взаимоотношения: совместное изучение долговечности как новой, так и восстановленной автомобильной продукции; совместное изучение ремонтпригодности автомобильной продукции; изыскание наиболее совершенных технологических процессов восстановления автомобилей, агрегатов и деталей; определение наиболее совершенных методов контроля качества восстановления автомобилей и агрегатов; изыскание рациональных видов оборудования и технологической оснастки из числа действующих на автозаводах для использования их на авторемонтных заводах и совместная разработка перспектив развития авторемонтного производства в целях резкого увеличения долговечности и надежности восстановленной автомобильной продукции при одновременном снижении ее себестоимости. Рассматривая отмеченные направления, можно их конкретизировать по наиболее важным проблемам авторемонтного производства, обеспечения автомобильного транспорта высококачественным подвижным составом.

Изучение долговечности выпускаемой продукции как автозаводами, так и авторемонтными предприятиями, должно вестись одновременно и по единой методике. Последнее особенно важно для получения полной картины характера и размеров износа и разрушений в автомобилях как до их восстановления, так и после. Этот материал позволит автозаводам совершенствовать конструкцию новых автомобилей и технологию их изготовления, а авторемонтным заводам строить технологические процессы по вероятностным показателям, близким к достоверным, своевременно выявлять и устранять недостатки в технологии восстановления.

Совместное изучение ремонтпригодности выпускаемой продукции должно способствовать решению таких задач, как: снижение трудоемкости технического обслуживания, текущих ремонтов в эксплуатации, а также снижение трудоемкости разборки агрегатов и их узлов на авторемонтных предприятиях, повышение выхода деталей, годных для повторного их использования.

Эти обстоятельства имеют особое значение, если учесть, что в эксплуатации техническое обслуживание и текущий ремонт трех—четырёх автомобилей должен осуществлять один рабочий, а на авторемонтных заводах разборочные работы составляют 10—15% от общей трудоемкости восстановления автомобиля.

Исследования Научно-исследовательского института автомобильного транспорта показали, что за счет повышения сохранности только наиболее часто повреждаемых деталей одной номенклатуры и нормалей при разборке можно получить 6—18 руб. экономии на один капитальный ремонт автомобиля. В масштабах страны — это значительный резерв денежных затрат и существенная экономия запасных частей. В таком же направлении очень важно определять номенклатуры деталей, которые целесообразно восстанавливать по заложенному ресурсу, экономическим и конъюнктурным соображениям.

В настоящее время на авторемонтных заводах детали восстанавливаются только по конъюнктурным соображениям без учета заложенного ресурса и экономики. Наряду с этим необходимо определять направления по изысканию методов восстановления деталей, обеспечивающих их второй или даже третий срок службы, равный первому. Значительную роль в данном направлении имеет эффективная унификация простых деталей и особенно нормалей, что намного упрощает работу смежных предприятий и организацию снабжения по этим деталям. Наиболее важным в этом направлении яв-

ляется определение допустимых зазоров, допусков на обработку, классов чистоты, отклонений на соосность и других параметров при восстановлении автомобилей и агрегатов. В этих вопросах законодателями должны быть автозаводы, передача этих функций авторемонтным заводам или автоэксплуатационным ведомствам приведет к узаконению выпуска продукции более низкого качества.

Также руководящая роль принадлежит автомобильной промышленности в области установления ремонтных размеров в сопряжениях, так как они должны устанавливаться исходя из заложенного технического ресурса детали и технологической целесообразности изготовления деталей ремонтных размеров на заводах смежных производств. В направлении по изысканию современных технологических процессов восстановления автомобилей, агрегатов и деталей необходимо прежде всего провести всесторонний анализ существующих технологических и производственных процессов сборки автомобилей, агрегатов в целях выявления их недостатков и максимального приближения этих процессов на авторемонтных заводах к соответствующим процессам на автозаводах.

Наряду с этим должны разрабатываться соответствующие технические задания на проектирование более современных технологических процессов восстановления автомобилей, агрегатов и деталей, а также на проведение соответствующих исследований работ в этой области.

Многие задачи должны быть решены совместными усилиями автостроителей и ремонтников в направлении изыскания наиболее современных методов контроля качества. К сожалению, на авторемонтных предприятиях за последнее десятилетие резко сократился состав технических контролеров качества продукции и в то же время не получил должного воспитания и развития самоконтроль качества работы исполнителей. Если на автозаводах аппарат ОТК составляет 8—10% от количества исполнителей, то на авторемонтных заводах он в лучшем случае составляет 1,0—1,8%, при этом контролеры слабо обеспечиваются средствами и технологией контроля. Поэтому важно провести всесторонний анализ существующей системы технического контроля, выявить все его недостатки, определить наиболее рациональную дислокацию пунктов контроля качества на путях восстановления автомобилей и агрегатов, выявить наиболее совершенные методы административного контроля и технического контроля качества и самоконтроля исполнителей, а также разработать соответствующие рекомендации по технологии технического контроля.

Авторемонтные заводы оснащаются оборудованием как стандартным, так и нестандартным, в значительной степени не планомерно. В этом направлении важно проанализировать применяемое оборудование на авторемонтных заводах, выявить, какое оборудование и какая технологическая оснастка должны быть унифицированы на автозаводах и на авторемонтных предприятиях, а возможно и изготовлять их в необходимых количествах. Если учесть, что авторемонтных заводов больше, чем автомобильных, то изготовление различных видов специального оборудования или технологической оснастки малыми сериями даст стране значительную экономию. Кроме того, большое значение имеет использование на авторемонтных предприятиях оборудования и оснастки, снимаемой с производства на автозаводах, особенно при переходе на выпуск новой модели автомобиля. При этом учитывается, что продукция, снятая на автозаводах, продолжает восстанавливаться на авторемонтных заводах в течение еще 6—8 лет.

По-видимому, необходимо выделить какую-то группу ремонтных заводов, прикрепленных приказом министра автомобильной промышленности к автозаводам, и начать на последних работу в указанных направлениях. При этом развивать эти заводы в соответствии с требованиями максимальной специализации и концентрации производства, создав таким образом продуманную с экономической точки зрения сеть крупных концентрированных авторемонтных объединений со специализированными предприятиями по восстановлению автомобилей, агрегатов и деталей. Остальные мелкие авторемонтные предприятия будут использоваться для восстановления деталей или отдельных узлов, а в некоторых случаях для капитального или аварийного ремонта автомобилей и агрегатов не индустриальным методом.

Как известно, на крупных авторемонтных заводах автомобили и агрегаты восстанавливаются с обезличиванием агрегатов и деталей. Обезличивание деталей при восстановлении автомобилей — это переходная стадия к индустриальному методу восстановления автомобилей и агрегатов.

Индустриальный метод предусматривает восстановление автомобилей из обезличенных деталей, основываясь на принципе их взаимозаменяемости, предусматривает высокую надежность с применением потоков, конвейеров, высокопроизводительного оборудования и инструмента. Содружество автозаводов и авторемонтных предприятий направлено на внедрение индустриального метода. Однако независимо от стадии или полноты внедрения индустриального метода ремонта на предприятии заказчик получает после ремонта другой автомобиль или другой агрегат. Старым остается только технический паспорт, выданный ГАИ, а номера кузова и двигателя присваиваются новые.

С технической точки зрения эта операция является вторичным производством автомобиля или агрегата (как определил проф. К. Т. Кошкин). Следовательно, операция «сдача и приемка из капитального ремонта автомобиля или агрегата» следует заменить операцией «купля—продажа», т. е. автотехнику должно продаваться негодный к эксплуатации автомобиль авторемонтному заводу и покупать восстановленный автомобиль или агрегат по соответствующим пониженным ценам.

Внедрению операции «купля—продажа» автомобилей, поступающих или выходящих из авторемонтных заводов, препятствуют некоторые экономисты, не решая вопрос, как быть с действующими инструкциями по начислению амортизации.

Чтобы решить это искусственное противоречие, очевидно целесообразно пересмотреть действующую инструкцию, приведя в соответствие сроки амортизационных отчислений с нормами и понятием долговечности для нового автомобиля. Узаконение операции «купля—продажа» позволит решить другой экономический вопрос. Как известно, с переходом на новую экономическую систему планирования важнейшим показателем работы предприятия является показатель рентабельности как отношение прибыли к производственным фондам, т. е. сумма основных и оборотных фондов предприятия. На авторемонтных заводах этот показатель очень высок (50%), и в то же время совершенно не соответствует действительности, так как на автозаводах в оборотные фонды входит сырье и материалы, а на авторемонтном заводе сырье, т. е. ремонтный фонд (автомобили, агрегаты, поступающие в ремонт), не входит в оборотные фонды завода. Тем самым искусственно занижаются производственные фонды авторемонтного завода и повышается его рентабельность. Таким образом, операция «сдача в капитальный ремонт» автомобиля неправильна как с технической, так и с экономической точки зрения и бытует только благодаря устаревшей инструкции по начислению амортизации.

Для решения поставленных вопросов, хотя бы в первом приближении, на автозаводах должны быть созданы соответствующие отделы, которые должны вести совместную работу с авторемонтными заводами в указанных направлениях, систематически обмениваясь соответствующей информацией.

УДК 629.113.028:629.113.073

## О влиянии некоторых конструктивных параметров на проходимость полноприводных автомобилей

Канд. техн. наук Н. И. КОРОТОНОШКО, канд. техн. наук С. А. ШУКЛИН, Х. Л. ЭЗРОХИ

НАМИ, Кременчугский автозавод

Для полноприводного автомобиля уровень проходимости является качеством, определяющим его подвижность и эффективность в эксплуатации [1].

В настоящее время нет общепринятого метода сравнительной оценки уровня проходимости автомобиля по единому обобщенному параметру, поэтому важная роль в оценке влияния элементов конструкции на проходимость автомобилей отводится сравнительным испытаниям.

Испытывались серийные автомобили с колесной формулой 6×6: КраЗ-214Б, КраЗ-255Б и «Урал-375». Совместно с ними был испытан многоцелевой автомобиль НАМИ-058 с колесной формулой 8×8, являющийся одной из моделей унифицированного семейства «Урал» [2]. Сравнение четырехосного автомобиля НАМИ-058 с указанными трехосными автомобилями было признано возможным, так как данный автомобиль относится к классу грузоподъемности автомобилей КраЗ, назначение всех автомобилей одинаково, а конструкция по основным агрегатам однотипна.

Схема силовой передачи всех автомобилей однотипна. Автомобили имеют механические коробки передач, двухступенчатые раздаточные коробки, межколесные конические неблокируемые дифференциалы и возможность блокирования привода к ведущим мостам. Подвеска — на листовых рессорах с балансирной тележкой задних мостов. В табл. 1 указаны конструктивные параметры автомобилей, оказывающие влияние на их проходимость. По величине осевого веса автомобили «Урал-375» и НАМИ-058 более универсальны и могут эксплуатироваться на дорогах всех категорий, так как удовлетворяют требованиям ГОСТа 9314—59. Эти автомобили имеют также большие дорожные просветы и обеспечивают более высокую маневренность. На всех автомобилях установлены одинарные шины, а ширина колеи по мостам практически одинакова. Однако автомобиль КраЗ-214Б имеет шины нерегулируемого давления воздуха, тогда как три других автомобиля оборудованы шинами регулируемого давления.

На автомобиле КраЗ-255Б установлены широкопрофильные шины, на автомобилях КраЗ-214Б, «Урал-375» и НАМИ-058 — торонидные. Автомобиль «Урал-375» имеет карбюраторный двигатель, все остальные — дизели. Сравнительные испытания автомобилей проводились в Днепропетровской, Одесской и Мос-

ковской областях, в различных дорожных условиях и в разное время года.

В ходе сравнительных испытаний определялась способность передвижения автомобилей по грунтам различной увлажненности, сыпучему песку и глубокому снегу, когда оценочным критерием был факт преодоления выбранного участка. Наряду с этим определялась возможность преодоления подъемов и косогоров разной крутизны и состояния, а также скорости движения на контрольных испытательных участках.

При испытаниях на снегу были определены максимальные тяговые усилия на крюке и усилия сопротивления буксированию на минимальной скорости движения. В соответствии с принятым в НАМИ методами аналогичных испытаний [1, 3], большое значение придается результатам определения средних скоростей движения, соответствующих максимальному использованию технических возможностей автомобилей при выполнении транспортной работы в тяжелых дорожных условиях. По результатам указанных опытов можно объективно судить об эффективности использования автомобилей в заданных условиях. Значительная протяженность выбранных для экспериментов контрольных участков (табл. 2) исключала возможность их динамического преодоления. Данные опыты позволяют комплексно оценить влияние на производительность не только шин, размерных и весовых характеристик автомобилей, но и типа двигателя и удельной мощности. Показательно, что снижение скорости автомобиля в тяжелых дорожных условиях во многих случаях вызывало увеличение глубины колеи, излишнее пробуксовывание колес и, как следствие, снижение тяговых возможностей автомобиля.

В ходе испытаний привод к мостам блокировался, давление воздуха в шинах автомобилей устанавливалось в соответствии с инструкциями по эксплуатации и было оптимальным. Для автомобиля «Урал-375» применялся одноосный двускатный прицеп весом 5 т с шинами 260—20, для других автомобилей — двухосный односкатный прицеп весом 10 т с шинами 15,00—20. К испытаниям были привлечены опытные водители-испытатели высокой квалификации.

Черноземные и суглинистые грунты. При движении по увлажненному плотному суглинку с незначительным травяным покровом автомобили КраЗ-255Б и НАМИ-058 уве-

Таблица 1

| Основные показатели технической характеристики            | КраЗ-214Б                                                               | КраЗ-255Б                                                                      | „Урал-375“                                                            | НАМИ-058 |
|-----------------------------------------------------------|-------------------------------------------------------------------------|--------------------------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------------------------------|----------|
| Колесная формула . . . . .                                | 6×6                                                                     | 6×6                                                                            | 6×6                                                                   | 8×8      |
| Полезная нагрузка по ТУ или техпроекту в кг . . . . .     | 7 000                                                                   | 7 500                                                                          | 4 500                                                                 | 8 000    |
| Фактический полный вес во время испытаний в кг . . . . .  | 19 395                                                                  | 19 670                                                                         | 13 325                                                                | 19 925   |
| Вес автомобиля в кг, приходящийся:                        |                                                                         |                                                                                |                                                                       |          |
| на переднюю ось (тележку) . . . . .                       | 6 075                                                                   | 5 335                                                                          | 3 685                                                                 | 9 315    |
| на заднюю тележку . . . . .                               | 13 320                                                                  | 14 335                                                                         | 9 640                                                                 | 10 610   |
| Полный вес прицепа на грунтовых дорогах в кг . . . . .    | 10 000                                                                  | 10 000                                                                         | 5 000                                                                 | 10 000   |
| Тип двигателя . . . . .                                   | Дизель                                                                  |                                                                                | Карбюраторный                                                         |          |
| Удельная мощность двигателя в момент испытаний в л. с./т: |                                                                         |                                                                                |                                                                       |          |
| максимальная . . . . .                                    | 10,55                                                                   | 12,20                                                                          | 13,13                                                                 | 14,05    |
| на режиме максимального крутящего момента . . . . .       | 8,42                                                                    | 8,94                                                                           | 8,95                                                                  | 10,80    |
| База в мм:                                                |                                                                         |                                                                                |                                                                       |          |
| автомобиля . . . . .                                      | 5 300                                                                   | 5 300                                                                          | 4 230                                                                 | 4 230*   |
| задней тележки . . . . .                                  | 1 400                                                                   | 1 400                                                                          | 1 400                                                                 | 1 400    |
| Ширина колеи в мм . . . . .                               | 2 030                                                                   | 2 160                                                                          | 2 000                                                                 | 2 000    |
| Дорожный просвет в мм . . . . .                           | 360                                                                     | 365                                                                            | 410                                                                   | 410      |
| Углы свеса:                                               |                                                                         |                                                                                |                                                                       |          |
| передний . . . . .                                        | 48°                                                                     | 47°                                                                            | 43°30'                                                                | 47°      |
| задний . . . . .                                          | 32                                                                      | 32°                                                                            | 37°30'                                                                | 59°      |
| Минимальный радиус поворота в м . . . . .                 | 13                                                                      | 13                                                                             | 10,5                                                                  | 11       |
| Шины . . . . .                                            | Нерегулируемого давления, торсионные, 1500-20 модели Я-190 (18-слойные) | Регулируемого давления, широкопрофильные 1300×530-533, модели БИ-3 (8-слойные) | Регулируемого давления, торсионные 14.00-20 модели ОИ-25 (10-слойные) |          |
| Давление воздуха в шинах в кг/см <sup>2</sup> :           |                                                                         |                                                                                |                                                                       |          |
| передних . . . . .                                        | 2,8                                                                     | 1,0—3,5                                                                        | 0,5—3,2                                                               | 0,5—3,2  |
| задних . . . . .                                          | 3,2                                                                     | 1,0—3,5                                                                        | 0,5—3,2                                                               | 0,5—3,2  |

\* Расстояние между осями передней и задней тележек.

ренно преодолевали подъем крутизной 30°. В этих условиях автомобили КраЗ-214Б и «Урал-375» не смогли преодолеть подъем 28°: первый — из-за буксования колес, второй — из-за недостатка силы тяги по двигателю. В составе автопоезда всеми автомобилями уверенно был преодолен подъем крутизной 16°30'. При наличии балласта, размещенного на полу платформы, автомобили свободно преодолели косогор крутизной 18°30' с незначительным сползанием колес задней тележки.

Опыты на глубокой (до 35 см) илистой грязи лимана были характерны равноценным на всей площади и глубине состоянием грунта. При выполнении заездов без прицепа лишь автомобиль КраЗ-214Б не мог закончить заезд по первому контрольному участку. Остальные автомобили уверенно преодолели этот участок, причем глубина колеи за автомобилем КраЗ-255Б оказалась наименьшей (15 против 22 см у автомобилей на шинах 14.00—20). Однако попытка буксирования прицепа в этих условиях оказалась успешной только для автомобиля НАМИ-058.

Непроходимым для всех автомобилей, кроме НАМИ-058, оказалась и полоса лимана 100 м, залитая водой на глубину 10—

15 см, с илистым дном и поперечной канавой глубиной 0,5 м. В целом, опыты по определению предельной проходимости по глубокой грязи, как и заезды по третьему контрольному участку, который преодолели все автомобили (см. табл. 2), выявили большую эффективность в данных условиях торсионных шин 14.00—20 модели ОИ-25 по отношению к широкопрофильным шинам 1300×530—533 модели БИ-3.

На иле скорость автомобиля КраЗ-214Б оказалась в 3 раза меньше скорости автомобиля КраЗ-255Б. На глубокой черноземной пахоте автомобили развили весьма высокие скорости при движении без прицепа и с прицепами.

Существенное увеличение — на 28—31% — скорости движения на пахоте, как и на длинном суглинистом подъеме, по сравнению с автомобилем КраЗ-255Б показал автомобиль НАМИ-058.

Песчаные и супесчаные грунты. На рыхлом увлажненном песке с плотной основой автомобили КраЗ-255Б и НАМИ-058 преодолевали подъемы крутизной 16—18°, имея небольшое преимущество перед автомобилем «Урал-375».

Таблица 2

| Дорожные условия испытаний                                                                                                                           | Средняя скорость движения в км/ч |                 |                      |                |
|------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------------|----------------------------------|-----------------|----------------------|----------------|
|                                                                                                                                                      | КраЗ-214Б                        | КраЗ-255Б       | „Урал-375“           | НАМИ-058       |
| <b>Черноземные и суглинистые грунты</b>                                                                                                              |                                  |                 |                      |                |
| Илистая грязь глубиной 30—35 см без растительности (высохший соленый лиман), протяженность участка 100 м . . . . .                                   | 3,8<br>(100%)                    | 11,8<br>(295%)  | 10,6*<br>(279%)      | 16,3<br>(430%) |
| Черноземная пахота, увлажненная, с глубиной вспашки 22—26 см (протяженность участка 1300 м):                                                         |                                  |                 |                      |                |
| без прицепа . . . . .                                                                                                                                | 13,9<br>(100%)                   | 22,2<br>(160%)  | 17,0<br>(122%)       | 28,4<br>(204%) |
| с прицепом 10 т . . . . .                                                                                                                            | —                                | 14,5            | 14,7<br>(прицеп 5 т) | 18,3           |
| Суглинистая размокшая дорога, крутизна подъема 8—12°, протяженность участка 450 м . . . . .                                                          | 15,3<br>(100%)                   | 18,0<br>(118%)  | 16,8<br>(110%)       | 23,6<br>(154%) |
| <b>Песчаные и супесчаные грунты</b>                                                                                                                  |                                  |                 |                      |                |
| Песок прибрежный (морской), с увлажненной основой, необходимый для автомобиля КраЗ-214Б, протяженность участка 16 км . . . . .                       | —                                | 28,8            | 20,8                 | 28,1           |
| Песчаная извилистая трасса с частыми глубокими ухабами, имеющими плавный вход и выход, глубина колеи 10—30 см, протяженность участка 50 км . . . . . | 32,3<br>(100%)                   | 35,7<br>(110%)  | 32,3<br>(100%)       | 39,5<br>(122%) |
| Супесчаный, слабо одернанный подъем на местности, крутизна подъема 8—16°, протяженность 500 м . . . . .                                              | 10,7<br>(100%)                   | 13,05<br>(122%) | 12,15<br>(113%)      | 16,9<br>(158%) |
| <b>Снежное бездорожье</b>                                                                                                                            |                                  |                 |                      |                |
| Снежная целина глубиной 45—50 см, местами до 65 см, протяженность участка 800 м:                                                                     |                                  |                 |                      |                |
| без прицепа . . . . .                                                                                                                                | 11,9<br>(100%)                   | 12,1<br>(102%)  | 10,0<br>(84%)        | 18,8<br>(158%) |
| с прицепом 10 т . . . . .                                                                                                                            | 4,2<br>(100%)                    | 8,0<br>(190%)   | 6,2<br>(прицеп 5 т)  | 10,0<br>(238%) |

\* Скорость несколько занижена из-за неправильного выбора передачи.



В данных условиях большое значение имел правильный выбор передачи: чрезмерно низкая передача приводила к буксованию колес уже при входе на песчаный склон, а выбор высоких передач ограничивался тяговыми возможностями двигателей. Способность к преодолению песчаных подъемов автомобилем КрАЗ-214Б оказалась наиболее низкой.

На прибрежном песке (морская песчаная коса) автомобиль КрАЗ-214Б двигаться не мог, тогда как остальные автомобили показали высокие средние скорости. Преимущество в скорости движения имел автомобиль КрАЗ-255Б из-за хороших рабочих качеств широкопрофильных шин на песке. Однако в условиях песчаной извилистой трассы с ухабами, имевшей плотную колею, накатанную в увлажненном песке, этот автомобиль показал более низкую скорость движения, чем автомобиль НАМИ-058, в основном из-за меньшей удельной мощности двигателя, различия в плавности хода и маневренности на крутых поворотах трассы. В этих условиях автомобили КрАЗ-214Б и «Урал-375» имели одинаковые скорости движения, несмотря на большее удельное сопротивление движению и значительно меньшую мощность двигателя у первого. Это связано с тем, что в ходе заезда для достижения максимально возможной скорости поддерживался режим работы двигателя на полной подаче топлива, который в условиях больших нагрузок и переходных процессов более эффективен у дизеля. Показательные одновременные измерения расхода топлива автомобилями: КрАЗ-214Б — 138 л/100 км (7,12 л/100 км на 1 т полного веса), КрАЗ-255Б — 110 л/100 км (5,6 л/100 км·т), «Урал-375» — 138 л/100 км (10,35 л/100 км·т).

Результаты опытов свидетельствуют о значительном преимуществе автомобилей с дизелями в отношении топливной экономичности. Обращают внимание высокие абсолютные расходы топлива, в 3 раза превышающие фактический контрольный расход топлива на шоссе.

При преодолении длинного супесчаного подъема на местности автомобиль «Урал-375» показал более высокую скорость движения, чем автомобиль КрАЗ-214Б.

Снежное бездорожье. Опыты по преодолению заснеженных подъемов характеризуют уровень предельной проходимости автомобилей на снегу. Автомобили, двигаясь без прицепа, преодолели, за исключением КрАЗ-214Б, подъем крутизной 11° с плотным, слежавшимся снегом глубиной 40 см. Этот же результат был получен при испытании автомобилей с прицепами на длинном подъеме крутизной 3—4° с глубиной снега 40—50 см. Движение в более сложных условиях — на подъеме крутизной 17° с наезженной снежной колеей — оказалось возможным лишь для автомобиля НАМИ-058. На снежной целине глубиной 45—50 см, местами до 65 см, автомобили могли двигаться без прицепа и в составе автопоезда, хотя в последнем случае автомобили «Урал-375» и особенно КрАЗ-214Б находились на пределе проходимости и иногда двигались с пробиванием колес (с отходом назад). Результаты определения в данных условиях скоростей движения указывают на значительное преимущество автомобиля НАМИ-058 перед остальными при движении без прицепа (более чем в 1,5 раза), в то время как скорости остальных автомобилей отличаются незначительно. Это объясняется не только более высокой удельной мощностью двигателя, но и большим дорожным просветом автомобиля, сохраняющимся при движении без прицепа. При буксировании прицепа из-за более интенсивной работы колес тягача, срезающих снег, глубина колес увеличивалась и сопротивление движению из-за контактов мостов со снегом заметно росло. Большое значение имеет выбор оптимального давления воздуха в шинах при движении по снегу. При наличии минимального давления воздуха в шинах оказалось возможным получить максимальную силу, тяги на крюке, но из-за уменьшения дорожного просвета и возникающих, как следствие, дополнительных контактов агрегатов со снегом резко снижалась скорость движения.

Автомобиль «Урал-375» в заездах без прицепа показал более низкую скорость, чем автомобиль КрАЗ-214Б. Это объясняется не только особенностями карбюраторного двигателя, но и спецификой работы на снегу многих колесных автомобилей с обычными движителями, оставляющими при движении по снегу колею большой глубины, часто почти на всю толщину снежного покрова. В этих условиях автомобили с более высокой осевой нагрузкой и небольшой шириной профиля шин лучше уплотняют колею и могут иметь более надежное сцепление колес с опорной поверхностью. Оценка результатов заезда с прицепами в данном случае затруднена из-за разного веса и расположения шин прицепов. Сравнительно низкая скорость движения автомобиля КрАЗ-255Б в значительной степени обусловлена большой шириной профиля шин (на 150 мм больше, чем у шин 15.00—20), повышающей площадь лобового сопротивления снежного покрова.

Тяговыми испытаниями, проведенными на сухом сыпучем снегу глубиной 45—50 см, было установлено, что усилия сопротивления буксированию на минимальной скорости для всех автомобилей при номинальном давлении воздуха в шинах близки между собой. Снижение давления воздуха в шинах регулируемого давления уменьшает эти усилия на 11—15% по сравнению с автомобилем КрАЗ-214Б. При номинальном давлении воздуха в шинах сила тяги на крюке, отнесенная к полному весу (коэффициент свободной тяги), у автомобилей КрАЗ-255Б, «Урал-375» и НАМИ-058 соответственно на 14, 86, 60% выше, чем у автомобиля КрАЗ-214Б. После снижения давления воздуха в шинах этот показатель возрос в 1,22—2,0 раза.

Кратко изложенные результаты наиболее характерных видов испытаний свидетельствуют о существенных различиях в уровне проходимости полноприводных автомобилей. Изменения в конструкции автомобиля КрАЗ-255Б, в первую очередь установка широкопрофильных шин с централизованной системой регулирования давления воздуха и более мощного двигателя, позволили резко улучшить проходимость этого автомобиля в сравнении с автомобилем КрАЗ-214Б, значительно расширив сферу его эффективного использования. Предельная проходимость автомобилей КрАЗ-255Б и «Урал-375» может быть оценена как практически одинаковая, однако скорости движения первого из них в тяжелых дорожных условиях в среднем на 7—30% выше, несмотря на меньшую удельную мощность двигателя. Это обстоятельство, наряду с лучшей топливной экономичностью, является дополнительным аргументом в пользу установки дизелей на автомобилях данного назначения и класса.

Вертикальные ускорения, измеренные в кабине, в месте расположения центра тяжести и на заднем буфере, на автомобиле КрАЗ-255Б вследствие применения удлинненной передней рессоры и шин с высокой радиальной эластичностью оказались на 10—30% ниже, чем на автомобиле КрАЗ-214Б, достигнув уровня соответствующих ускорений на автомобиле «Урал-375».

Проходимость автомобиля НАМИ-058 во всех условиях испытаний, за исключением опытов на сыпучем песке, оказалась выше, чем у остальных автомобилей. Четырехосная конструкция обеспечила этому автомобилю, помимо снижения осевых весов и увеличения тяговых возможностей движителя, более высокую плавность хода.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Крестовников Г. А., Шуклин С. А. «Автомобильная промышленность», 1968, № 3.
2. Коротоношко Н. И. «Автомобильная промышленность», 1968, № 11.
3. Коротоношко Н. И., Шуклин С. А. «Автомобильная промышленность», 1968, № 7.

# К вопросу о динамике систем с гидродинамической передачей

В. А. АНОХИН, Н. П. ХАРИТОНОВ

Московский автозавод им. Лихачева

**В** РЕЗУЛЬТАТЕ отсутствия жесткой связи между рабочими колесами гидропередачи, которая установлена последовательно в силовую цепь, инерционные массы, связанные с насосной и турбинной частями, имеют разные величины ускорений в переходных процессах, и соответственно на их валах возникают неодинаковые динамические нагрузки.

При расчетах переходных процессов, происходящих в силовой цепи с гидродинамической передачей, необходимо знать соотношение между ускорениями насосной и турбинной частей

гидропередачи, т. е. величину  $\frac{d\omega_H}{d\omega_T}$ , входящую в уравнение,

описывающее движение рабочих колес гидропередачи на неустановившихся режимах работы [1].

Считая силовую цепь, состоящую из двух инерционных масс, разделенных гидропередачей, и учитывая инерционные моменты, обусловленные неустановившимся режимом в гидропередаче (инерционные моменты вращательного и относительного движения рабочей жидкости [2]), это уравнение можно представить в виде

$$\left( J_T + J_H \frac{d\omega_H}{d\omega_T} K_2 \right) \frac{d\omega_T}{dt} = M_0 K_2 - M_c, \quad (1)$$

где

$$J_H = J'_H - \frac{1}{K_2} \rho F_A F_{m2H} R_{2H} \left( q - i \frac{\partial q}{\partial i} \right) - \text{приведенный момент инерции насосного колеса гидропередачи;}$$

$J_T = J'_T + \rho (J_0 - F_A F_{m2H} R_{2H} \frac{\partial q}{\partial i})$  — приведенный момент инерции колеса турбины;

$$F_{m2H} - \text{меридиональная площадь на выходе насосного колеса;}$$

$F_A$  — конфигурационный фактор проточной части колеса турбины [2];

$q$  — коэффициент расхода [3];

$J'_T$  — момент инерции турбинного колеса гидропередачи и связанных с ним деталей;

$J'_H$  — момент инерции насосного колеса гидропередачи и связанных с ним деталей, включая вал двигателя;

$\rho$  — массовая плотность жидкости;

$K_2$  — коэффициент трансформации гидропередачи;

$i$  — передаточное отношение в гидропередаче;

$\omega_H$  — угловая скорость насосного колеса гидропередачи;

$\omega_T$  — угловая скорость турбинного колеса;

$t$  — время;

$M_0$  — крутящий момент двигателя;

$M_c$  — крутящий момент сопротивления (момент, приведенный к колесу турбины).

$J_0$  — полярный момент инерции жидкости в каналах турбинного колеса.

Как видно из уравнения (1), величина  $K_2 \frac{d\omega_H}{d\omega_T}$  определяет

связь между инерционными массами, разделенными гидропередачей. Соотношение ускорений насосного и турбинного колес гидропередачи обычно определяется по статическим характеристикам совместной работы двигателя и гидропередачи [3, 4]. При этом не учитывается влияние инерционных сил на соотношение ускорений рабочих колес гидропередачи, которое тем значительнее, чем выше скорость переходного процесса. При

использовании такого способа определения величины  $\frac{d\omega_H}{d\omega_T}$  по-

лучаются удовлетворительные результаты в расчете переходных процессов с относительно невысокими ускорениями (например, разгон автомобиля).

Для расчета переходных процессов, происходящих с высокими ускорениями (например, переключение передач), способ

определения величины  $\frac{d\omega_H}{d\omega_T}$  по статическим характеристикам

силового агрегата не пригоден. Практика показывает, что соотношение ускорений насосной и турбинной частей гидропередачи при переходных процессах, происходящих с высокими у-

скорениями, существенно отличается от величины  $\frac{d\omega_H}{d\omega_T}$ , опре-

деленной по статической характеристике совместной работы двигателя и гидропередачи.

На рис. 1 приведены расчетные и экспериментальные кривые изменения соотношения ускорений рабочих колес опытной гидропередачи ЗИЛ [5] в процессе разгона автомобиля и переключения передач.

В реальных условиях движения транспортной машины переходные процессы с высокими ускорениями, протекающими в ее силовой цепи, являются преобладающими. К ним относятся крутильные колебания, возбуждаемые неравномерностью работы двигателя и неровностями дорожного покрытия, процессы, вызванные резким изменением положения педали подачи топлива, наездами на препятствия, автоматическими переключениями передач. Расчет этих процессов невозможен без учета влияния инерционных сил на соотношение ускорений рабочих колес гидропередачи. Инерционные силы, возникающие при переходных процессах, в свою очередь, определяются темпом изменения нагрузки в силовой цепи.

Аналитическое выражение для определения соотношения ускорений насосного и турбинного колес гидропередачи в переходных процессах имеет вид

$$\frac{d\omega_H}{d\omega_T} = \frac{\frac{d\lambda_H}{d\lambda}}{i \frac{d\lambda_H}{d\lambda} - 2\lambda_H + \frac{dM_H}{d\omega_H} \cdot \frac{1}{\rho D^5 \omega_H}}; \quad (2)$$

где  $M_H = \lambda_H \rho D^5 \omega_H^2$  — момент на насосном колесе гидропередачи;

$\lambda_H$  — коэффициент входного момента гидропередачи;

$D$  — активный диаметр гидропередачи.

Если переходный процесс происходит с малой скоростью и можно пренебречь инерционными силами, то  $M_H = M_0$ , и формула (2) определяет величину  $\frac{d\omega_H}{d\omega_T}$ , получаемую построением

по статическим характеристикам силового агрегата:

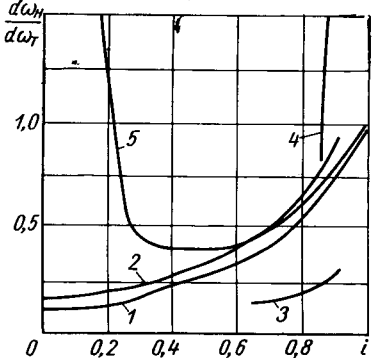


Рис. 1. Изменение величины  $\frac{d\omega_H}{d\omega_T}$  в зависимости от темпа изменения нагрузки в силовой цепи:

1 — по совместной характеристике двигателя ЗИЛ-375 и опытной гидропередачи ЗИЛ; 2 — по характеристике гидротрансформатора опытной гидропередачи ЗИЛ при постоянном моменте двигателя; 3 — по осциллограмме процесса переключения со второй на третью передачу опытной гидропередачи ЗИЛ (температура изменения нагрузки — 680 кг/м/сек); 4 — по осциллограмме процесса, происходящего при резком увеличении угла открытия дроссельной заслонки двигателя ЗИЛ-375 (температура изменения момента двигателя 18 кг/м/сек); 5 — по осциллограмме разгона опытного автомобиля высокой проходимости ЗИЛ с резким открытием дроссельной заслонки двигателя (температура изменения крутящего момента двигателя — 10 кг/м/сек).

$$\frac{d\omega_H}{d\omega_T} = \frac{\frac{d\lambda_H}{di}}{i \frac{d\lambda_H}{di} - 2\lambda_H + \frac{dM_\partial}{d\omega_H} \cdot \frac{1}{\rho D^5 \omega_H}} \quad (3)$$

В общем случае, полагая, что гидропередача расположена в последовательном потоке с двигателем и насосное колесо гидропередачи жестко связано с коленчатым валом двигателя, а

величины  $\frac{\partial q}{\partial i}$ ,  $\frac{d\omega_H}{d\omega_T}$  и  $K_2$  в некоторый промежуток времени переходного процесса постоянны (например, при переключении передач на режиме, близком к режиму гидромукты), проведя необходимые преобразования формул (1) и (2), получим выражение для определения приближенного значения  $\frac{d\omega_H}{d\omega_T}$  в форме, удобной для анализа влияния на эту величину темпа изменения нагрузки на рабочих колесах гидропередачи:

$$\frac{d\omega_H}{d\omega_T} = \frac{\frac{d\lambda_H}{di} \rho D^5 \omega_H - J_T \frac{dM_\partial}{dt} \cdot \frac{1}{M_\partial K_2 - M_c}}{\left(i \frac{d\lambda_H}{di} - 2\lambda_H\right) \rho D^5 \omega_H + J_\partial \frac{dM_c}{dt} \cdot \frac{1}{M_\partial K_2 - M_c}} \quad (4)$$

Для анализа влияния темпа изменения крутящих моментов на рабочих колесах гидропередачи на величину  $\frac{d\omega_H}{d\omega_T}$  рассмотрим два теоретических варианта их изменения.

1.  $\frac{dM_\partial}{dt} \rightarrow \pm \infty$ ;  $M_c = \text{const}$  (резкое увеличение или уменьшение подачи топлива). Тогда  $\lim \frac{d\omega_H}{d\omega_T} = \pm \infty$  при  $\frac{dM_\partial}{dt} \rightarrow \pm \infty$ . В этом случае инерционные массы, связанные с турбинным колесом гидропередачи, практически не изменяют своей скорости в переходном процессе. Разгоняются или замедляются только инерционные массы двигателя.

2.  $\frac{dM_c}{dt} \rightarrow \pm \infty$ ;  $M_\partial = \text{const}$  (резкое увеличение или уменьшение нагрузки);  $\lim \frac{d\omega_H}{d\omega_T} = 0$ , при  $\frac{dM_c}{dt} \rightarrow \pm \infty$ , т. е. инерционные массы, связанные с насосным колесом гидропередачи, не реагируют на мгновенные изменения нагрузки в трансмиссии.

В реальных условиях величина  $\frac{d\omega_H}{d\omega_T}$  имеет конечное значение и инерционные массы как турбинной, так и насосной частей гидропередачи участвуют в переходных процессах. Но чем выше темп переходного процесса на одном из рабочих колес гидропередачи, тем меньшее участие принимают в нем инерционные массы, связанные с другим колесом.

При выводе формулы (4) были приняты нестрогие допущения  $\left(\frac{\partial q}{\partial i}; \frac{d\omega_H}{d\omega_T} \text{ и } K_2 = \text{const}\right)$ . Поэтому формула (4) может использоваться только для оценки влияния темпа изменения нагрузки на величину  $\frac{d\omega_H}{d\omega_T}$  и определения среднего значения этой величины при предварительных расчетах переходных процессов.

В случае крутильных колебаний, возникающих на колесах гидропередачи, темп изменения крутящего момента определяется частотой колебаний. Ввиду нереальности предположения

$\frac{d\omega_H}{d\omega_T} = \text{const}$  при крутильных колебаниях формула (4) не мо-

жет быть применена для анализа переходных процессов, происходящих на рабочих колесах гидропередачи при возбуждении крутильных колебаний на одном из колес.

Чтобы определить влияние частоты крутильных колебаний на соотношение амплитуд ускорений рабочих колес гидропередачи, предположим, что на турбинной части гидропередачи действует синусоидальный возмущающий момент, под воздействием которого колесо турбины совершает крутильные колебания, причем

$$\varphi_T = \varphi_{T,0} \sin pt, \quad (5)$$

где  $\varphi_T$  — угол отклонения колеса турбины от положения равновесия;

$\varphi_{T,0}$  — амплитуда угла отклонения колеса турбины от положения равновесия;

$p$  — частота возмущающей силы.

Изменение угловой скорости турбинного колеса гидропередачи приводит к изменению энергии потока рабочей жидкости, сходящего с лопаток турбины, а это вызывает неравномерность нагрузки на насосном колесе. Считаем, что насосное колесо жестко прикреплено к коленчатому валу двигателя и составляет с ним одно целое. Линеаризованное уравнение движения насосного колеса гидропередачи при колебаниях угловой скорости турбинного колеса можно представить в виде [6]

$$J_H \ddot{\varphi}_H + \left(\frac{\partial M_H}{\partial \omega_H}\right)_0 \dot{\varphi}_H = - \left(\frac{\partial M_H}{\partial \omega_T}\right)_0 \dot{\varphi}_T, \quad (6)$$

где  $\varphi_H$  — угол отклонения колеса насоса от положения равновесия.

Интегрируя уравнение (6), получим

$$\varphi_H = \varphi_{H,0} \sin(pt + \gamma), \quad (7)$$

где

$$\varphi_{H,0} = - \frac{\left(\frac{\partial M_H}{\partial \omega_T}\right)_0 \varphi_{T,0}}{\left(\frac{\partial M_H}{\partial \omega_H}\right)_0} \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{J_H^2 p^2}{\left(\frac{\partial M_H}{\partial \omega_H}\right)_0^2}}};$$

$$\text{tg } \gamma = \frac{\left(\frac{\partial M_H}{\partial \omega_H}\right)_0}{J_H p}.$$

Из выражений (7) и (5) найдем, что соотношение амплитуд углов поворота или ускорений насосного и турбинного колес гидропередачи при колебаниях (коэффициент динамичности по терминологии работы [6])

$$K_{T,H} = \frac{\partial \omega_H}{\partial \omega_T} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{J_H^2 p^2}{\left(\frac{\partial M_H}{\partial \omega_H}\right)_0^2}}}, \quad (8)$$

где

$$\frac{\partial \omega_H}{\partial \omega_T} = \frac{\frac{d\lambda_H}{di}}{i \frac{d\lambda_H}{di} - 2\lambda_H}$$

Из формулы (8) видно, что соотношение ускорений рабочих колес гидропередачи (или углов их поворота) при колебаниях обратно пропорционально частоте возмущающей силы. Кроме того, при прочих равных условиях, амплитуда колебаний насосного колеса гидропередачи тем меньше, чем меньше пропорциональность гидропередачи, так как

$$\lim \frac{d\omega_H}{d\omega_T} = 0 \quad \text{при} \quad \frac{d\lambda_H}{di} \rightarrow 0.$$

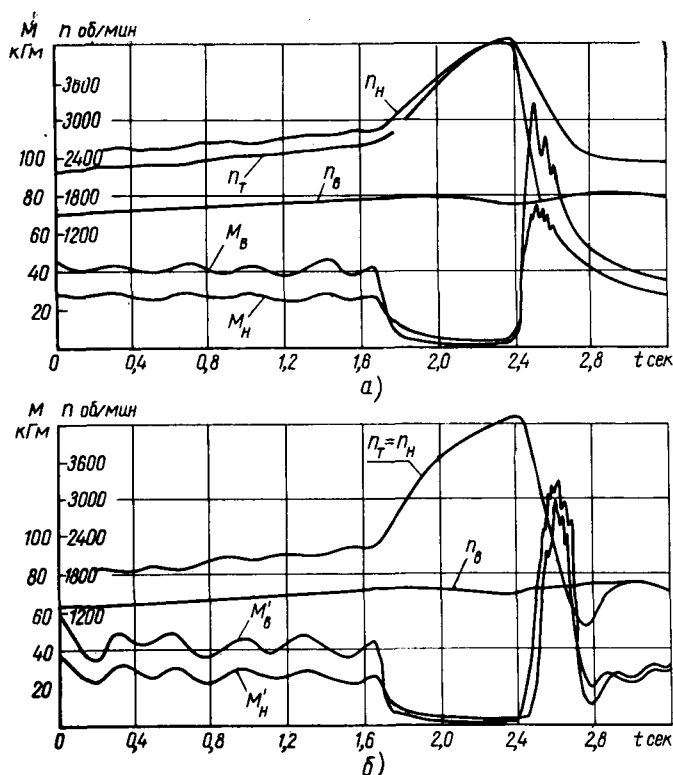


Рис. 2. Осциллограммы крутящих моментов на входном  $M_H$  и выходном  $M_B$  валах передачи при движении автомобиля по грунтовой дороге с переключением на третью передачу

Рассуждая аналогичным образом, найдем, что в случае возбуждения крутильных колебаний на насосной части гидротрансформатора соотношение амплитуд ускорений ее рабочих колес будет определяться по формуле

$$K_{H.T} = \frac{\varphi'_{T.o}}{\varphi'_{H.o}} = \frac{\partial \omega_T}{\partial \omega_H} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 + \frac{J_T^2 (K_T^2 - p^2)}{\left(\frac{\partial M_T}{\partial \omega_T}\right)^2}}}, \quad (9)$$

где

$$\frac{\partial \omega_T}{\partial \omega_H} = \frac{i \frac{d\lambda_T}{dt} - 2\lambda_T}{\frac{d\lambda_T}{dt}};$$

$\lambda_T$  — коэффициент выходного момента;

$K_T$  — собственная частота колебаний турбинной части системы.

В режиме резонанса, т. е. при  $K_T = p$ ,

$$K_{H.T}^p = \frac{\partial \omega_T}{\partial \omega_H}.$$

Из выражения (9) видно, что при прочих равных условиях соотношение между амплитудами колебаний рабочих колес при возбуждении крутильных колебаний на насосной части гидротрансформатора тем меньше, чем выше прозрачность гидротрансформатора.

Снижение ускорений инерционных масс, разделенных гидротрансформацией, обуславливает меньшие нагрузки в силовой цепи по сравнению с нагрузками, возникающими при переходных процессах в механической трансмиссии. На рис. 2 приведены осциллограммы изменения крутящих моментов на входном и выходном валах опытной передачи ЗИЛ [5] при движении автомобиля по грунтовой дороге с переключением со второй на третью (прямую) передачу.

Испытания автомобиля проводились с заблокированным (рис. 2, б) и незаблокированным (рис. 2, а) гидротрансформатором. Из осциллограмм видно, что амплитуды крутильных колебаний в силовой цепи и динамические нагрузки на входном валу передачи с заблокированным гидротрансформатором в 2 раза выше нагрузок, возникающих в трансмиссии с гидротрансформатором.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Харитонов Н. П., Анохин В. А. Сб. «Вопросы конструирования, испытания и расчета автомобиля». Изд-во «Машиностроение», 1968.
2. Прокофьев В. Н. «Энергетика и транспорт», 1963, № 3.
3. Нарбут А. Н. Гидротрансформаторы. Изд-во «Машиностроение», 1966.
4. Лapidус В. И., Петров В. А. Гидравлические трансмиссии автомобилей. Машгиз, 1957.
5. Чередниченко Ю. И. Испытания автомобильных гидромеханических передач. Изд-во «Машиностроение», 1969.
6. Пановко Я. Г., Прокофьев В. Н. Труды НАМИ. Вып. 48. Машгиз, 1947.

УДК 621.43.044.8:629.113:534

## О продольных колебаниях, возбуждаемых карданной передачей

А. Я. ТАРАСОВ, В. Р. УСОЛЬЦЕВ

Горьковский автозавод

НА ОДНОЙ из моделей автомобилей, выпускаемых Горьковским автозаводом, установлен генератор с приводом от двигателя через клиноременную передачу, промежуточный вал и карданный вал, работающий под значительным углом (около 12°). Вся установка смонтирована на корпусе автомобиля отдельно от двигателя. В эксплуатационных условиях наблюдались поломки деталей крепления генераторной установки после небольшого пробега.

Было обращено внимание на повышенные вибрации генераторной установки, особенно продольные, амплитуда которых была столь большой, что колебания могли наблюдаться визуально.

Вначале предполагалось, что вибрации генераторной установки связаны с работой ее привода — карданного вала — под значительным углом, потому что при неблагоприятном углом расположении валов карданной передачи она может

явиться источником различного рода колебаний, порядок которых — второй (два колебания на один оборот) [1, 2]. Осциллографирование вибраций генератора показало, что порядок его колебаний, как поперечных, так и продольных — первый (одно колебание на один оборот генератора), причем продольные колебания неустойчивые, их амплитуда изменяется по времени при неизменной угловой скорости коленчатого вала двигателя и ротора генератора.

Первый порядок колебаний бывает, когда вращающиеся детали механизма не уравновешены. Проверка балансирования генератора подтвердила, что его ротор имел дисбаланс 82 Гсм со стороны привода и 63 Гсм с противоположной стороны (со стороны коллектора) при допуске 20 Гсм. Кроме того, дисбаланс крыльчатки вентилятора, жестко насаженного на вал ротора, был 14 Гсм. Имелись также значительные отклонения в геометрии деталей привода, следствием которых могла быть

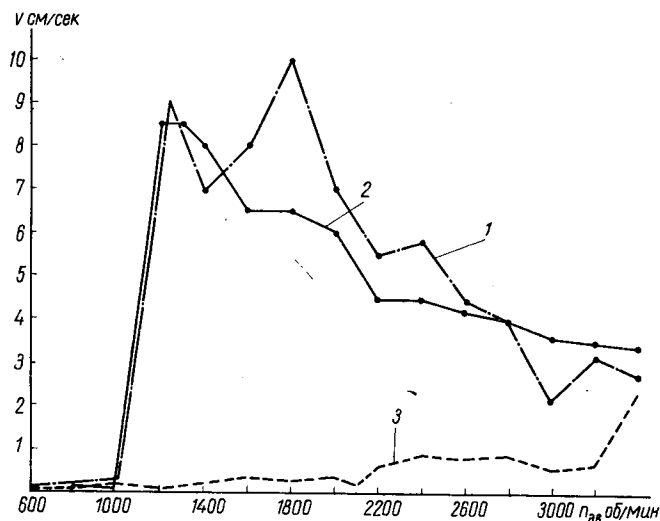


Рис. 1. Диаграмма продольных колебаний генератора:

1 — до балансирования деталей генераторной установки; 2 — после балансирования и устранения биения деталей; 3 — после дополнительного уменьшения бокового смещения вилка карданного вала с 0,58 до 0,19 мм

дополнительная неуравновешенность генераторной установки. Так, радиальное биение центрирующего бурта фланца генератора составляло 0,27 мм, а биение его торца по центру отверстий для крепления карданного вала 0,30 мм. Наблюдались и другие отклонения.

Были тщательно сбалансированы все детали генераторной установки: дисбаланс ротора генератора доведен до 5—8 Гсм, дисбаланс крыльчатки вентилятора до 2 Гсм, карданного вала до 3—5 Гсм (при весе вала 1,7 кг), а также уменьшены отклонения в геометрии деталей: радиальное биение фланца генератора до 0,06 мм, биение фланца по торцу до 0,08 мм, биение шлицевого конца промежуточного вала до 0,04 мм. Однако желаемого результата по уменьшению вибраций генератора, особенно продольных, получено не было, что видно из диаграммы (рис. 1) по скорости продольных колебаний  $v$ .

Резкое снижение продольных колебаний было получено лишь после того, как было уменьшено боковое смещение вилка кардана относительно крестовины.

Из рис. 2 видно, что продольные колебания одного из концов карданного вала появляются, как только появляются поперечные колебания его второго конца, что может наблюдаться не только при смещении вилка кардана, но и при биении деталей генераторной установки (фланца генератора, шлицевого конца промежуточного вала и пр.).

Размах  $\Delta x$  продольных колебаний связан с размахом  $\Delta y$  поперечных колебаний карданного вала зависимостью

$$\Delta x = \Delta y \tan \alpha,$$

где  $\alpha$  — угол между осью карданного вала и осью генератора (и промежуточного вала).

Для углов до  $12^\circ$  эта зависимость является практически линейной. Таким образом, размах продольных колебаний пропорционален боковому биению деталей генераторной установки и углу наклона карданного вала к оси генератора (и промежуточного вала).

Из рис. 2 также можно видеть, что продольные и поперечные колебания карданной передачи имеют первый порядок и на продольные колебания карданной передачи влияют отклонения в геометрии ее обоих концов. В зависимости от соотношения фаз этих отклонений (т. е. их относительного углового расположения) эффект может складываться или вычитаться или быть промежуточным между суммой и разностью.

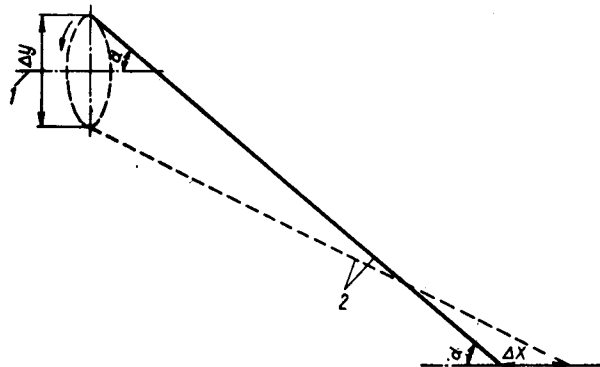


Рис. 2. Схема возбуждения продольных колебаний:

1 — геометрическая ось генератора или промежуточного вала; 2 — карданный вал

Нестабильность продольных колебаний генератора связана с непостоянством величины трения в шлицах в месте соединения карданного вала с промежуточным валом при малой нагрузке генератора. Как показали испытания, с увеличением нагрузки неустойчивость колебаний уменьшается или вообще не наблюдается.

Специально проведенными усталостными испытаниями было установлено, что прочность деталей генераторной установки определяется ее поперечными, а не продольными колебаниями, т. е. колебаниями, возбуждаемыми несбалансированностью вращающихся масс. Однако продольные колебания все же необходимо устранять, так как при большой величине они весьма неприятны, а в отдельных случаях могут быть причиной поломки.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Лысов М. И. Карданные механизмы. Машгиз, 1945.
2. Тарасов А. Я. «Автомобильная промышленность», 1959, № 8.
3. Тарасов А. Я. «Автомобильная промышленность», 1961, № 11.

УДК 629.113—592.001.4

## Изменение величины тормозного момента при периодических торможениях автомобильным тормозом

Н. Ф. КОРЕНЧУК

МВТУ им. Баумана

**ВЕЛИЧИНА** тормозного момента при использовании тормоза, если температура на трущихся поверхностях не превышает  $200^\circ$ , зависит от установившегося давления в тормозном приводе, темпа его нарастания, сочетания материалов фрикционной пары и предшествовавшего теплового режима, который ранее претерпела фрикционная пара [1]. Текущее значение тормозного момента в процессе торможения не остается постоянным. В связи с этим при осциллографировании процесса получают кривую тормозного момента  $M_m$ , характер изменения которой зависит от всех перечисленных факторов.

При торможении в повторно-кратковременном режиме, наиболее характерном для автомобильного тормоза, каждое последующее торможение часто начинается при температуре, более высокой, чем предыдущее. Это вызывает постепенный прогрев всех деталей тормоза. Наибольшую температуру при этом приобретают трущиеся поверхности, в связи с чем коэффициент трения фрикционной пары уменьшается и тормозной эффект снижается. На рис. 1 показано изменение величины среднего за процесс торможения тормозного момента  $M_{m.c.p.}$  при возрастании температуры на поверхностях трения для передне-

го тормоза автомобиля ЗИЛ-111А (кривые 1, 2, 3) и для заднего тормоза автомобиля «Москвич-407» (кривая 4). Тормоз автомобиля ЗИЛ-111А испытывался с накладками двух типов: Райбестос МЕ-13 (кривые 1 и 3) и 1-61-60Р ВНИИАТИ (кривая 2). Варабан тормоза был изготовлен из чугуна ЧНМХ. Тормоз автомобиля «Москвич-407» имел фрикционную пару чугуна СЧ 15-32 — композиция 3-2-58. Испытания проводились на тормозном инерционном стенде в условиях, приближающихся к эксплуатационным. Величина среднего за процесс торможения

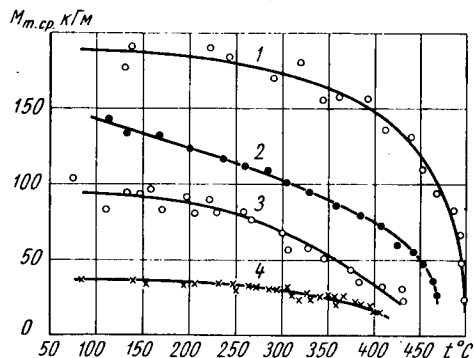


Рис. 1

тормозного момента определялась по средней высоте площади между кривой  $M_t$  и нулевой линией. Максимальная температура на трущихся поверхностях определялась по показанию термпар в конце процесса торможения. Головки термпар были выведены непосредственно на поверхности трения и установлены заподлицо с ними.

По графикам можно видеть, что с увеличением температуры на трущихся поверхностях значение  $M_{т.ср.}$  уменьшается независимо от композиции тормозных накладок и конструкции тормоза. Однако фрикционная пара, испытывавшая воздействие высоких температур (кривая 1), при одних и тех же условиях создает гораздо больший тормозной момент, чем пара, не перенесшая такого воздействия (кривая 3). Этим свойством обладают все испытанные фрикционные пары: чугун ЧНМХ — композиция 1-61-60Р ВНИИАТИ, чугун СЧ 15-32 — асбокаучуковая композиция 3-2-58, чугун СЧ 18-36 — композиция 6КХ-1Б и чугун ЧНМХ — композиция Райбестос МЕ-13, которые после нагрева до 480—520° и последующего охлаждения создавали при повторном нагревании в тех же условиях тормозной момент, в 1,2—2 раза больший, чем до нагревания. Настоящее свойство объясняется тем, что при нагревании до указанных температур выгорают легкие фракции пропитывающей жидкости и, следовательно, устраняется смазывающее действие последней [2]. Кроме того, при высоких температурах вследствие разложения пропитывающей жидкости в структуре накладок появляются твердые коксообразные продукты, которые формируют новый более твердый поверхностный слой, что позволяет накладкам образовывать с поверхностью трения барабана более прочные фрикционные связи.

Например, передним тормозом автомобиля ЗИЛ-111А с фрикционной парой чугун ЧНМХ—композиция 1-61-60Р ВНИИАТИ были выполнены вначале 13 полных торможений в режиме; 90 торможений в час при 40 кг/см<sup>2</sup> давления в гидроприводе. Основные параметры настоящей серии торможений приведены в табл. 1.

Уже после пятого торможения тормоз начал дымить. При последующих торможениях выделение дыма резко усилилось. После выполнения всей серии торможений было обнаружено обильное выделение пропитывающей жидкости из тормозных накладок, которая осела на всех внутренних деталях тормоза. Поверхность тре-

ния накладок из светло-серой превратилась в темно-серую. При последующей серии торможений тормоз работал с характерным звуком (шорохом), значительно увеличился тормозной момент, выделение дыма наблюдалось лишь после десятого торможения. После разборки тормоза на поверхности трения барабана, до настоящей серии торможений зеркально чистой, были обнаружены сетка мелких рисок и цвета побежалости. Аналогично вели себя и другие испытывавшиеся фрикционные пары.

Из серии последовательных торможений наиболее эффективными являются третье, четвертое или пятое торможения в зависимости от сочетания трущихся материалов. Величина среднего за процесс торможения тормозного момента для этих торможений обычно на 20—50% и более выше, чем для первого. Это свойство фрикционных пар объясняется увеличением фактической площади соприкосновения трущихся элементов [3] в связи с размягчением при повышенной температуре контактирующих выступов и, следовательно, более тесном сближении поверхностей трения.

На рис. 2, а и б показаны изменения кривой тормозного момента при возрастании температуры на трущихся поверхностях соответственно для фрикционных пар чугун ЧНМХ — Райбестос МЕ-13 (тормоз ЗИЛ-111А) и чугун СЧ15-32 — композиция 3-2-58 (тормоз автомобиля «Москвич-407»). В табл. 2 при-

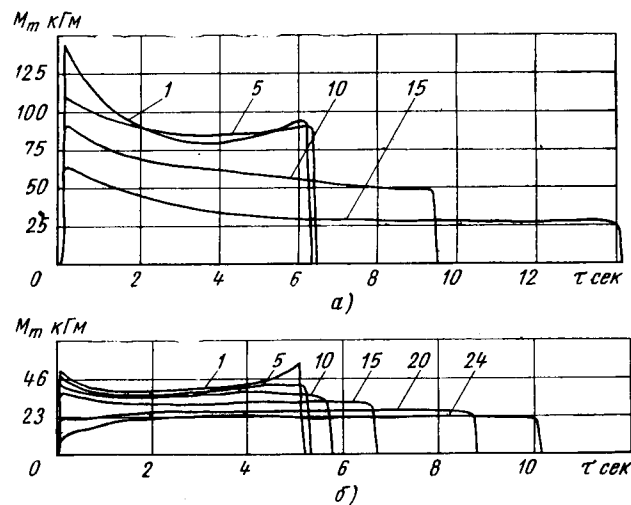


Рис. 2

ведены основные параметры, характеризующие кривые тормозных моментов. Кривые  $M_t$  получены в результате серий повторно-кратковременных торможений и показаны совмещенным так, что начала их совпадают. Процессы торможений осциллографировались при температуре окружающей среды 17°, устано-

Таблица 1

| Параметры                                         | Номер торможения |     |     |     |     |     |     |      |      |      |     |      |      |
|---------------------------------------------------|------------------|-----|-----|-----|-----|-----|-----|------|------|------|-----|------|------|
|                                                   | 1                | 2   | 3   | 4   | 5   | 6   | 7   | 8    | 9    | 10   | 11  | 12   | 13   |
| Средний тормозной момент в кгМ                    | 99               | 112 | 126 | 131 | 104 | 98  | 95  | 74   | 63   | 55   | 43  | 41   | 40   |
| Максимальная температура поверхностей трения в °С | 97               | 110 | 147 | 173 | 212 | 266 | 325 | 378  | 384  | 400  | 424 | 429  | 438  |
| Время торможения в сек                            | 8,3              | 7,8 | 6,8 | 6,4 | 8,1 | 8,3 | 8,4 | 11,1 | 12,2 | 14,8 | 21  | 21,8 | 22,6 |

Таблица 2

| Параметры                                            | Фрикционная пара                   |     |     |      |     |                                       |     |      |     |      |
|------------------------------------------------------|------------------------------------|-----|-----|------|-----|---------------------------------------|-----|------|-----|------|
|                                                      | ЧНМХ — Райбестос МЕ-13 (рис. 2, а) |     |     |      |     | СЧ15-32—композиция 3-2-58 (рис. 2, б) |     |      |     |      |
| Номер кривой на рис. 2                               | 1                                  | 5   | 10  | 15   | 1   | 5                                     | 10  | 15   | 20  | 24   |
| Максимальная температура на поверхностях трения в °С | 110                                | 205 | 327 | 430  | 83  | 205                                   | 288 | 341  | 367 | 395  |
| Средний тормозной момент в кгМ                       | 83                                 | 80  | 58  | 32   | 37  | 35                                    | 32  | 26,8 | 23  | 19,5 |
| Время торможения в сек                               | 6,2                                | 6,5 | 9,6 | 14,2 | 5,3 | 5,4                                   | 5,8 | 6,7  | 8,8 | 10,1 |

вившемся давлении в гидроприводе тормозов  $40 \text{ кг/см}^2$  и высоком темпе его нарастания (время нарастания  $0,2\text{--}0,3 \text{ сек}$ ). Номеру кривой на рис. 2, а и б соответствует номер последовательного торможения. Обе серии торможений были выполнены в режиме 90 торможений в час.

Форма кривой  $M_m$  изменяется от торможения к торможению. С возрастанием температуры на трущихся поверхностях колебания величины тормозных моментов в начале и конце процесса сглаживаются, уменьшаются значения среднего за процесс торможения и текущего тормозных моментов, увеличивается длительность процесса. При значительном (для испытывавшихся фрикционных пар порядка 250—300°) повышении поверхностной температуры кривая  $M_m$  выравнивается, т. е. значение тормозного момента стабилизируется и в процессе торможения практически остается постоянным.

Максимальное значение  $M_m$  в начале процесса торможения в основном зависит от темпа нарастания давления в приводе тормоза. опыты показывают, что чем выше давление и интенсивнее темп его нарастания, тем выше максимальное значение. Но возможно при любой величине давления в приводе установить такой темп его нарастания, что не будет начального максимального значения  $u$  кривой  $M_m$ . Однако, если время нарастания давления не превышает 0,6—0,7 сек, а температура на трущихся поверхностях 200°, начальное максимальное значение  $u$  кривой  $M_m$  наблюдается всегда.

Следовательно, изменение величины тормозного момента, регистрируемое на осциллограмме в виде кривой с максимальным значением момента в начале процесса торможения, можно объяснить следующими причинами. Как только в тормозных цилиндрах возникнет давление и будут преодолены силы оттяжных пружин, колодки начнут приближаться к барабану, устраняя установочный зазор. К моменту встречи с барабаном колодки приобретают некоторую поступательную скорость движения. В момент соприкосновения между поверхностями трения поступательно движущихся колодок и вращающегося барабана происходит удар, энергия которого зависит от величины давления в приводе, темпа его нарастания и скорости вращения барабана. Удар вынуждает весьма тесно сблизиться трущиеся поверхности колодок и барабана. Происходит взаимное вмятие поверхностных микронеровностей, их упругое и пластическое деформирование. При ударе между трущимися поверхностями возникает максимально возможное при данной величине давления в приводе число фрикционных связей. В тормозе при этом возникает повышенный тормозной момент, который и фиксируется на осциллограмме как первоначальный максимум кривой  $M_{тн}$ .

Исчезновение начального максимума при увеличении температуры на трущихся поверхностях, но при сохранении установившейся величины давления в приводе тормоза объясняется снижением интенсивности нарастания давления в связи с нагреванием и закипанием тормозной жидкости и образованием газовых пузырей в тормозных цилиндрах. При высоких температурах на трущихся поверхностях (у тормоза автомобиля ЗИЛ-111А порядка 520—540°) гидравлический тормозной привод часто вообще выходит из строя и не обеспечивает необходимого прижатия колодок к барабану тормоза. По отмеченной причине, например, передним тормозом автомобиля ЗИЛ-111А в указанном режиме не удавалось сделать в лабораторных условиях более 17—18 полных торможений.

Отсутствие максимального значения  $\mu$  кривой  $M_m$  в конце процесса торможения с ростом температуры на трущихся поверхностях объясняется сближением значений моментов трения (а следовательно, и коэффициентов трения) покоя и движения. Большинство фрикционных пар при комнатной температуре имеют различные значения коэффициентов трения покоя и движения, причем очень часто коэффициент трения покоя больше коэффициента трения движения. С изменением теплового состояния пары это различие также изменяется [2, 4, 5 и др.]. Можно полагать, что в процессе трения для каждого сочетания трущихся материалов достигается некоторое критическое значение температуры и наступает такое их состояние, при котором коэффициент трения покоя становится равным коэффициенту трения движения, а следовательно, и момент трения покоя в этом случае также равен моменту трения движения. За критической температурой наблюдается некоторый интервал температур, при которых коэффициенты трения покоя и движения практически совпадают или по крайней мере первый из них меньше второго. Результаты исследований [6] подтверждают такое предположение.

При торможении в реальных дорожных условиях падение тормозного эффекта с возрастанием температуры на трущихся

поверхностях компенсируется увеличением давления в приводе тормозов. Однако каждый тормоз по-своему повышает тормозной момент. На рис. 3 показана зависимость среднего за процесс торможения тормозного момента  $M_{т.ср}$  от величины установившегося давления в приводе тормозов  $p$  при одном и том же темпе его нарастания. Кривая 1 характеризует рост  $M_{т.ср}$  от  $p$  для переднего тормоза автомобиля ЗИЛ-111Г, кривые 2 и 5 — соответственно для задних тормозов автомобилей ГАЗ-51 и «Москвич-407», кривые 3 и 4 — для переднего тормоза автомобиля ЗИЛ-111А; причем кривая 3 — для тормоза с фрикционной парой чугун ЧНМХ — композиция 1-61-60Р ВНИИ-АТИ и кривая 4 — для тормоза с фрикционной парой чугун ЧНМХ — Райбестос МЕ-13. Решающее влияние на увеличение  $M_{т.ср}$  оказывает конструкция тормоза, значительно меньшее — сочетание фрикционных материалов.

На рис. 4 показаны совмещенными кривые  $M_m$  первого, пятого, десятого, пятнадцатого, двадцатого последовательных торможений, выполненных передним тормозом автомобиля ЗИЛ-111Г в режиме 60 полных торможений в час. Тормоз имел фрикционную пару чугун ЧНМХ — Райбестос МЕ-13, которая ранее уже подвергалась воздействию температур порядка 500—520°. Снижение тормозного эффекта с ростом температуры корректировалось увеличением давления в приводе тормоза. Первое торможение было выполнено при 40  $\text{кг/см}^2$ , последнее, двадцатое торможение для восстановления тормозного эффекта потребовало увеличить давление до 50  $\text{кг/см}^2$ , т. е. на 25%. Температура на трущихся поверхностях при этом от 170° в конце первого торможения поднялась до 441° в конце двад-

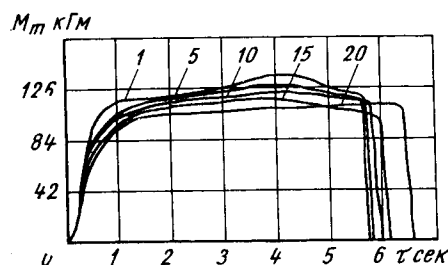


Рис. 4

цатого торможения. При этом на передних колесах автомобиля ЗИЛ-111Г были установлены сервотормоза. Для восстановления тормозного эффекта при тормозах, не обладающих серводействием, требуется более существенное повышение давления в приводе. Таким образом, только совместное взаимно уравновешивающее изменение свойств фрикционной пары и силового действия механизма тормоза и тормозного привода на фрикционную пару может обеспечить требуемый закон нарастания и последующего изменения величин тормозного момента при торможении. Следовательно, тормозной привод автомобиля и механизм тормоза должны быть приспособлены или специально отрегулированы применительно к тем фрикционным парам, которыми оборудованы тормоза.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Коренчук Н. Ф. Сб. трудов МВТУ им. Баумана. Применение пластмасс в машиностроении. 1965, № 5.
2. Александров М. П. Тормозные устройства в машиностроении. Изд-во «Машиностроение», 1965.
3. Шахмалиев Г. М. Сб. «Теория трения и износа». Изд-во «Наука», 1965.
4. Крагельский И. В. Трение и износ. Машгиз, 1962.
5. Куинн И. Ф., Ломакии Г. Д. О связи между статическим и кинетическим трением. «ЖТФ», 1954, т. 24, № 8.
6. Котельников Б. Н. Труды ВНИИПТМАШ. Исследование узлов и деталей ПТМ. Вып. 7 (49), 1964.



# Исследование поворота двухосного автомобиля с различными типами привода на ведущие колеса

Канд. техн. наук Ю. В. ПИРКОВСКИЙ, канд. техн. наук Л. Г. РАСТЕГАЕВ, В. Д. КАМЕНЕВ

**МОЩНОСТНОЙ** баланс и топливная экономичность полноприводных автомобилей во многом зависят от типа привода к ведущим колесам. Предложены зависимости, связывающие величину мощностных потерь в двигателе автомобиля с определяющими их факторами [1—4]. Получены также формулы, которые позволяют определять общее сопротивление качению колес автомобиля, вызванное уводом шин от действия боковых сил (в частности, центробежных при движении автомобиля на повороте) и характером распределения крутящего момента по ведущим мостам.

Однако в этих формулах не учитывается влияние дополнительных боковых сил, действующих на управляемые колеса, величина которых непосредственно связана с конструктивной схемой трансмиссии и составляет в предельных случаях, до 30—40% (а при блокированной схеме привода и более) величины силы сопротивления качению этих колес.

Величина мощности сопротивления качению автомобиля на повороте с учетом известных зависимостей может быть представлена в виде

$$N_{fa} = \sum_1^n N_{f0} + \sum_1^n N_{fy} + \sum_1^i M_0 \frac{r_{ki}^0 - r_{ki}}{r_{ki}^0} \omega_k, \quad (1)$$

где  $n$  — число колес автомобиля;

$i$  — число ведущих колес автомобиля;

$N_{f0}$  — мощность сопротивления качению колес, обусловленная радиальной деформацией шины под воздействием вертикальной нагрузки;

$N_{fy}$  — мощность сопротивления качению, обусловленная уводом эластичной шины;

$M_0$  — крутящий момент, подводимый к колесу;

$\omega_k$  — угловая скорость колеса;

$r_{ki}^0$  — радиус качения  $i$ -го колеса в ведомом режиме;

$r_{ki}$  — радиус качения  $i$ -го колеса в ведущем режиме.

Очевидно, что при движении автомобиля на повороте от схемы привода к его ведущим колесам зависят как величина боковых сил, определяющая значение  $N_{fy}$ , так и характер распределения крутящих моментов по мостам, т. е. величина мощности, зависящая от последнего члена равенства (1).

Для упрощения целесообразно рассматривать изменение составляющих величины мощности сопротивления качению раздельно, в зависимости от факторов, определяющих их.

На рис. 1 приведена схема сил, действующих на автомобиль с колесной формулой 4×4, движущийся с отключенным передним мостом.

При отсутствии внешних сопротивлений сила, приложенная к переднему мосту автомобиля,

$$P'_2 = \frac{G_1 f_1}{\cos \theta}, \quad (2)$$

где  $G_1$  — вес автомобиля, приходящийся на переднюю ось;

$f_1$  — суммарный коэффициент сопротивления качению переднего моста;

$\theta$  — средний угол поворота управляемых колес.

При этом возникает сила, вызывающая боковой увод шин переднего моста,

$$P''_1 = G_1 f_1 \operatorname{tg} \theta. \quad (3)$$

В случае дифференциального привода дополнительных боковых сил не возникает вследствие того, что тяговая сила на ведущих мостах действует в плоскости, параллельной плоскостям качения колес.

Для автомобиля с заблокированным приводом сила, возникающая между мостами автомобиля, может быть найдена из уравнений тягового баланса переднего и заднего ведущих мостов [4].

Для переднего ведущего моста

$$\frac{M_1}{r_k^0} = G_1 f_1 + P_{k1}.$$

Для заднего ведущего моста

$$\frac{M_2}{r_k^0} = G_2 f_2 + P_{k2},$$

где  $P_{k1}$  и  $P_{k2}$  — свободная сила тяги, отводимая от переднего и заднего ведущих мостов;

$M_1$  и  $M_2$  — моменты, подводимые к переднему и заднему мостам.

Принимая  $G_1 f_1 = G_2 f_2$ , получим

$$\Delta P_k = P_{k1} - P_{k2} = \frac{M_1 - M_2}{r_k^0}.$$

Используя известные зависимости, предложенные Е. А. Чудakovым,

$$r_{k1} = r_{k1}^0 + \frac{\gamma}{2} M_1, \quad (4)$$

$$r_{k2} = r_{k2}^0 + \frac{\gamma}{2} M_2$$

и принимая  $r_{k1}^0 = r_{k2}^0$ , можно записать

$$r_{k1} - r_{k2} = \frac{\gamma}{2} (M_1 - M_2), \quad (5)$$

где  $\gamma$  — коэффициент тангенциальной эластичности шины.

Выразив радиусы качения колес через величину пройденного пути и имея в виду, что длина дуги равна радиусу, умноженному на угол поворота, после преобразований получим

$$r_{k1} - r_{k2} = \frac{r_{k1} (R_1 - R_2)}{R_1}, \quad (6)$$

где  $R_1$  и  $R_2$  — радиусы поворота ведущих мостов автомобиля.

Решая совместно уравнения (5) и (6) и сравнивая результат с приведенным выше выражением приращения силы от заблокированного привода  $\Delta P$ , а также принимая с достаточной для практических расчетов точностью  $r_{k1} = r_{k1}^0$ , окончательно получим

$$\Delta P_k = \frac{2 (R_1 - \sqrt{R_1^2 - L^2})}{\gamma R_1}, \quad (7)$$

где  $L$  — база автомобиля.

В этом случае боковая сила, действующая на переднюю ось автомобиля с заблокированным приводом,

$$P''_1 = \Delta P_k \operatorname{tg} \theta. \quad (8)$$

Из формул (7) и (8) видно, что величина боковой силы, а следовательно, и увода шин зависит от радиуса поворота автомобиля, его базы, эластичности шин и угла поворота управляемых колес.

При равных условиях поворота одного и того же автомобиля основным показателем, определяющим степень возрастания мощностных затрат на поворот автомобиля, очевидно, будет эластичность шин, характеризуемая величиной коэффициента  $\gamma$ .

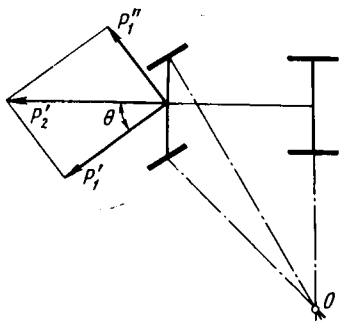


Рис. 1. Схема сил, действующих на автомобиль при движении на повороте

От величины увода колес автомобиля зависит коэффициент сопротивления качению. Величина этой зависимости может быть найдена по формуле, предложенной В. А. Иларионовым [5]:

$$f = f_0 + \frac{K_y \delta^2}{G_k}, \quad (9)$$

где  $f$  — суммарный коэффициент сопротивления качению;  
 $f_0$  — коэффициент сопротивления качению при отсутствии увода шин;

$K_y$  — коэффициент сопротивления боковому уводу шин;

$\delta$  — величина, численно равная углу увода шины;

$G_k$  — радиальная нагрузка на колесо.

Исследованиями М. В. Желдыша [6] установлена зависимость между боковой силой, действующей на колесо, и уводом шины:

$$\delta = \frac{P_y}{K_y}, \quad (10)$$

где  $P_y$  — боковая сила.

Из уравнений (7), (8), (9) и (10) может быть найдено увеличение сопротивления качению, обусловленное действием боковой силы  $P_1''$ ,

$$f_y = \frac{2 \operatorname{tg}^2 \theta (R_1 - \sqrt{R_1^2 - L^2})^2}{K_y G_1 \gamma^2 R_1^2}. \quad (11)$$

Если представить величину приращения мощности сопротивления качению колеса как сумму двух составляющих

$$N_y = N_c + N_\delta$$

или

$$G_k f_y \omega_k r_k = G_k f_c \omega_k r_k + G f_\delta \omega_k r_k,$$

где  $N_c$  и  $f_c$  — приращение мощности и коэффициента сопротивления качению, вызываемое действием центробежной силы;

$N_\delta$  и  $f_\delta$  — приращение мощности и коэффициента сопротивления качению, вызываемое действием составляющей силы, подводимой к передней оси от заднего моста,

то влияние схемы привода определяется изменением величины коэффициента  $f_\delta$ .

Тогда для автомобиля 4×4, движущегося с отключенным передним мостом,

$$f_\delta = \frac{G_1 f^2 \operatorname{tg}^2 \theta}{K_y}. \quad (12)$$

Для автомобиля с заблокированным приводом  $f_\delta$  определяется по формуле (11).

Для автомобиля с дифференциальным приводом

$$f_\delta = 0.$$

Значение  $f_c$  не зависит от типа привода и может быть получено из известных формул для определения величины центробежных сил.

В приведенных выводах величины коэффициентов сопротивления боковому уводу шин переднего и заднего мостов принимались равными, а радиусы поворота автомобиля — не зависящими от величины увода шин.

Последнее обстоятельство, как показывают расчеты, не оказывает существенного влияния на окончательный результат.

Изменение мощности сопротивления качению, связанное с перераспределением крутящих моментов между ведущими мостами автомобиля 4×4 с заблокированным приводом, может быть найдено из формул, характеризующих прирост сопротивления качению  $N_m$  в зависимости от крутящего момента, подводимого к колесам,

$$N_{m1} = M_1 \omega_k \frac{r_{k1}^0 - r_{k1}}{r_{k1}},$$

$$N_{m2} = M_2 \omega_k \frac{r_{k2}^0 - r_{k2}}{r_{k2}},$$

где  $\omega_k$  — средняя угловая скорость вращения колес переднего и заднего мостов.

При выключении переднего моста

$$N_{m,a} = \sum M_0 \omega_0 \frac{r_k^0 - r_k}{r_k^0},$$

где  $\omega_0$  — средняя угловая скорость вращения колес заднего моста,

откуда

$$\Delta N_m = N_{m,a} - (N_{m1} + N_{m2}).$$

Используя уравнения (4), получим

$$r_k^0 = \frac{r_{k1} + r_{k2} + \frac{\gamma}{2} \sum M_0}{2}. \quad (13)$$

Из уравнений (6), (13) после преобразований и упрощений находим

$$\Delta N_m = \frac{\omega_0 \gamma \sum M_0^2}{2 r_k^0} - \frac{\omega_0 \gamma \sum M_0^2}{4 r_k^0} + \omega_k (M_2 - M_1) \times \frac{R_1 - \sqrt{R_1^2 - L^2}}{2 R_1}. \quad (14)$$

Разность между первым и вторым членами правой части уравнения (14) характеризует уменьшение затрат мощности вследствие включения переднего моста, т. е. при распределении крутящего момента по всем ведущим колесам. Третий член определяет увеличение потерь вследствие перераспределения моментов между ведущими мостами при повороте автомобиля.

Зависимость, характеризующая влияние включения переднего моста автомобиля с колесной формулой 4×4 на изменение суммарных потерь сопротивления качению, может быть получена из уравнений (11), (12) и (14):

$$\Delta N = \frac{V \operatorname{tg}^2 \theta}{K_{y1} \cos \theta} \left[ G_1^2 f_1^2 - \frac{2 (R_1 - \sqrt{R_1^2 - L^2})^2}{\gamma_1^2 R_1^2} \right] + \frac{\omega_0 \gamma \sum M_0^2}{4 r_k^0} + \omega_k (M_2 - M_1) \frac{R_1 - \sqrt{R_1^2 - L^2}}{2 R_1}. \quad (15)$$

Формула (15) позволяет провести анализ тяговых (а следовательно, и экономических) качеств двухосного автомобиля с колесной формулой 4×4 при движении его на повороте. После очевидных преобразований уравнение (15) может быть использовано также для анализа тяговых качеств автомобиля с любым числом ведущих и управляемых колес.

На рис. 2 показано изменение относительной величины сопротивления качению автомобиля при включении переднего моста по сравнению с автомобилем, движущимся с отключенным передним мостом (кривая 1). График построен по формулам (1) и (15) применительно к автомобилю ГАЗ-66.

Пересечение кривой с осью абсцисс свидетельствует о равенстве тяговых показателей автомобилей, движущихся с включенным и выключенным мостами на повороте радиусом около 20 м. Очевидно, что этой точке

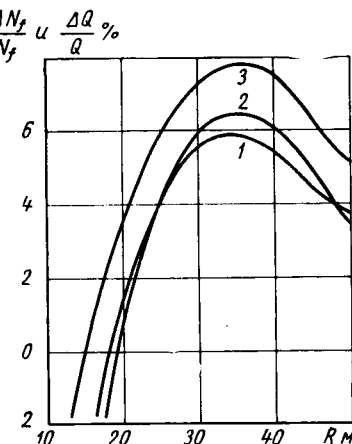


Рис. 2. Изменение мощности сопротивления качению и расхода топлива при движении автомобиля с колесной формулой 4×4 на повороте:  
 1, 3 — расчетные кривые; 2 — экспериментальная кривая

будет соответствовать появлению на переднем мосту тормозного момента.

Для проверки полученных зависимостей были измерены расходы топлива у автомобиля ГАЗ-66 при движении на поворотах различного радиуса. Автомобиль был оборудован необходимой аппаратурой для измерений и испытывался на шинах 12.00—18 модели К-12А с тангенциальной жесткостью около 0,08 мм/кг·м. При этом радиусы колес автомобиля были равны между собой, а скорость движения — постоянная. Пренебрегая величиной внешних сопротивлений и изменением потерь на трение в трансмиссии можно считать

$$\frac{f_{4 \times 2} - f_{4 \times 4}}{f_{4 \times 2}} 100\% = \frac{Q_{4 \times 2} - Q_{4 \times 4}}{Q_{4 \times 2}} 100\%,$$

где  $Q$  — расход топлива в л/100 км.

Полученные в ходе испытаний результаты приведены на рис. 2 (кривая 2) и дают хорошее совпадение с расчетными данными.

При наличии внешних сопротивлений (сопротивление воздушной среды, дороги с низкой несущей способностью, буксирование прицепа и т. п.) относительные затраты мощности

вследствие включения переднего моста при движении на повороте уменьшаются с увеличением внешних сопротивлений. Так, расчеты показывают, что при буксировании автомобилем ГАЗ-66 прицепа весом 2 т относительная разность в расходе топлива увеличивается до 6—7% (рис. 2, кривая 3), а тормозной момент на переднем мосту появляется при радиусе поворота 15—16 м.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Петрушов В. А. «Автомобильная промышленность», № 7, 1965.
2. Петрушов В. А. «Автомобильная промышленность», № 12, 1966.
3. Пирковский Ю. В., Яценко Н. Н. «Автомобильная промышленность», № 1, 1963.
4. Пирковский Ю. В. «Автомобильная промышленность», № 12, 1965.
5. Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. Машгиз, 1966.
6. Келдыш М. В. Шимми трехколесного шасси. Труды ЦАГИ, № 564, 1945.

УДК 629.113.012.55.001.5

## Определение жесткости и неупругого сопротивления шины в окружном направлении

Канд. техн. наук А. Д. ДЕРБАРЕМДИКЕР, Ю. П. БОРОДИН

Московский карбюраторный завод, Московский автомобильно-дорожный институт

**ИССЛЕДОВАНИЕ** свойств шин колесных транспортных средств за последние годы характеризуется стремлением приблизить условия эксперимента к реальным нагрузочным режимам [1—3]. Это диктуется необходимостью повышения точности инженерных расчетов взаимодействия колеса с дорогой, влияющего на управляемость и устойчивость транспортных машин, а также на их тяговые и тормозные качества.

Особенности взаимодействия колеса с дорогой определяются вертикальной и боковой упругостью шин, а также эластичностью в окружном направлении. Окружная жесткость шин исследована еще недостаточно полно так же, как и неупругое сопротивление в окружном направлении.

Обычно окружная (тангенциальная) жесткость шины оценивается отношением крутящего момента к углу закручивания колеса или отношением продольной силы реакции в пятне контакта к смещению оси колеса относительно центра отпечатка.

Существующие способы оценки окружной жесткости шины имеют тот недостаток, что жесткость в этом случае не определяет полностью упругих свойств шины и частичного проскальзывания элементов протектора в окружном направлении при качении колеса по дороге, так как является характеристикой, полученной в результате статического нагружения. При этом неупругое сопротивление, зависящее от скорости деформации, не определяется.

Можно предполагать, что шина колеса, катящегося с постоянной скоростью и нагруженного периодически изменяющимся моментом, обладает окружной жесткостью, величина которой отличается от величины, найденной методами статического нагружения.

В связи с этим в Московском автомобильно-дорожном институте была усовершенствована методика определения параметров жесткости и неупругого сопротивления шины таким образом, чтобы имитировать динамические условия нагружения и некоторые особенности взаимодействия колеса с опорной поверхностью, в частности при различном внутреннем давлении в шине.

Предлагаемый способ определения окружной жесткости шин основан на возбуждении свободных крутильных колебаний колеса с шиной. Для этого была использована схема аstaticеского маятника, изображенная на рис. 1.

Колесо нагружено вертикальной силой  $G_a$  по величине, равной приходящемуся на него весу автомобиля. К диску ко-

леса жестко прикреплен рычаг с грузом на конце таким образом, чтобы ось рычага была строго вертикальна. Положение груза вдоль оси рычага может меняться.

Путем отклонения рычага с грузом от положения статического равновесия на некоторый угол  $\varphi$  вызывают свободные колебания системы вокруг неподвижно закрепленной оси вращения колеса. Тем самым обеспечивается динамическое изменение нагрузки в контакте шины с опорной поверхностью.

Динамическое изменение нагрузки в контакте позволяет определить не только величину динамической окружной жесткости, но и параметры внутреннего неупругого сопротивления шины, зависящего от скорости деформации.

Испытаниям подвергалась шина типа М-107 размером 6,00×13, причем эксперимент проводился непосредственно на колесе без его демонтажа с автомобиля. Чтобы исключить при этом поворот колеса вокруг шкворня и продольное перемещение автомобиля, рулевое управление и остальные колеса блокируются.

Процесс свободных колебаний системы записывался при помощи индукционного датчика [4]. Корпус датчика неподвижно закреплялся на диске колеса. Якорь датчика жестко соединялся с осью колеса. При колебаниях из-за окружной жесткости шины происходило взаимное угловое перемещение корпуса и якоря, соответствующее углу деформации шины в окружном направлении, зафиксированное на ленте осциллографа. На рис. 2 приведен образец записи затухающих колебаний системы.

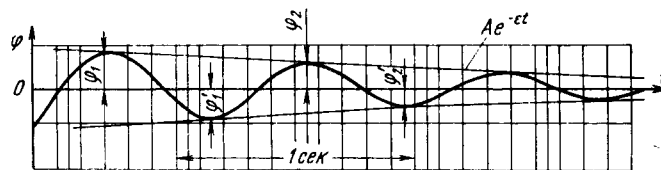


Рис. 2

Исходя из предположения, что в системе имеется сопротивление, пропорциональное первой степени скорости деформации шины, запишем уравнение собственных колебаний системы

$$J_c \ddot{\varphi} + h_{\varphi} \dot{\varphi} + c_{\varphi} \varphi = 0 \quad (1)$$

или, принимая, как обычно,

$$\varepsilon = \frac{h_{\varphi}}{2J_c} \quad \text{и} \quad \omega = \sqrt{\frac{c_{\varphi}}{J_c}}, \quad (2)$$

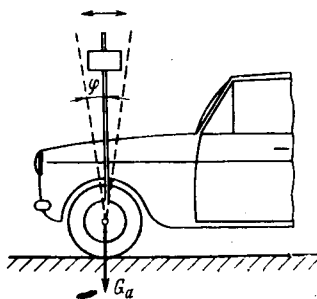


Рис. 1

получим

$$\ddot{\varphi} + 2\varepsilon\dot{\varphi} + \omega^2\varphi = 0. \quad (3)$$

Связь между периодом собственных колебаний  $T$  и параметрами системы в этом случае определяется формулой

$$T = \frac{2\pi}{\sqrt{\frac{c_\varphi}{J_c} - \varepsilon^2}} \quad (4)$$

или

$$c_\varphi = J_c \left( \frac{4\pi^2}{T^2} + \varepsilon^2 \right),$$

где  $J_c$  — момент инерции системы;

$c_\varphi$  — окружная жесткость шины;

$h_\varphi$  — эквивалентный коэффициент линейного сопротивления шины;

$\varepsilon$  — коэффициент относительного сопротивления шины.

Чтобы определить динамическую окружную жесткость шины, нужно подсчитать, а лучше экспериментально установить момент инерции системы  $J_c$  относительно оси колеса, равный сумме полярного момента инерции колеса и момента инерции рычага с грузом. Далее из опыта определяется период собственных колебаний системы.

Значение коэффициента линейного сопротивления шины  $h_\varphi$  также определяется из опыта по кривым затухающих колебаний системы. При этом имеется в виду общее решение следующего уравнения [3]:

$$\varphi = Ae^{-\varepsilon t} \cos(\Omega t + \alpha),$$

где  $\Omega = \sqrt{\omega^2 - \varepsilon^2}$  — круговая частота собственных колебаний. Постоянные величины  $A$  и  $\alpha$  определяются начальными условиями.

Поскольку на осциллограмме отсутствует нулевая линия, то достаточно точное определение амплитуд колебаний затруднено. Поэтому обработку кривых затухания целесообразно проводить по размахам колебаний. Для обоснования такого способа обработки осциллограмм рассмотрим отношение размахов колебаний.

Напишем выражение углов закручивания колеса для моментов времени, отличающихся один от другого на величину периода  $T$  и полупериода  $\frac{T}{2}$ .

Для момента времени  $t_1$

$$\varphi_1 = Ae^{-\varepsilon t_1} \cos(\Omega t_1 + \alpha).$$

Для момента времени  $t_2$

$$\varphi_2 = Ae^{-\varepsilon(t_1+T)} \cos(\Omega t_1 + \Omega T + \alpha).$$

Точно так же при смещении на полупериод

$$\varphi'_1 = Ae^{-\varepsilon\left(t_1 + \frac{T}{2}\right)} \cos\left(\Omega t_1 + \frac{\Omega T}{2} + \alpha\right),$$

$$\varphi'_2 = Ae^{-\varepsilon\left(t_1 + \frac{3T}{2}\right)} \cos\left(\Omega t_1 + \frac{3\Omega T}{2} + \alpha\right).$$

Из соотношения этих выражений получаем при  $t=0$

$$\varphi'_1 = \varphi_1 e^{-\frac{\varepsilon T}{2}};$$

$$\varphi'_1 = \varphi_2 e^{\frac{\varepsilon T}{2}};$$

$$\varphi_2 = \varphi_1 e^{-\varepsilon T}.$$

Отношение каждого предыдущего размаха к последующему, согласно рис. 2, запишется так:

$$\delta = \frac{\varphi_1 + \varphi'_1}{\varphi_2 + \varphi'_1}.$$

Подставляя в это отношение значения  $\varphi$ , получим

$$\delta = \frac{\varphi_1 \left(1 + e^{-\frac{\varepsilon T}{2}}\right)}{\varphi_2 \left(1 + e^{\frac{\varepsilon T}{2}}\right)} = e^{\frac{\varepsilon T}{2}}.$$

Таким образом, по отношению размахов колебаний за период можно определить коэффициент относительного сопротивления, зная только величину периода, т. е. независимо от других физических параметров колебательной системы:

$$\varepsilon = \frac{2}{T} \ln \frac{\varphi_1 + \varphi'_1}{\varphi_2 + \varphi'_1} = \frac{2}{T} \ln \delta, \quad (5)$$

а также коэффициент внутреннего сопротивления шины

$$h = \frac{4J_c}{T} \ln \delta. \quad (6)$$

Зная величины  $J_c$ ,  $T$  и  $\varepsilon$ , по формуле (4) определяем значение динамической окружной жесткости шины.

На основании полученных параметров окружной жесткости шины можно оценить и собственную круговую частоту крутильных колебаний колеса

$$\omega_\varphi = \sqrt{\frac{c_\varphi}{J_c}}, \quad (7)$$

где  $J_c$  — полярный момент инерции колеса.

На рис. 3 приведены зависимости окружной жесткости шины типа М-107 и круговой частоты колебаний колеса от величины внутреннего давления воздуха  $p$ , полученные в результате обработки экспериментальных данных. При этом  $J_c = 20,7 \text{ кг мсек}^2$ ,  $J_k = 0,113 \text{ кг мсек}^2$ .

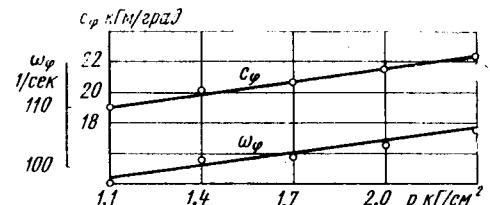


Рис. 3

Как видно из графиков, зависимости  $c_\varphi = f(p)$  и  $\omega_\varphi = f(p)$  имеют линейный вид в широком диапазоне давлений, характерных для различных эксплуатационных условий. Динамическая окружная жесткость шины в 1,5–2,0 раза меньше окружной жесткости, полученной путем статического нагружения. Определение  $h$  и  $\varepsilon$  при изменении внутреннего давления в шине также приводит к слабо выраженным линейным зависимостям.

Чтобы получить наиболее общую оценку параметров неупругого сопротивления шины и его непосредственную связь с затуханием крутильных колебаний, подсчитывали так называемый коэффициент периодичности по следующей формуле:

$$\psi_\varphi = \frac{\varepsilon}{\omega_\varphi} = \frac{h}{2J_c \omega_\varphi}. \quad (8)$$

В результате установлено, что для колеса с шиной модели М-107  $\psi_\varphi = 0,05 \div 0,08$  и оказывается тем больше, чем меньше давление в шине.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. Автотрансиздат, 1960.
2. Бидерман В. Л. Автомобильные шины. Госхимиздат, 1963.
3. Яценко Н. Н., Шупляков В. С. Нагруженность трансмиссии автомобиля и ровность дороги. Изд-во «Транспорт», 1967.
4. Бородин Ю. П., Магдесян В. Р. «Автомобильная промышленность», 1969, № 11.
5. Колесников К. С. Автоколебания управляемых колес автомобиля. Гостехиздат, 1953.

# Новая отраслевая норма по термостатам с твердым наполнителем

Канд. техн. наук М. Л. МИНКИН, Э. Е. ХМЕЛЬНИЦКИЙ

НАМИ

**Т**ЕРМОСТАТ для системы жидкостного охлаждения, регулирующий количество нагретой охлаждающей жидкости, поступающей из двигателя в радиатор, играет в автоматическом регулировании теплового режима транспортных двигателей решающую роль. Однако устанавливаемые до последнего времени на большинстве отечественных автомобильных двигателей силфонные (заполненные спиртовой смесью) термостаты по ГОСТу 3683—51 не полностью удовлетворяют требованиям современных двигателей, имеющих закрытую систему охлаждения с повышенным давлением и большой циркуляцией жидкости.

Главными недостатками силфонных термостатов являются высокая чувствительность к изменению давления в системе, что делает их работу нечеткой, и недостаточная долговечность при больших циркуляциях жидкости. Этим и объясняется, что в последний период получают все большее распространение термостаты с твердым наполнителем, главным преимуществом которых является независимость их характеристики от давления в системе и относительно небольшие размеры. Термосиловой датчик этих термостатов представляет собой металлический баллон, заполненный узкой фракцией церезина (типа воска) в смеси с алюминиевым или медным порошком и герметически закрытый с помощью резиновой детали.

В Советском Союзе впервые термостаты с твердым наполнителем и поворотной заслонкой были разработаны применительно к V-образному двигателю ЗИЛ-130 и его семейству. Эти термостаты выпускаются в массовом производстве.

В дальнейшем в НАМИ была проведена работа, направленная на создание конструкции термостатов с твердым наполнителем и прямым ходом клапана, обладающих большей долговечностью и лучшей работоспособностью. В результате был разработан типоразмерный ряд этих термостатов и создан для них термодатчик с прямым ходом клапана.

Экспериментальная проверка созданных термостатов на автомобилях подтвердила эффективность теплового регулирования, хорошую пропускную способность при большой циркуляции охлаждающей жидкости, удовлетворительную надежность и долговечность при работе на современных мощных двигателях.

Основные параметры, габаритные и присоединительные размеры, технические требования термостатов с твердым наполнителем и прямым ходом клапана изложены в отраслевой норме ОН 025 284-68 со сроком введения 1 июля 1969 г.

В разработанных согласно разделу I нормы пять размерностей термостатов с прямым ходом клапана, предназначенных для макимально допустимой циркуляции жидкости 180—600 л/мин, предусмотрены термостаты, которые по конструктивной схеме подразделяются на три типа: ТБп — термостат (байпасный) с подвиж-

охлаждающей жидкости отсутствует или осуществляется по отдельному каналу, будучи совмещен с вспомогательными контурами охлаждающей жидкости, например для охлаждения компрессора.

Неподвижный перепускной клапан обеспечивает при открытии основного клапана частичное закрытие перепускного канала и позволяет осуществить нерегулируемый перепуск охлаждающей жидкости. Термостаты модели Т без перепускного клапана применяются в системах охлаждения с нерегулируемым перепуском жидкости.

В норме оговорены габаритные и присоединительные размеры термостатов всех типоразмеров и даны примеры условного их обозначения. Также указано, что для каждого типоразмера устанавливаются три значения температуры начала открытия основного клапана: 70, 75 и 80°.

Для хорошей работы термостатов и системы охлаждения вынесены некоторые ограничения на отдельные параметры системы охлаждения двигателей. В частности, оговорено, что перепад давлений охлаждающей жидкости в каналах за перепускным и основным клапанами (по потоку) при применении термостатов с перепускным клапаном должен быть не более 0,7 кг/см<sup>2</sup> при закрытом основном клапане и не более 0,5 кг/см<sup>2</sup> при полностью открытом основном клапане. Перепад давлений по обе стороны закрытого основного клапана термостата модели Т не должен превышать 1 кг/см<sup>2</sup>. Величинами 0,7 и 1 кг/см<sup>2</sup> фактически ограничивается гидравлическое сопротивление перепускной магистрали, а величиной 0,5 кг/см<sup>2</sup> — радиатора с патрубками.

Кроме того, оговорена температура охлаждающей жидкости и внешней среды. Рабочая температура жидкости при любых условиях работы двигателя не должна превышать 113°, причем одновременно допускается повышение температуры жидкости до 120°. Минимальная температура внешней среды, при которой могут применяться термостаты, равна 60°.

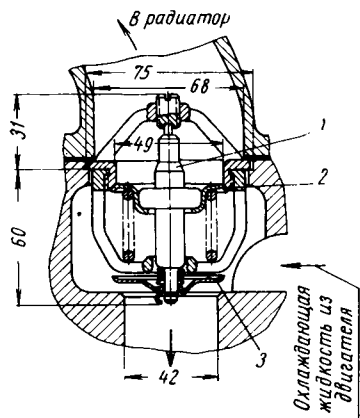
В разделе «Технические требования» оговорены требования к внешнему виду термостатов. При указанной температуре начала открытия основного клапана у нового (неработавшего) термостата, точность которой должна быть выдержана с допуском  $\pm 2^\circ$ , интенсивное открытие этого клапана должно прекращаться соответственно при 83, 88 и 93° с таким же допуском. Величина открытия основного клапана неработавшего термостата при нагреве в кипящей воде должна быть не менее 8; 8,5 и 9 мм соответственно для первых трех размерностей и 10 мм для четвертой и пятой размерности.

С целью обеспечения необходимой чувствительности термостата время с момента погружения термостата в кипящую воду (после его перенесения из среды с температурой  $20 \pm 5^\circ$ ) до начала открытия основного клапана при испытаниях не должно превышать 35 сек.

При охлаждении термостата на воздухе при температуре 10—40° возвратная пружина должна обеспечивать полное закрытие основного клапана. В этих условиях и при давлении охлаждающей жидкости со стороны возвратной пружины 0,5 кг/см<sup>2</sup> протекание жидкости через основной клапан термостата допускается не более 1,4 л/мин для первой размерности и 2,6 л/мин для пятой размерности и соответствующих промежуточных величин для остальных размерностей. Этими требованиями обеспечивается необходимая эффективность регулирования теплового режима двигателей с помощью термостата.

Долговечность и работоспособность термостатов оговорены следующими требованиями. Указано, что при испытаниях количество циклов при последовательном циклическом погружении в воду с температурой 10—40° и кипящую, должно составлять 12 000 циклов для первой размерности, 14 000 циклов для второй и третьей размерностей и 15 000 циклов для четвертой и пятой размерностей; после указанного цикла испытаний величина открытия основного клапана термостата должна составлять не менее 95% от величины, наблюдавшейся до испытаний.

Термодатчики термостатов с твердым наполнителем в процессе работы не подвержены циклически повторяющемуся открытию-закрытию или нагружению под действием вибрации двигателя или пульсации давления в охлаждающей жидкости. При эксплуатационных испытаниях автомобиля ЗИЛ-130 ус-



Термостат с твердым наполнителем и прямым ходом клапана третьей размерности для дизелей ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 и др.: 1 — термосиловой датчик; 2 — основной клапан; 3 — перепускной клапан

ным относительно термосилового датчика перепускным (байпасным) клапаном (см. рисунок); ТБп — термостат (байпасный) с неподвижным относительно термосилового датчика перепускным клапаном; Т — термостат без перепускного клапана.

Подвижный перепускной клапан обеспечивает при открытом основном клапане полное закрытие перепускного канала, через этот канал циркулирует охлаждающая жидкость, помимо радиатора при закрытом основном клапане. Такие термостаты могут применяться в тех случаях, когда нерегулируемый перепуск

тановлено, что один цикл открытия-закрытия (при этом не обязательно полного) клапана термостата с твердым наполнителем совершается при пробеге автомобиля в среднем около 10 км. Таким образом, указанная проверка на цикличность практически гарантирует долговечность термостатов при пробеге автомобилей 100 000 км.

На основе зарубежного и отечественного опыта после определенного периода эксплуатации термостат целесообразно заменять или применять после тщательной очистки и проверки. По данным фирмы Бер Томпсон, срок службы термостата на легковом автомобиле должен составлять один—два года при пробеге в год 15—40 тыс. км, после чего термостат необходимо менять профилактически. В нормалн сказано, что все детали термостатов должны изготавливаться из материалов, не поддающихся коррозии при пребывании в системе охлаждения двигателя в течение 4 лет, или иметь соответствующие покрытия. Обращено внимание и на то, что соединение деталей термостата должно быть прочным, обеспечивающим их надежную работу.

В нормалн оговорены методы испытаний, а также правила приемки. Внешнему осмотру, а также проверке обеспечения возвратной пружины полного закрытия основного клапана подвергаются 100% готовых термостатов. Технический контроль предприятия-изготовителя осуществляет выборочный контроль термостатов (не менее 3% от выпуска) на соответствие

требованиям по величине открытия основного клапана, температуре начала открытия и величине протекания жидкости через основной клапан в закрытом состоянии.

Не реже 1 раза в 4 месяца предприятие-изготовитель должно испытывать не менее 20 термостатов для проверки на цикличность и прочность соединения деталей. Оговорены также и другие методы испытаний, проводимых предприятием-изготовителем, а также право предприятия-потребителя проводить контрольно-приемочные испытания получаемых термостатов.

Гарантийный срок службы термостата должен быть равен гарантийному сроку работы двигателя, на котором он установлен. При хранении термостатов на складе потребителя гарантийный срок установлен равным двум годам со дня изготовления до ввода термостатов в эксплуатацию, а при хранении в сборе с законсервированным двигателем — 4 годам.

Долговечность термостата должна быть обеспечена в течение пробега автомобиля, соответствующего работе двигателя не менее 2500 ч, или в течение не менее 4 лет, причем в этот период открытие основного клапана должно быть не менее 92% от номинальной величины, а закрытие — полным.

В разделе «Маркировка, упаковка, хранение и транспортирование» предусмотрены условия, предохраняющие термостаты от повреждений при хранении и транспортировании, а также позволяющие определить предприятие-изготовитель и модель изделий.

УДК 62—762.63.002.54

## Измеритель радиальных усилий манжетных уплотнений

А. Л. КРАЙНЕВ

Уральский автозавод

ОДНИМ из важнейших факторов, влияющих на работоспособность и износостойкость манжетного уплотнения, является величина усилия прижатия рабочей кромки к уплотняемому валу. Поэтому при проведении испытаний манжетных уплотнений (различной конструкции и изготовленных из разных материалов) на работоспособность и износостойкость появляется необходимость измерять величину указанного усилия.

На Уральском автозаводе для проведения испытаний манжетного уплотнения раздаточной коробки автомобиля «Урал-375Д» был разработан, изготовлен и введен в эксплуатацию прибор (измеритель радиальных усилий), позволяющий провести измерения величины усилия прижатия рабочей кромки манжеты к уплотняемому валу.

Измеритель радиальных усилий (рис. 1) состоит из датчика радиального усилия 1 и измерительного моста 2.

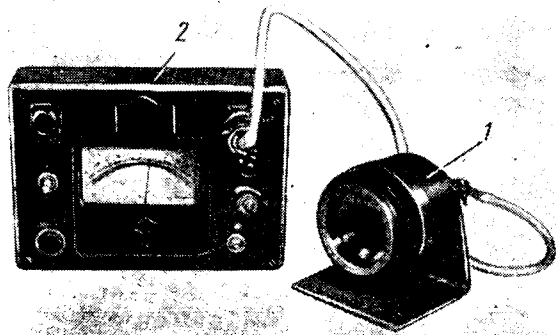


Рис. 1

Конструкция датчика показана на рис. 2. Тензоэлемент 1 датчика выполнен в виде трубы с диаметральным разрезом. Ширина разреза в месте установки манжеты 2 составляет 0,25—0,3 мм. Наружный диаметр трубы соответствует номинальному диаметру уплотняемого вала. Одна половина трубы переходит в своей конфигурации по длине в балку равного сопротивления с переменной шириной и заканчивается фланцем.

На балке наклеены четыре тензодатчика 3 типа ФКП10-70, соединенных в электрический мост. Выводы с тензодатчиков подпаиваются к разъему 4.

При изготовлении тензоэлемента необходимо учитывать остаточные напряжения от механической обработки. После окончательной диаметальной разрезки трубы тензоэлемента остаточные напряжения могут исказить размеры и форму места

под посадку манжеты, увеличить или уменьшить ширину разреза. Поэтому диаметальный разрез трубы следует осуществить после соответствующей термообработки.

Тензоэлемент защищен кожухом 5 таким образом, что конец трубы свободен под установку манжеты. Прикрепляется тензоэлемент к кронштейну 6 в положении, удобном для установки манжеты.

Электрическая схема прибора представляет собой равноплечий электрический мост, состоящий из четырех тензодатчиков и элементов балансировки. Мост получает питание от аккумуляторной батареи 12 в. В качестве регистрирующего прибора использован микроамперметр типа М117.

Тарировка измерителя радиальных усилий осуществляется посредством съемного тарировочного приспособления 7 гирями.

Манжета, подлежащая измерению, устанавливается регулировочной гайкой 8 таким образом, чтобы плечо силы, действующей на балку во время тарировки и при измерениях, оставалось неизменным. Пылезащитная кромка при этом в работе не участвует и искажений при измерениях не вносит.

Поскольку прибор определяет усилие прижатия двух половинок трубы тензоэлемента, то радиальное усилие манжеты подсчитывается по формуле

$$F = \pi P,$$

где  $F$  — радиальное усилие манжеты на вал в кГ;

$P$  — показание прибора (усилие прижатия двух половинок трубы друг к другу) в кГ.

Эксплуатация измерителя радиальных усилий показала, что достоинствами данного прибора являются высокая точность измерения (до 1%), достаточно широкий диапазон измеряемой величины, простота конструкции датчика и простота в использовании прибора.

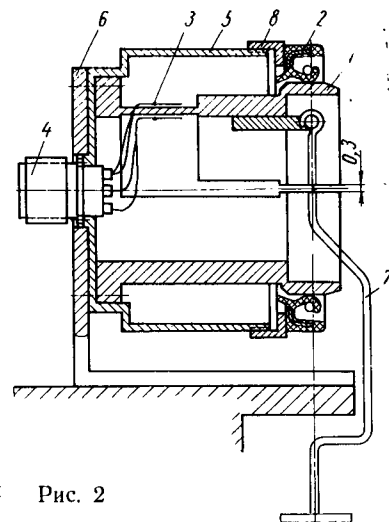


Рис. 2

## Тиристорный преобразователь повышенной частоты для индукционных закалочных установок

Д-р техн. наук К. З. ШЕПЕЛЯКОВСКИЙ, канд. техн. наук В. В. ВОСКРЕСЕНСКИЙ, М. П. ЛАПШИН, С. С. СУХИН, В. С. ЧУДНОВСКИЙ, А. Г. ОРЛОВСКИЙ, Г. А. РОЗЕНТАЛЬ, А. Л. СТЕПИН

Московский вечерний металлургический институт, Московский автозавод им. Лихачева

**И**НДУКЦИОННЫЙ нагрев металлов на повышенных частотах (500—10 000 гц) получил большое распространение в автомобильной промышленности в разнообразных технологических процессах (поверхностная закалка, сквозной нагрев, плавка и т. д.). Основным источником питания индукционных установок на указанные частоты являются серийно выпускаемые промышленностью электромашинные преобразователи мощностью до 1500 кВт на 2500 гц и мощностью до 500 кВт на 8000 гц.

Индукционные установки с электромашинными преобразователями имеют относительно низкий к.п.д. — около 70—80%, отличаются значительными габаритами и весом, сложностью в обслуживании и ремонте.

При работе в режиме повторного включения (например, при закалке) к.п.д. индукционных установок снижается еще больше, так как потери холостого хода составляют около 20% номинальной мощности преобразователей.

В результате возникновения новых полупроводниковых приборов — тиристоров, производство которых освоено промышленностью, появилась возможность создать компактные малогабаритные и надежные тиристорные преобразователи повышенной частоты для индукционных установок.

Тиристорные преобразователи не имеют вращающихся частей, бесшумны в работе, имеют меньшие габариты и вес, к.п.д. на 15—20% выше электромашинных, потери холостого хода составляют не более 0,5%.

Преобразователь предназначен для поверхностной закалки изделий, но может быть использован для сквозного нагрева, плавки и других технологических процессов.

Принципиальная схема силовой части преобразователя приведена на рис. 1. Преобразователь состоит из управляемого выпрямителя и автономного инвертора, работающего на нагрузку  $Z_H$  через инверторный трансформатор ИТ.

Выпрямитель собран по трехфазной мостовой схеме на тиристорах  $T_1—T_6$  типа ВКУЛ-250. С помощью системы управления выпрямителем СУВ среднее значение выпрямленного напряжения может регулироваться от 0 до 100% номинального значения, однако необходимый диапазон изменения составляет 50—100% от номинального. Питание выпрямителя осуществляется от трехфазной сети напряжением 380 в через силовой трансформатор ТС типа ТСУ-120/0,5. Первичные обмотки ТС имеют несколько отводов, что позволяет ступенчато изменять вторичные линейные напряжения в пределах 70—220 в.

Инвертор параллельный, с независимым управлением, собран по мостовой схеме на тиристорах  $T_7—T_{30}$  типа ПТЛ-150-6. Каждое плечо моста состоит из шести тиристорov, включенных последовательно-параллельно. В целях равномерного деления токов в вентиллях параллельных групп и исключения токовывравнивающих устройств тиристоры подобраны по падению напряжения с точностью до 0,01 в.

Управление инвертором осуществляется от системы управления инвертором СУИ. Она состоит из задающего генератора и двух каналов формирования управляющих импульсов. Каналы работают в противофазе, т. е. их выходные импульсы сдвинуты друг относительно друга на полпериода колебаний генератора. В качестве задающего генератора использован самовозбуждающийся полупроводниковый мультивибратор с мягким пуском. Принципиальная схема одного канала формирования управляющих импульсов приведена на рис. 2.

Канал имеет четыре выходные обмотки, с каждой из которых импульсы поступают одновременно на управляющие электроды трех тиристорov, соединенных параллельно. В зависимости от частоты амплитуда импульсов меняется от 4,8 до 5,4 в. Крутизна фронта импульса составляет 3—4 в/мксек, а длительность 55 мксек.

Малая перегрузочная способность тиристорov, связанная с небольшой теплоемкостью электронно-дырочных переходов, требует разработки специальных средств защиты этих приборов при использовании их в тиристорных преобразователях частоты.

К защите тиристорных преобразователей от сверхтоков и перенапряжений и предъявляются высокие требования по скорости действия и надежности.

В рассмотренном преобразователе применена комбинированная система защиты. Защита действует селективно, т. е. отключает часть схемы или всю ее в зависимости от места повреждения. Для защиты вентилей выпрямителя от перенапряжений в переходных режимах параллельно каждому вентиллю включены цепочки  $R_1—C_1$ , а защита от сверхтоков осуществляется воздушным автоматом АВ (рис. 1) типа АВ-4Б.

Равномерное деление напряжений на последовательно соединенных группах тиристорov инвертора в статическом режиме осуществляется резисторами  $R_2$ , а в динамическом — конденсаторами  $C_2$ . Дроссели насыщения ДН, включенные последовательно с каждым плечом инвертора, совместно с конденсаторами  $C_2$  служат для снятия коммутационных перенапряжений.

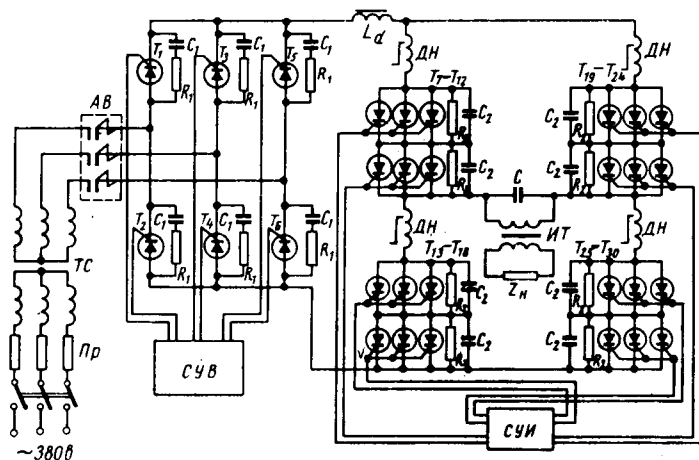


Рис. 1

С применением тиристорных преобразователей создается возможность плавного изменения частоты в процессе работы, что предопределяет создание новых технологических процессов.

Однако несмотря на явные преимущества, серийный выпуск тиристорных преобразователей не налажен.

Ниже рассматривается опытно-промышленный образец тиристорного преобразователя частоты мощностью 100 кВт с рабочей частотой 2500 гц, разработанный Московским вечерним металлургическим институтом совместно с Московским автозаводом им. Лихачева.

Мощность преобразователя регулируется от 25 до 100% номинальной, а рабочая частота в диапазоне 1500—3000 гц.



Быстродействующая защита инвертора от сверхтоков и перенапряжений осуществляется путем записывания выпрямителя. Защита срабатывает также в случае прекращения подачи воды в систему охлаждения и может быть использована для автоматического отключения выпрямителя после окончания процесса нагрева. Система позволяет легко ввести в нее обратные связи и по любым другим параметрам, необходимым в каждом конкретном случае.

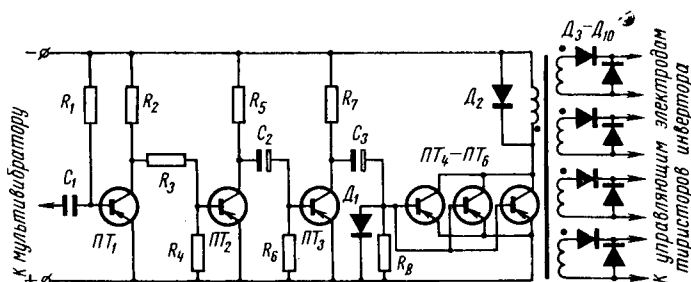


Рис. 2

Принципиальная схема системы защиты (без датчиков) показана на рис. 3. Основным ее звеном является статический переключатель, состоящий из тиристорov  $T_3$  и  $T_4$ , конденсатора  $C_1$  и резисторов  $R_{12}-R_{15}$ . В исходном состоянии тиристоры  $T_3$  и  $T_4$  заперты. При замыкании нормально открытых контактов кнопки  $КП_1$  (схема ручного пуска) импульс тока управления через конденсатор  $C_2$  и резистор  $R_{17}$  поступает на управляющий электрод тиристора  $T_4$ , в результате чего последний открывается, а напряжение питания схемы будет приложено к цепи  $R_{15}-R_{14}-T_4$ . Протекающий по этой цепи ток обуславливает падение напряжения на резисторе  $R_{15}$ , что приводит к открытию транзистора  $ПТ_6$ , работающего в режиме ключа. В результате этого напряжение управления  $U_y$ , снимаемое с потенциометра  $R_{21}$ , поступает на вход СУВ и выпрямитель отпирается.

Выпрямитель запирается подачей сигналов на управляющий электрод тиристора  $T_3$  при срабатывании одного или нескольких датчиков одновременно. В результате этого статический переключатель перебрасывается, тиристор  $T_3$  отпирается, а тиристор  $T_4$  и транзистор  $ПТ_6$  запираются. Для записывания выпрямителя с помощью ручного управления служит кнопка  $КП_2$ .

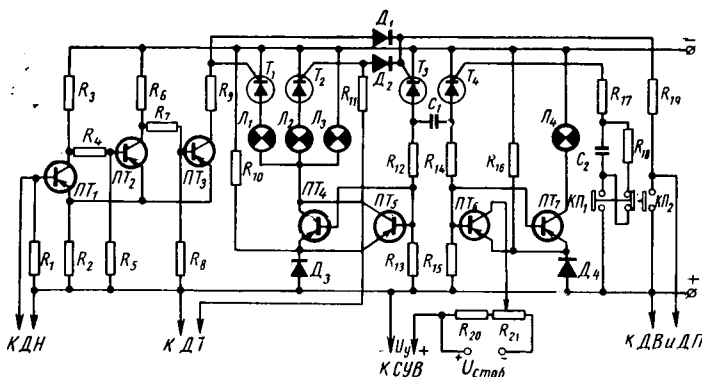


Рис. 3

В качестве датчика напряжения  $ДН$  использовано устройство, состоящее из трансформатора напряжения, подключенного к нагрузочному контуру, выпрямителя, фильтра и делителя,

с помощью которого осуществляется регулировка уровня напряжения срабатывания системы защиты. С датчика напряжения сигнал поступает на управляющий электрод тиристора  $T_3$  через статический триггер, состоящий из транзисторов  $ПТ_1-ПТ_3$  и резисторов  $R_1-R_9$ .

В исходном состоянии транзисторы  $ПТ_1$  и  $ПТ_3$  закрыты, а  $ПТ_2$  — открыт. При поступлении сигнала с датчика напряжения, превышающего порог срабатывания триггера, последний перебрасывается, при этом тиристор  $T_3$  отпирается. При исчезновении входного сигнала триггер возвращается в исходное состояние.

В качестве датчика тока  $ДТ$  применены магнитоуправляемые контакты, установленные на выходе выпрямителя. При превышении током установленной величины контакты замыкаются и через резистор  $R_{11}$  на управляющий электрод тиристора  $T_3$  поступает отпирающий импульс. Диоды  $Д_1$  и  $Д_2$  служат для исключения взаимного влияния цепей, датчики времени  $ДВ$  и потока охлаждающей воды  $ДП$  подключены к контактам кнопки  $КП_2$ .

Схема сигнализации преобразователя состоит из сигнальных ламп  $Л_1-Л_4$ , транзисторов  $ПТ_4, ПТ_5, ПТ_7$ , тиристорov  $T_1$  и  $T_2$

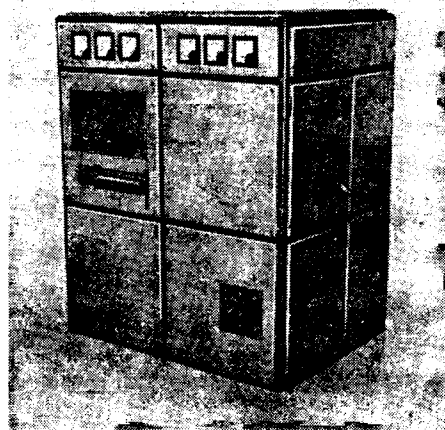


Рис. 4

и служит для индикации состояния выпрямителя: «Включено» —  $Л_4$ , «Выключено» —  $Л_3$ ; индикации срабатывания отсечек: по току —  $Л_2$ , по напряжению —  $Л_1$ .

При этом транзисторы  $ПТ_4$  и  $ПТ_5$  в сочетании с тиристорами  $T_1$  и  $T_2$  представляют собой схемы совпадений с запоминанием. Возвращение этих схем в исходное состояние осуществляется с помощью кнопки  $КП_1$  при пуске выпрямителя.

Время срабатывания защиты не превышает 6 мсек и определяется в основном временем открытого состояния тиристорov выпрямителя после прекращения подачи на их управляющие электроды отпирающих импульсов.

В преобразователе частоты применено водяное охлаждение с использованием специально разработанных радиаторов, что позволяет повысить нагрузочную способность тиристорov на 30—40%.

Конструктивно преобразователь выполнен в металлическом шкафу размером 1685×1330×2050 мм (рис. 4). Инвертор конструктивно отделен от системы управления и выпрямителя. Блок системы управления экранирован от силового блока. Контрольно-измерительная, пуско-регулирующая и сигнальная аппаратура расположена на передней панели шкафа.

Испытания на Московском автозаводе им. Лихачева показали работоспособность всех узлов преобразователя частоты. Преобразователь находится в стадии опытно-промышленной эксплуатации.

## Равномерность нагрева изделий в радиационно-конвективной сушильной установке с низкотемпературными панельными излучателями

Э. В. СЕНЬКЕВИЧ

ОДНИМ из факторов, обеспечивающим качественное лакокрасочное покрытие, является равномерность прогрева изделий. Обследование сушильных установок с низкотемпературными панельными излучателями газового обогрева, проведенное на некоторых автозаводах, показывает, что температура на рабочей поверхности излучателя обычно значительно ниже расчетной (в 1,5—2 раза) и что радиационная составляющая используется только в зоне нагрева изделия, а в зоне выдержки панели отключены и используется только конвекция.

Необходимо было разработать методику расчета нагрева изделий в радиационно-конвективной сушильной установке с темными панельными излучателями, удовлетворяющую повышенным требованиям к равномерности распределения температур по изделию.

Уравнение количества тепла, получаемого теплотехнически «тонким» изделием в течение времени  $d\tau$  и идущего на нагрев его, можно записать в виде

$$(q_u + q_k) d\tau = Gcd\tau, \quad (1)$$

где  $q_u, q_k$  — соответственно количество тепла, получаемое сушимым изделием путем излучения от панелей и конвекции от циркулирующего воздуха, отнесенное к единице времени, в  $\text{кдж/ч}$ ;

$G$  — масса сушимого изделия в  $\text{кг}$ ;

$c$  — средняя теплоемкость материала сушимого изделия в  $\text{кдж/кг} \cdot \text{град}$ ;

$dt$  — приращение температуры на изделии за время  $d\tau$ .

Количеством тепла на испарение растворителя и нагрев лакокрасочного покрытия пренебрегаем.

Для случая расчета разогрева изделия в радиационно-конвективной камере с темными панельными излучателями наиболее удобной формой записи будет такая математическая зависимость, при которой количество тепла, получаемого изделием, пропорционально соответствующей разности температур в первой степени. В этом случае уравнение (1) можно записать в виде

$$[\alpha_u(t_n - t)H + \alpha_k(t_s - t)F] d\tau = \frac{Gcd\tau}{3,6},$$

где  $\alpha_u$  — коэффициент теплоотдачи излучением от панелей к сушимому изделию, в  $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$ ;

$\alpha_k$  — коэффициент теплообмена между воздухом, циркулирующим в камере, и сушимым изделием, в  $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}$ ;

$t_n$  — температура на поверхности излучения панели, в  $^{\circ}\text{C}$ ;

$t_s$  — средняя температура воздуха, циркулирующего в камере, в  $^{\circ}\text{C}$ ;

$F$  — поверхность изделия, участвующая в конвективном теплообмене, в  $\text{м}^2$ ;

$H$  — расчетная поверхность для определения тепла, переданного излучением от панелей на сушимое изделие, в  $\text{м}^2$ .

Разделив переменные величины в полученном дифференциальном уравнении и обозначив

$$N = \alpha_u t_n H + \alpha_k t_s F,$$

$$M = \alpha_u H + \alpha_k F,$$

получим окончательный вид уравнения

$$d\tau = \frac{Gcd\tau}{3,6(N - Mt)}.$$

Примем величины  $\alpha_u, \alpha_k, t_n, t_s$  постоянными в процессе разогрева изделия. Проинтегрировав полученное выражение по  $\tau$  от  $\tau=0$  до  $\tau=\tau_i$  и от  $t_n$  (начальная температура) до момента температуры, соответствующей времени  $\tau_i$ , получим уравнение нагрева изделия в виде

$$\tau_i = \frac{Gc}{3,6M} \ln \frac{N - Mt_n}{N - Mt_i}. \quad (2)$$

Выражение для определения  $t_i$  в этом случае можно записать в виде

$$t_i = K + \exp\left(-\frac{3,6\tau_i M}{Gc}\right)[t_n - K],$$

где

$$K = \frac{N}{M}.$$

Значение коэффициента теплоотдачи от панелей к сушимому изделию может быть определено из выражения

$$\alpha_u = C_{np} \frac{\left(\frac{T_n}{100}\right)^4 - \left(\frac{T}{100}\right)^4}{T_n - T} = C_{np} f(t_n, t), \quad (3)$$

где  $C_{np}$  — приведенный коэффициент излучения в системе панель—изделие, в  $\text{вт/м}^2 \cdot \text{град}^4$ ;

$f(t_n, t)$  — температурный фактор.

Значения температурного фактора  $f(t_n, t)$ , приведенные в таблице, показывают, что в процессе нагрева он несколько

| $t_n$ в °C на панели | Величины $f(t_n, t)$ при $t$ в °C на изделии |       |       |       |       |       |       |       |       |       |       |
|----------------------|----------------------------------------------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|-------|
|                      | 20                                           | 40    | 60    | 80    | 100   | 120   | 140   | 160   | 180   | 200   | 220   |
| 200                  | 2,371                                        | 2,528 | 2,698 | 2,877 | 3,070 | 3,274 | 3,482 | 3,726 | 3,971 | —     | —     |
| 250                  | 2,933                                        | 3,106 | 3,296 | 3,488 | 3,698 | 3,920 | 4,157 | 4,408 | 4,673 | 4,953 | 5,050 |
| 300                  | 3,590                                        | 3,777 | 3,979 | 4,194 | 4,422 | 4,668 | 4,915 | 5,189 | 5,474 | 5,775 | 6,091 |
| 350                  | 4,342                                        | 4,550 | 4,770 | 5,004 | 5,251 | 5,512 | 5,784 | 6,078 | 6,384 | 6,706 | 7,044 |
| 400                  | 5,204                                        | 5,431 | 5,672 | 5,925 | 6,192 | 6,474 | 6,768 | 7,074 | 7,410 | 7,754 | 8,114 |
| 450                  | 6,183                                        | 6,430 | 6,691 | 6,965 | 7,254 | 7,557 | 7,873 | 8,210 | 8,560 | 8,927 | 9,312 |

возрастает. Например, при  $t_n=350^{\circ}$  и  $t=20^{\circ}$   $f(t_n, t)=4,342$ , а при  $t=140^{\circ}$   $f(t_n, t)=5,784$ , т. е. температурный фактор возрастает примерно в 1,3 раза. Однако при подстановке в формулу (3) значения  $f(t_n, t)_{ср}$  для средней температуры нагрева изделия величина  $\alpha_u$  находится в пределах допустимой точности теплотехнических расчетов. Это положение подтверждается расчетами, которые проводились в гораздо большем температурном интервале для нагрева металла в печах [1].

При определении коэффициента конвективного теплообмена между воздухом, циркулирующим в камере, и изделием возникает ряд трудностей. В зоне нагрева изделия в сушильной камере происходит сложный теплообмен. Воздух, циркулируя в камере, нагревается от панелей и передает тепло сушимым изделиям. Интенсивность теплоотдачи при вынужденном движении воздуха зависит в основном от выбранной схемы обтекания потоком сушимого изделия, скорости движения, формы изделия и его размеров. Для определения среднего значения  $\alpha_k$  между воздухом и сушимым изделием удобно пользоваться формулой Юргеса [2]:

$$\alpha_k = 5,4 + 4\omega \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}, \quad (4)$$

где  $\omega$  — средняя скорость движения воздуха вокруг изделия, в  $\text{м/сек}$ .

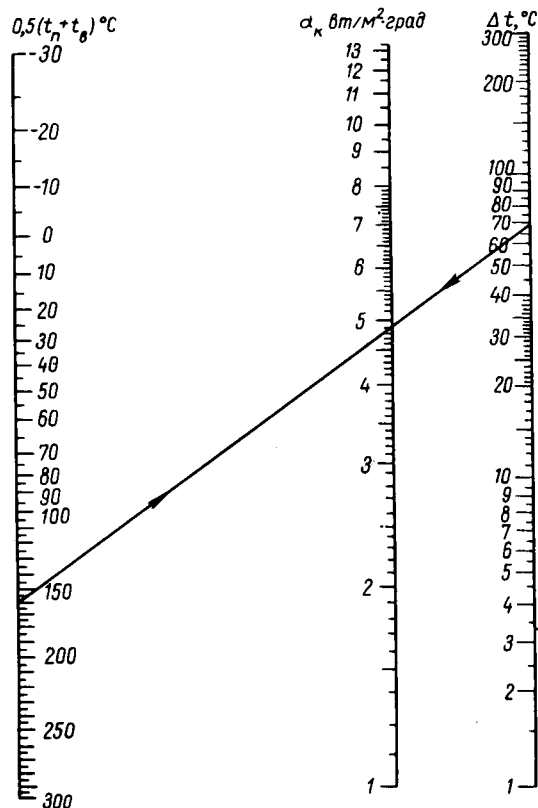
Значение оптимальной скорости движения воздуха в терморadiационных камерах не превышает  $0,5 \text{ м/сек}$  и рекомендуется в пределах  $0,15—0,2 \text{ м/сек}$  [3].

При определении коэффициента теплоотдачи от панелей к циркулирующему воздуху значение  $\alpha_k$ , полученное по формуле (4), необходимо уточнить по формулам для естественной конвекции. Из полученных значений выбирается большее. Формула для определения  $\alpha'_k$  при естественной конвекции имеет вид

$$\alpha'_k = A(t_n - t_s)^{\frac{1}{3}} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град}.$$

Значения  $A$  при  $t_a$ , равном 0, 20, 40, 60, 80, 100, 150, соответственно составляют 1,69; 1,61; 1,53; 1,45; 1,39; 1,33; 1,29.

Для определения  $\alpha_k$  при естественной конвекции удобно пользоваться номограммой, приведенной на рисунке [4].



Выбор угловых коэффициентов  $\varphi_{n,c}$  очень сложен при расчетах. Значения коэффициентов  $\varphi_{n,c}$  входят в формулы для определения приведенной степени черноты в системе панель—

изделие и расчетной поверхности облучения изделия панелями  $H$ :

$$H = F_c \varphi_{n,c},$$

где  $F_c$  — поверхность изделия, подвергаемая облучению панелями, в  $m^2$ . По существующим рекомендациям [5] для туннельных сушильных установок  $\varphi_{n,c} = 0,7 \div 0,8$ , а для небольших сушильных установок  $\varphi_{n,c} = 0,5 \div 0,6$ . Однако выбор углового коэффициента в целом для изделия не всегда удовлетворяет требованиям практики, особенно при повышенных требованиях к качеству сушки. Целесообразнее устанавливать  $\varphi_{n,c}$  для наиболее и наименее облучаемых мест изделия. Для каждого из полученных значений угловых коэффициентов необходимо рассчитывать темп нагрева изделия, учитывая, что все остальные значения температур находятся в полученном промежуточном интервале. При отладке сушильной установки в процессе пуска в эксплуатацию необходимо уточнять принятые значения угловых коэффициентов по существующей методике [6].

Выравнивания температур на изделии можно достичь, только выполнив зону выдержки изделия конвекционной. Для обогрева ее можно использовать либо дымовые газы, отходящие из панелей, либо подогретый воздух. Режимы сушки лакокрасочных покрытий выбирают, основываясь на разработанных рекомендациях [5, 7].

Проверка данной методики расчета в процессе наладки и эксплуатации радиационно-конвективных установок с низкотемпературными панельными излучателями на Минском автозаводе подтверждает ее достаточную точность для практических инженерных расчетов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов Г. П. Нагрев металла. Металлургиздат, 1948.
2. Шап А. Промышленная теплопередача. Металлургиздат, 1961.
3. Справочник по лакокрасочным покрытиям (под редакцией М. М. Гольдберга, Е. Н. Владычиной, С. В. Якубовича). Изд-во «Машиностроение», 1964.
4. Дульнев Г. Н., Семьяшкин Э. М. Теплообмен в радиоэлектронных аппаратах. Изд-во «Энергия», 1968.
5. Павловский Л. Л., Владычина Е. Н. Номограммы для определения режима сушки лакокрасочных покрытий и расчет сушильных установок. Изд-во «Химия», 1967.
6. Лебедев П. Д. Сушка инфракрасными лучами. Госэнергоиздат, 1955.
7. Рабинович Г. Д., Слободкин Л. С. Терморadiационная и конвективная сушка лакокрасочных покрытий. Изд-во «Наука», 1966.

УДК 629.113.012.853+401.7

## Внутренние дефекты металла и их влияние на долговечность листовых автомобильных рессор

А. Ф. БУЙНОВ

Горьковский автозавод

**ИЗЛОМЫ** листов рессор иногда имеют шиферность и грубые расслоения (рис. 1). Микроструктура листов с такими изломами характеризуется явно выраженной полосчатостью (рис. 2) и наличием неметаллических включений в местах расслоений. Рессоры, изготовленные из металла с указанными

дефектами, отличаются низкой средней стойкостью при большом рассеянии ее значений; слабо выраженными признаками разрушения от контактной усталости; явной зависимостью стойкости от степени развития полосчатости и наличия расслоений. При одной и той же твердости, одинаковом хими-



Рис. 1. Расслоения в рессорных листах

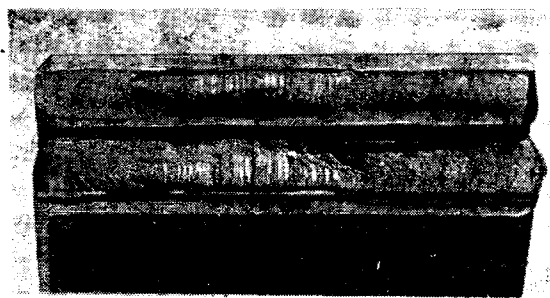


Рис. 2. Изломы двух листов из стали 50ХГ

ческом составе и независимо от дробеструйной обработки долговечность рессор тем ниже, чем грубее полосчатость и расслоения в металле (табл. 1, 2).

Таблица 1

| Количество циклов до разрушения | Номер сломанных листов | Наличие расслоения в изломах листов | Причина разрушения                                               |
|---------------------------------|------------------------|-------------------------------------|------------------------------------------------------------------|
| 51<br>187                       | 1, 2, 4, 5, 6<br>1, 6  | Грубые расслоения                   | Коррозионная усталость                                           |
| 57<br>162                       | 5, 6<br>1              | То же                               | Контактная усталость и расслоение металла                        |
| 205                             | 1, 5, 6                | Грубые расслоения                   | То же                                                            |
| 66<br>63                        | 1, 3, 5<br>6           | То же                               | Неудовлетворительная дробеструйная обработка (неполное покрытие) |
| 242<br>52                       | 1<br>1                 | Грубые расслоения                   | Контактная усталость и расслоение металла                        |
|                                 |                        | То же                               | Расслоение металла, забоины                                      |
|                                 |                        | То же                               | Контактная усталость и расслоения                                |
|                                 |                        | То же                               | Расслоение металла, забоины                                      |
|                                 |                        | То же                               | Неудовлетворительная дробеструйная обработка (неполное покрытие) |

Таблица 2

| Автомобиль | Рессора  | Дробеструйная обработка | Пробег до разрушения в км | Номера сломанных листов | Место поломки (в мм от центрального отверстия) | Наличие дендритной ликвации | Наличие расслоения в изломах |
|------------|----------|-------------------------|---------------------------|-------------------------|------------------------------------------------|-----------------------------|------------------------------|
| I          | Передняя | +                       | 3 298                     | 3                       | Центральное отверстие                          | Грубая                      | —                            |
| II         | Передняя | +                       | 4 783                     | 3                       | 80                                             | Грубая                      | Грубые                       |
|            | Передняя | —                       | 5 635                     | —                       | Центральное отверстие                          | Грубая                      | Грубые                       |
|            | Передняя | —                       | 16 255                    | 1                       | 295                                            | Грубая                      | Грубые                       |
|            | Задняя   | —                       | 24 307                    | 7                       | 460 от ушек                                    | Грубая                      | Грубые                       |
| III        | Передняя | —                       | 41 888                    | 2                       | 235                                            | Средняя                     | Грубые                       |
|            | Передняя | +                       | 61 052                    | 2, 8                    | 180                                            | Средняя                     | Грубые                       |
|            | Передняя | +                       | 61 062                    | 8                       | 45—50                                          | Средняя                     | Грубые                       |
|            | Передняя | +                       | 61 062                    | 8                       | 60—65                                          | Средняя                     | Грубые                       |

Все перечисленные признаки свойственны рессорам, не обработанным дробью [1].

Появление полосчатости в микроструктуре и шиферности в изломах листов связано с дендритной ликвацией, образующейся в процессе кристаллизации стали [2, 3].

Дендритная ликвация отрицательно сказывается на механических свойствах стали: понижает ударную вязкость на образцах с поперечным расположением волокон и предел выносливости [3].

Дендритная неоднородность устраняется гомогенизацией при температуре 1180—1200° [3]. Выдержка при 1200° образца

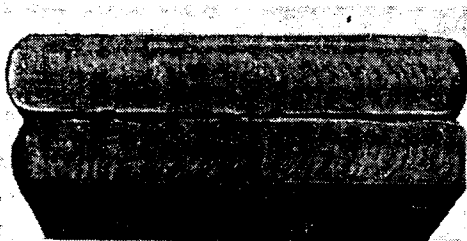


Рис. 3. Изломы листа рессоры из стали 60ХГ после пробега 4783 км

из полосы стали 50ХГ толщиной 10 мм в течение 15—20 мин. оказывается достаточной для устранения дендритной ликвации. После этой дополнительной обработки существенно изменяются микроструктура и характер излома: в первой исчезает полосчатость, а второй, из древовидного с грубыми расщеплениями и вырывами, становится ровным, тонковолокнистым (рис. 3).

Для определения степени влияния дендритной ликвации на ударную вязкость была взята полоса размером 6×10 мм из стали 50ХГ, из которой часть подвергалась нагреву при 1200° в течение 15 мин с последующей нормализацией. Затем

обе части шлифовались с обеих сторон до полного удаления обезуглероженного слоя (1,5 мм па сторону), после чего из них были изготовлены и термически обработаны заготовки для ударных образцов (табл. 3). Таким же путем были изготовлены две серии ударных образцов из двух рессорных листов (табл. 2). Результаты испытаний приведены в табл. 3.

Таблица 3

| Температура испытания в °С | Ударная вязкость в $\text{кг}\cdot\text{м}/\text{см}^2$ продольных образцов <sup>1</sup> |                              | Ударная вязкость в $\text{кг}\cdot\text{м}/\text{см}^2$ поперечных образцов |                              |
|----------------------------|------------------------------------------------------------------------------------------|------------------------------|-----------------------------------------------------------------------------|------------------------------|
|                            | обработанных при 1200°                                                                   | без дополнительной обработки | обработанных при 1200°                                                      | без дополнительной обработки |
| +20                        | 5,15                                                                                     | 4,95                         | 3,35                                                                        | 2,7                          |
| 0                          | 4,4                                                                                      | 4,35                         | 3,05                                                                        | 2,45                         |
| -20                        | 3,95                                                                                     | 4,2                          | 3,25                                                                        | 2,3                          |
| -40                        | 3,85                                                                                     | 3,95                         | 3,05                                                                        | 2,35                         |
| -60                        | 3,7                                                                                      | 3,7                          | 3,2                                                                         | 2,65                         |
| -70                        | 3,4                                                                                      | 3,8                          | 2,9                                                                         | 2,4                          |

<sup>1</sup> Каждое значение является средним для пяти образцов.

Как видно, ударная вязкость сталей 50ХГ и 60ХГ на поперечных образцах тем меньше, чем грубее дендритная ликвация. После гомогенизации она повышается от 0 до 140%. Независимо от исходной величины и марки стали величина ее после гомогенизации оказывается примерно равной 3  $\text{кг}\cdot\text{м}/\text{см}^2$ . На продольных ударных образцах ударная вязкость от гомогенизации практически не изменяется.

Уменьшение ударной вязкости рессорной стали из-за дендритной ликвации является нежелательным явлением, особенно при эксплуатации автомобилей в условиях Крайнего Севера, когда склонность к хрупкому разрушению увеличивается из-за низких температур (—40, —60°). Если принять ударную вязкость на продольных образцах при 20° — 6,5  $\text{кг}\cdot\text{м}/\text{см}^2$ , а при —60° — 3,0  $\text{кг}\cdot\text{м}/\text{см}^2$  (табл. 3), то уменьшение ее будет при-

Таблица 4

| Номер плавки | Номер рессоры | Количество циклов до поломки | Среднее количество циклов | Номер плавки | Номер рессоры | Количество циклов до поломки | Среднее количество циклов |
|--------------|---------------|------------------------------|---------------------------|--------------|---------------|------------------------------|---------------------------|
| 6218         | 1             | 397 000                      | 400 000                   | 5075         | 1             | 665 000                      | 588 000                   |
|              | 2             | 392 000                      |                           |              | 2             | 549 000                      |                           |
|              | 3             | 412 000                      |                           |              | 3             | 587 000                      |                           |
|              |               |                              |                           |              | 4             | 550 000                      |                           |
| 6223         | 1             | 376 000                      | 370 000                   | 5078         | 1             | 403 000                      | 409 000                   |
|              | 2             | 356 000                      |                           |              | 2             | 518 000                      |                           |
|              | 3             | 379 000                      |                           |              | 3             | 306 000                      |                           |

мерно таким же, как и на поперечных образцах из-за дендритной ликвации. Рессорные листы подвергаются действию продольных и поперечных напряжений. Следовательно, с устранением дендритной ликвации связаны существенные резервы повышения долговечности рессор.

Для исследования влияния дендритной ликвации и расслоения на стойкость рессор из четырех плавок стали 50ХГ изготовлялись рессоры автомобиля ГАЗ-51 для стендовых испытаний. В металле этих плавок шиферности и расслоений не было, а полосчатость в микроструктуре была выражена очень слабо. Как и следовало ожидать, стойкость этих рессор оказалась вполне удовлетворительной (табл. 4). При высокой и средней стойкости рессор всех четырех опытных плавок (370—665 тыс. циклов) рассеяние по стойкости рессор в каждой плавке было небольшим. Одновременно с опытными испытывались и стандартные рессоры текущего производства. При этом если в листах не было шиферности и структура не имела полосчатости, то рессоры имели стойкость, равную стойкости опытных рессор. При наличии указанных дефектов стойкость, как правило, понижалась.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Буйнов А. Ф., Врайчев В. П. «Автомобильная промышленность», 1957, № 6.
2. Калинин З. М. Дефекты легированных сталей. Металлургия, 1960.
3. Голиков И. Н. Дендритная ликвация стали. Металлургиздат, 1958.

# Разработка и использование абразивно-доводочных материалов

В. В. МАСЛОВСКИЙ

Харьковский институт радиоэлектроники

**ПРОЦЕСС** абразивно-доводочно-притирочной обработки распространен во многих областях промышленности. Одним из основных компонентов процесса является абразивный материал. На схеме дается классификация притирочных паст и суспензий, которые используются в производстве.

В условиях производства в рекомендациях по выбору природы микропорошка необходимо учитывать оптимальный режим обработки, в первую очередь удельное давление притирки на абразивные зерна [2]. При обработке стальных закаленных плиток твердостью  $HRC\ 25-70$  абразивными пастами на основе



Процесс доводки и притирки абразивно-притирочными материалами — это процесс резания-царапания, в котором одновременно участвует большое количество зерен абразивного материала и химически активные добавки. Вариации в воздействии зерен абразивных материалов на обрабатываемый материал статически невелики, поэтому все в процессе доводки свободным абразивным материалом подчиняется строгим закономерностям [1].

Выбор марки материала. Основным компонентом притирочно-доводочных паст и суспензий являются различные микропорошки, абразивная способность и себестоимость которых колеблется в широких пределах в зависимости от марки материалов.

За основной критерий при приготовлении абразивно-доводочного материала принимается зернистость. Такая методика выбора твердых составляющих абразивной смеси не согласуется с научными воззрениями, так как при этом не учитывается главнейшая характеристика абразивного зерна — его механическая прочность. Наши исследования показали, что природа микропорошка при всех равных условиях должна подбираться главным образом в зависимости от твердости обрабатываемого изделия.

Другие технологические факторы являются не доминирующими, как, например, площадь обрабатываемой поверхности. На рис. 1 приведены зависимости влияния природы микропорошка на эффект абразивной доводочно-притирочной обработки стальных деталей, имеющих твердость  $HRC\ 25-70$ . Используя эти зависимости, технолог должен исходить из того, что абразивно-доводочная смесь на основе микропорошка данной марки обеспечивает интенсивный съем металла при высоком качестве обработанной поверхности и обладает лучшей стойкостью, т. е. оптимально используются при этом режущие свойства абразивного зерна, а это означает, что абразивное зерно не должно раскалываться при работе, когда его режущая способность достаточно велика. Если это не учитывать, то в первом случае будет наблюдаться повышенный износ абразивных зерен и быстрый выход их из строя, а следовательно, увеличится расход абразивно-доводочных паст или суспензий, что приведет к снижению эффекта обработки; во втором случае будет снижаться расход этих смесей при резком улучшении эффективности обработки.

электрокорундов нормального и хромистого было принято удельное давление  $0,5\ \text{кг/см}^2$ . При удельном давлении  $0,125\ \text{кг/см}^2$  производительность обработки резко снижалась. Такое же явление наблюдали и при слишком высоком давлении притирки на абразивные зерна. Лучшие результаты были полу-

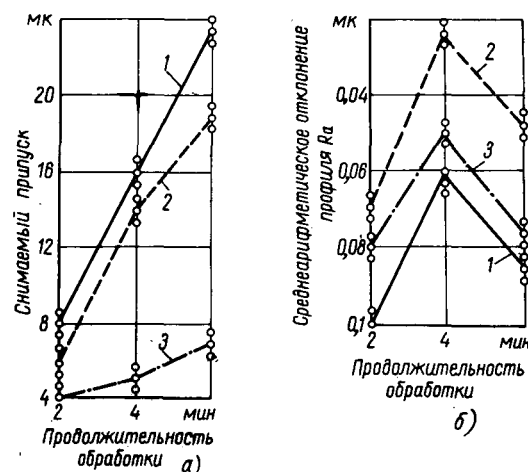


Рис. 1. Влияние природы абразивного микропорошка (М7) на эффект абразивной доводочно-притирочной обработки:

а — интенсивность съема припуска; б — шероховатость обработанной поверхности; 1 — электрокорунд белый; 2 — электрокорунд нормальный; 3 — карбид кремния зеленый

чены при применении микропорошка из хромистого и нормального электрокорунда. Обработка абразивно-доводочными смесями на основе микропорошков хромистого электрокорунда обеспечивает более высокую светоотражающую способность абразивной поверхности [3].

Себестоимость приготовления трехмикронных абразивно-доводочных материалов применительно к Ярославскому заводу топливной аппаратуры приведена в таблице.

| Наименование абразивно-доводочной смеси              | Стоимость 1 кг основных материалов в руб. |                    | Зарплата, приходящаяся на изготовление 1 кг материала, в руб. | Себестоимость 1 кг трехмикронной пасты в руб. |
|------------------------------------------------------|-------------------------------------------|--------------------|---------------------------------------------------------------|-----------------------------------------------|
|                                                      | Твердых составляющих                      | Химических добавок |                                                               |                                               |
| Алмазная паста АСМЗ . . . . .                        | 150,00                                    | 21,00              | 1,44                                                          | 177,73                                        |
| Абразивная паста ДМЗ . . . . .                       | 40,80                                     | 1,28               | 1,44                                                          | 48,81                                         |
| Абразивная паста на основе глинозема «АМЗ» . . . . . | 0,42                                      | 1,02               | 4,60                                                          | 11,33                                         |
| Паста типа ГОИ ХрМЗ . . . . .                        | 1,05                                      | 1,15               | 4,56                                                          | 12,05                                         |

<sup>1</sup> Прочие расходы для всех видов абразивно-доводочной смеси 5,29 руб.

Из таблицы видно, что резервы экономии скрываются и в абразивно-доводочных материалах, в правильном выборе составляющих. В каждом конкретном случае необходимо определять целесообразность применения той или иной пасты.

О сроках службы абразивно-доводочных материалов на основе микропорошков хромистого электрокорунда, микропорошков нормального электрокорунда или при обработке стальных деталей твердостью HRC 25—70 колеблется в пределах 4—5 мин. Этого времени вполне достаточно для выполнения технологической операции, например, при дифференциальном технологическом процессе по обработке прецизионных пар топливной аппаратуры. В некоторых случаях режущая способность абразивных паст не используется по техническим причинам, например, при обработке втулок на внутридоводочных станках. Повысить коэффициент использования абразивно-доводочных материалов, помимо правильного выбора марки микропорошка, удалось путем введения в пасту 1—5% специального раствора канифоли и скипидара, т. е. клеящего раствора. Преимущество этого раствора в том, что при расплавленном состоянии жидкой фазы в процессе резания, этот раствор как бы некоторый период времени удерживает абразивные частицы в зоне резания, в результате чего производительность и качество обработки повышаются не менее чем на 25—50%, расход абразивной пасты снижается.

Выбор количества микропорошка в составе абразивно-доводочного материала. При заниженном процентном содержании микропорошка в абразивной смеси, т. е. при малом количестве микропорошка, несмотря на оптимальную подачу абразивно-доводочного материала в зону резания, процесс обработки протекает ненормально: вариации воздействия зерен на обрабатываемую поверхность будут односторонними; удельное давление притира из-за небольшого количества зерен в зоне резания будет больше, что ведет к преждевременному их разрушению, избыточное количество в абразивной смеси жидкой фазы влечет за собой повышенный расход пасты или суспензии, т. е. утечку смеси из зоны резания. Самый хороший результат достигается, когда абразивные зерна микропорошка заполняют промежутки между притиром и обрабатываемой поверхностью с максимально возможной для данного режима плотностью, т. е. при насыщенном состоянии системы притир — абразивная смесь — обрабатываемая поверхность. При избыточном количестве абразивных зерен в абразивно-доводочном материале, как правило, многие зерна под действием центробежных сил в процессе обработки, не выполнив полезной работы, уносятся из зоны резания. Наблюдается снижение эффективности обработки при повышенном расходе абразивных смесей или микропорошков. Эти теоретические предположения подтверждены экспериментами (рис. 2). Таким образом, можно предположить, что в состав абразивно-доводочного материала вводить больше 30% микропорошка с технической и экономической точки зрения не рекомендуется.

Для подтверждения этого были приготовлены и испытаны (рис. 3) в условиях производства абразивные пасты по тем же рецептам, которые используются на Ярославском заводе топливной аппаратуры, но на основе микропорошков хромистого электрокорунда МЗ и нормального электрокорунда МЗ, М5, М7, М10, М14, М28 с 15—30%-ным содержанием. Так, при обработке стальных плиток твердостью HRC 25—70 на плоскодоводоч-

ном станке СПД-2 и ЗА814 четырнадцатимикронными пастами (по рецепту ХТЗ) не были выведены риски, полученные при шлифовании. Новыми же пастами за это время полностью выводились все следы, оставшиеся после шлифовании.

О поддержании постоянной концентрации абразивно-доводочного материала в процессе обработки. Изучение производственного опыта показывает, что, например, Ярославский завод топливной аппаратуры работает главным образом на густых пастах. На других предприятиях автомобильной промышленности, в том числе Кременчугском автозаводе, работают на сметанообразных абразивно-доводочных материалах. Некоторые заводы работают с использованием абразивных суспензий.

Настоящие опыты показывают, что во всех случаях при доводочно-притирочной обработке процентное содержание микропорошка может меняться, если не регулировать количество смазки, одновременно вводимой в зону резания. Во всех случаях обильная смазка резко снижает производительность и качество обработки. Поэтому рекомендуется вводить такое количество смазывающих жидкостей в зону резания, чтобы по составу абразивно-доводочная смесь содержала микропорошка не менее 18—25% по отношению ко всей жидкой фазе.

При работе мелкозернистыми пастами этот процент принимается меньшим, а при крупнозернистыми большим. Работая на густых пастах, целесообразнее вводить смазки во втором периоде работы, т. е. через 1—2 мин работы универсального или

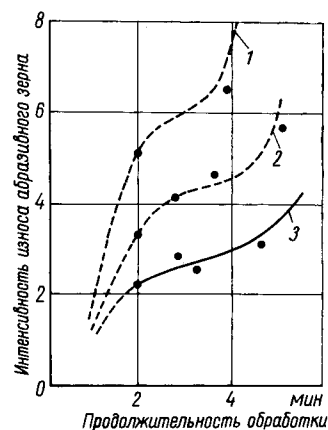


Рис. 2. График зависимости износа абразивных зерен М7 от времени их работы: 1 — карбид кремния зеленый; 2 — электрокорунд нормальный; 3 — электрокорунд белый

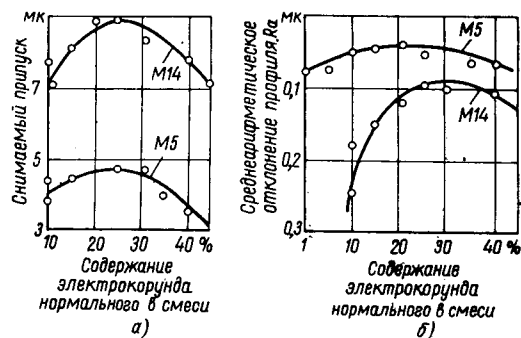


Рис. 3. Влияние концентрации абразивного микропорошка на эффект абразивной доводочно-притирочной обработки: а — интенсивность съема припуска; б — шероховатость обработанной поверхности

плосководоводочного станка. При мелкозернистых пастах необходимо следить за тем, чтобы удельные давления притира на обработанную поверхность не превышались, и не допускать обильного охлаждения. В абразивно-доводочные материалы целесообразно добавлять специальный раствор канифоли в скипидаре. Предлагаемый метод совершенствования абразивно-доводочных материалов обладает дополнительными технологическими преимуществами. Введение оптимального количества микропорошка соответствующей марки в сочетании со специальным раствором (олеина, стеарина и парафина) повышает производительность на 35—50% при одновременном улучшении качества обработки на один—два класса.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Масловский В. В. Новое в технологии абразивной доводки. Изд-во «Прапор», 1969.
2. Масловский В. В. Доводочные и притирочные работы. Изд-во «Высшая школа», 1966.
3. Дудко П. Д., Масловский В. В. «Вестник машиностроения», 1969, № 3.

# Упрочнение стали 50ХГ при деформационном старении

Канд. техн. наук М. А. КОТКИС

Горьковский автозавод

НА ГОРЬКОВСКОМ автозаводе исследовались возможности упрочнения рессорной стали 50ХГ промышленной плавки деформационным старением.

Процесс упрочнения заключается в следующем. Нормализованный прокат подвергается холодной пластической деформации со степенью обжатия 30—60% без промежуточного отжига прокатыванием или волочением до получения окончательного размера сечения. Из полученных ленты или проволоки вырубкой и формовкой или навивкой изготавливаются пластинчатые или витые пружинные изделия. После этого они подвергаются нагреву в течение 30—40 мин при температуре 230—290°.

Для исследования были взяты 16 стальных полос размером 10×65×1000 мм. Их подвергали нормализации с температуры 850°. Общее время прохождения через печь 22—25 мин. Очистка от окалины проводилась на дробетных машинах. Твердость полос после нормализации НВ 330 (среднее значение 96 измерений).

Холодная пластическая деформация прокатыванием со степенью обжатия 30, 40 и 50% (без промежуточного отжига) проводилась на стане кварто Старокраматорского завода на Горьковском металлургическом заводе. Каждый размер получали за три прохода, сначала 10—8 мм, затем 7 и 6 мм; 6 и 5 мм. После прокатывания твердость полос, имеющих толщину 5, 6, 7 мм, составляла НВ 364 (минимальное значение).

Из полученных таким образом полос изготавливались образцы для механических испытаний и микроструктурных исследований после нагрева образцов на 150—600° через 50°.

Из листов с 30 и 40% деформацией были изготовлены листы для двух задних дополнительных рессор и образцы для усталостных испытаний (так же и из полос толщиной 5 мм и 50% деформации) длиной 500 мм. Испытания проводились на свободных опорах, расстояние между которыми 430 мм.

Рессорные листы, образцы для механических и усталостных испытаний нагревались в проходной электропечи при 290—300° в течение 45—50 мин. После термообработки твердость на всех образцах НВ 387—430. Механические свойства образцов показаны в табл. 1 и на рис. 1 и 2.

Таблица 1

| Степень деформации в % | Механические свойства |                                                  |                                                  |                                      |                                  |
|------------------------|-----------------------|--------------------------------------------------|--------------------------------------------------|--------------------------------------|----------------------------------|
|                        | Твердость НВ          | Предел текучести $\sigma_t$ в кг/мм <sup>2</sup> | Предел прочности $\sigma_b$ в кг/мм <sup>2</sup> | Относительное удлинение $\delta$ в % | Относительное сужение $\psi$ в % |
| 30                     | 387                   | 120                                              | 141,0                                            | 4,4                                  | 24,0                             |
| 40                     | 402                   | 128                                              | 145,1                                            | 3,5                                  | 24,5                             |
| 50                     | 430                   | 0                                                | 153,5                                            | 4,2                                  | 24,0                             |

Примечание. По техническим условиям после закалки с 850° и отпуска при 490° рессоры должны иметь НВ 364—415;  $\sigma_t > 110$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\sigma_b > 130$  кг/мм<sup>2</sup>;  $\delta > 5\%$ ;  $\psi > 35\%$ .

Дополнительные задние рессоры собирались по действующей технологии и подвергались усталостным испытаниям. Результаты исследования изготовленных рессор 51И-2913012 приведены в табл. 2.

Таблица 2

| Обработка образца    | Стрела прогиба в мм под нагрузкой 470 кг | Жесткость в кг/см | Стрела прогиба в мм в свободном состоянии | Количество циклов до разрушения             |
|----------------------|------------------------------------------|-------------------|-------------------------------------------|---------------------------------------------|
| По новой технологии  | 20                                       | 100               | 75                                        | 105 000                                     |
| По старой технологии | 17                                       | 98                | 71                                        | 255 000                                     |
|                      | 10±5                                     | 93                | 68                                        | 97 500—424 000 (по данным за 1964—1965 гг.) |

Из стали 50ХГ при деформационном старении была изготовлена опытная партия дополнительной задней рессоры автомобиля ГАЗ-51А.

В рессорном цехе Горьковского автозавода из полос стали 50ХГ сечением 10×65 мм были вырублены заготовки длиной 1000 мм, которые в течение 20—22 мин нагревались при 850—860° в проходной газовой печи и охлаждались на воздухе.

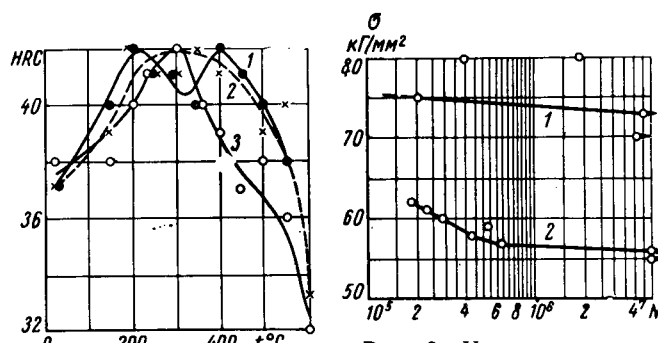


Рис. 1. Твердость стали 50Г в зависимости от степени деформации и температуры отпуска:

1 — 50% деформации; 2 — 40% деформации; 3 — 30% деформации

Рис. 2. Усталостная прочность  $\sigma$  одиночных образцов стали 50ХГ, подвергнутых деформационному старению при температуре 270—290° в течение 45 мин в зависимости от количества циклов N:

1 — 50% деформации; 2 — 30% деформации

Окалина очищалась дробью. После нормализации твердость заготовок составляла НВ 293—321. Холодная пластическая деформация на 30% (до толщины 6,7—6,9 мм) проводилась на Горьковском металлургическом заводе. Указанная степень деформации достигалась за два-три прохода. После этого полосы рубились на листы, затем в них пробивались отверстия. Листам были приданы необходимые радиусы на трехвалковом гибочном стане. Изготовленные рессорные листы подвергались старению в проходной электропечи при 270—290° в течение 40—45 мин.

После деформационного старения твердость рессорных листов составляла НВ 364—402.

На сборочном конвейере рессорного цеха была собрана 41 рессора. На 18 рессорах была измерена твердость и определена жесткость.

Рессоры, упрочненные деформационным старением, имеют более высокую жесткость, чем рессоры, изготовленные по существующей технологии. Увеличение жесткости составляет 10%, что находится в соответствии с обнаруженным ранее повышением упругих моделей при деформационном старении<sup>1</sup>.

Анализ стрел прогиба рессор в свободном состоянии и под нагрузкой свидетельствует о большей стабильности опытных рессор по сравнению со стандартными.

Десять опытных рессор были подвергнуты усталостным испытаниям на стендах. Средняя стойкость опытных рессор до разрушения 181 тыс. циклов. Для закаленных и отпущенных рессор средняя стойкость до разрушения по данным отдела технического контроля рессорного цеха за десять лет составляет 143 300 циклов. Усталостные испытания на стенде проводятся по специальной методике, предусматривающей создание в рессоре в процессе испытания таких напряжений, которые превосходят напряжения предела усталости. Это необходимо для разрушения рессорных листов. Для рессор класса III это напряжение составляет 62 кг/мм<sup>2</sup>.

Остальные опытные рессоры установлены на 19 автомобилях ГАЗ-51А и ГАЗ-63 в автохозяйстве Горьковского автозавода,

<sup>1</sup> Коткис М. А., Брайчев В. П., Кунилова И. А., Скобло А. В. «Автомобильная промышленность», 1969, № 4.



где они проходят дорожные испытания в различных условиях эксплуатации. Опытные рессоры устанавливались одновременно со стандартными, а также по две только опытные рессоры на автомобиль.

Результаты испытаний автомобилей ГАЗ-51А и ГАЗ-63 с опытными рессорами показали, что сломалось шесть рессор, имеющих пробег 16 436, 60 660, 70 559, 75 300, 85 737 и 95 144 км. Остальные рессоры продолжают работать.

В результате микроисследований установлено, что причинами поломки опытных рессор явились коррозионная и контактная усталость. В случае поломки при пробеге 16 436 км установлено, что сначала сломался хомут (из-за большой кривизны ребра листа), а затем разрушение происходило из-за контактной усталости.

УДК 629.113.012.853:621.785.6

## Метод закалки рессор большой грузоподъемности, изготавливаемых из стали 60С2

М. А. ШАЛЯ, Р. С. ГЕРИМИН

Синельниковский завод им. Коминтерна

**РЕССОРНАЯ** сталь марок 55С2 и 60С2 может закаливаться в масле при толщине (диаметре) не более 13 мм [1, 2, 3].

При освоении производства автомобильных рессор типов 210-2912012-Б, 525-2902012-Б, 214-2912012-Б, состоящих из листов сечением 102×14 и 102×16 мм, завод после закалки по существу во всех рессорных цехах технологии не смог добиться получения надлежащей твердости по всей длине листов и стабильных геометрических размеров. Охлаждение в масле листов такой толщины не обеспечивало критической скорости закалки, а кратковременное нахождение листов в штампах в зажатом состоянии не давало возможности получать листы в пределах допустимых отклонений по стреле прогиба.

По имеющимся данным, на заводах, изготавливающих рессоры из стали марки 60С2 сечением 102×14 мм и выше не достигается обусловленная ГОСТом твердость по всей длине листа.

Для устранения указанных недостатков в закалочную ванну строго против разбега штампов установили специальный спрейер (рис. 1), в который подается масло под давлением

крываются резьбовыми пробками. Штампы сварной конструкции (рис. 2) на боковых сторонах имеют большое количество отверстий диаметром 25—30 мм. Нижние, верхние и торцовые стороны штампов открыты. Такая конструкция штампов обеспечивает интенсивную циркуляцию масла и позволила получить после закалки твердость HRC 48—54.

С целью увеличения производительности гибочно-закалочного агрегата ИО-92 и достижения стабильной стрелы прогиба рессорных листов боковые копиры, посредством которых закрываются и раскрываются штампы, выполнены таким образом, что штамп раскрывается не через 90° оборота агрегата,

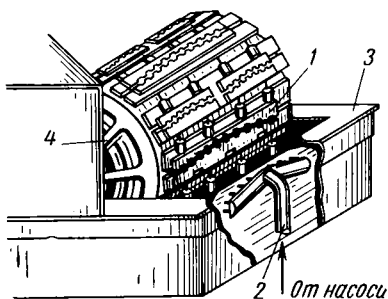


Рис. 1. Установка спрейера на гибочно-закалочном агрегате ИО-92:

1 — гибочные штампы; 2 — спрейер; 3 — закалочная ванна; 4 — агрегат ИО-92

2 атм. Сторона спрейера, обращенная к разбегу штампов, имеет несколько рядов отверстий диаметром 12 мм, расположенных в шахматном порядке. В зависимости от конфигурации листов отверстия, которые не находятся против разбега, за-



Рис. 2. Штампы сварной конструкции

как это предусмотрено на всех гибочно-закалочных агрегатах автозаводов, а через 180°. Это обеспечивает длительное пребывание листов в зажатом состоянии и вследствие этого получают наименьшие отклонения по стреле прогиба.

Однако при этом требуется точная установка спрейера строго против разбега штампов, тщательная регулировка гибочно-закалочного агрегата с тем, чтобы агрегат после каждого включения останавливался в одном и том же месте, а также применение при закалке свежего масла для повышения охлаждающей способности среды.

Таким образом, предложенный метод позволяет осуществлять качественную закалку рессорных листов из стали марки 60С2 толщиной 14—16 мм, однако, указанная толщина является предельной.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Каменичий И. С. Краткий справочник технолога-термиста. Машгиз, 1963.
2. Журавлев В. Н., Николаева О. И. Машиностроительные стали. Машгиз, 1962.
3. Марочник металлов и сплавов, ВНИИПТМАШ, 1960.

УДК 621.43—233.13:621.822.004.62

## Влияние некоторых технологических факторов на неравномерность износа коренных подшипников коленчатого вала

И. М. ЦОЙ, канд. техн. наук И. Б. ГУРВИЧ

Горьковский автозавод

**В** СВЯЗИ с увеличением удельных нагрузок на коренные подшипники коленчатых валов современных автомобилей двигателей особое значение приобретают вопросы учета погрешностей взаимного расположения сопряженных деталей и оценки их влияния на износ подшипников.

К погрешности взаимного расположения деталей относится биение коренных шеек, несоосность опор под вкладыши в блоке, а также рассеивание разности зазоров в подшипниках. При

этом под разностью зазоров подразумевается разность между максимальным и минимальным значениями зазоров в одноименных подшипниках на каждом двигателе. Указанные погрешности вызывают неравномерное распределение нагрузки и, как следствие, повышенную неравномерность износа как в коренных подшипниках, так и между одноименными подшипниками.

Однако в большинстве случаев при исследовании влияния различных факторов на износ коренных подшипников коленчатого вала величины биения шеек и несоосностей опоры под вкладыши не принимаются во внимание.

На Горьковском автозаводе проводились исследования влияния разности зазоров и погрешности взаимного расположения на износ коренных подшипников в условиях 100-часовых стендовых износных испытаний [1] на моделях двигателей ГАЗ-69 и ГАЗ-51.

Влияние биения коренных шеек. Было испытано семь двигателей ГАЗ-51 со специальным подбором деталей, обеспечивающих минимальное значение зазоров в диапазоне 23—55 мк, различную величину биения шеек и неконцентричность опоры не более 20 мк. При этом разность зазоров в коренных подшипниках у каждого двигателя не превышала 10 мк.

Величина биения шеек определялась по ГОСТу 10356—63. При этом величина отклонения формы шеек, определяемая по макропрофилограмме, не превышала 7 мк [2].

Результаты испытания показывают (рис. 1), что биение  $e$  средних коренных шеек до 25 мк при зазорах более 35 мк почти не оказывает никакого влияния на износ шеек  $H$ .

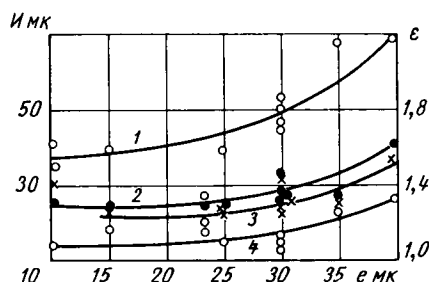


Рис. 1. Влияние величины биения на износ коренных подшипников: 1 — средний износ вкладышей; 2 — средний износ коренных шеек; 3 и 4 — изменение коэффициента неравномерности износа соответственно у шеек и вкладышей

Увеличение биения свыше 20 мк чаще всего вызывает повышенный износ шеек или вкладышей при уменьшении величины зазора ниже 35 мк и в меньшей степени (для шейки) при его увеличении.

Увеличение биения коренных шеек более интенсивно влияет на износ вкладышей, чем самой шейки вала.

Некоторый разброс величин средних износов следует объяснить, видимо, результатом различия исходной макрогеометрии шеек и зазоров.

Статистический анализ 87 моделей двигателей ГАЗ-69, 78 — ГАЗ-21 и 93 — ГАЗ-51 показывает, что величины биения, выходящие за пределы 20 мк, составляют в среднем для указанных моделей двигателей около 45—50% при диапазоне распределения 10—40 мк.

Влияние несоосности опор под вкладыши в блоке. Менее значительное влияние на износ шеек оказывает величина несоосности  $\Delta$  опоры под вкладыши коренных подшипников. Это наглядно видно из результатов исследований восьми двигателей ГАЗ-51 (рис. 2). Величина зазоров при этом

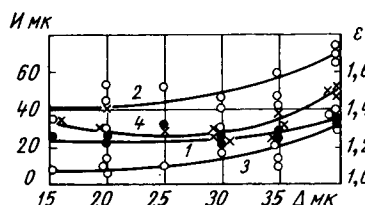


Рис. 2. Влияние несоосности опоры под вкладыши в блоке на износ коренных подшипников: 1 и 2 — средние износы соответственно шеек и вкладышей; 3 и 4 — изменение коэффициента неравномерности износа соответственно у шеек и вкладышей

была 28—51 мк, разность зазоров между коренными подшипниками не превышала 13, биение шеек 20 мк. Из рис. 2 следует, что величина несоосности до 40 мк мало влияет на повышение износа шеек. Это следует объяснить тем, что величина несоосности до 40 мк компенсируется при сборке за счет затяжки крышки коренных подшипников.

Результатом несоосности опоры в большинстве случаев является повышенный износ вкладышей. Чаще всего с увеличением несоосности опор под вкладыши более 25 мк повышается интенсивность износа вкладышей в 1,4—2,0 раза. Это свиде-

тельствует о необходимости снижения верхнего предела допуска на этот параметр с 40 мк, разрешаемых чертежом, до 25 мк.

Влияние разности зазоров в подшипниках. В таблице приведены данные о влиянии разности зазоров на износ коренных подшипников восьми двигателей ГАЗ-69 при различном их сочетании.

| Средние зазоры в мк | Разность зазоров в мк | Средний износ в мк |          | Коэффициент неравномерности износа |          |
|---------------------|-----------------------|--------------------|----------|------------------------------------|----------|
|                     |                       | шейки              | вкладыша | шейки                              | вкладыша |
| 46—50               | 4                     | 29                 | 46       | 1,14                               | 1,09     |
| 47—41               | 14                    | 44                 | 33       | 1,2                                | 1,15     |
| 42—60               | 18                    | 32                 | 33       | 1,22                               | 1,21     |
| 29—47               | 18                    | 48                 | 60       | 1,13                               | 1,15     |
| 42—62               | 20                    | 28                 | 41       | 1,21                               | 1,30     |
| 26—54               | 28                    | 46                 | 64       | 1,25                               | 1,25     |
| 22—54               | 32                    | 28                 | 54       | 1,28                               | 1,46     |
| 31—69               | 38                    | 41                 | 65       | 1,30                               | 1,48     |

Во всех случаях неконцентричность опоры под коренные вкладыши не превышала 25 мк, биение коренных шеек коленчатого вала 20 мк, а величина макроотклонений шеек находилась в пределах допуска по чертежу.

Анализ данных, приведенных в таблице, показывает, что при исходном диапазоне зазоров 27—60 мк разность их до 18 мк в одноименных сопряжениях коренных подшипников коленчатого вала не вызывает значительного различия износов шеек и вкладышей.

Значительное влияние разности зазоров более 18 мк на интенсивность износа вкладышей наблюдается при нижних пределах исходных зазоров.

Повышенный износ вкладышей с увеличением разности зазоров и величин несоосностей и биения является следствием возрастания динамической нагрузки, неравномерности ее распределения по подшипникам и более интенсивного ее воздействия на мягкую антифрикционную основу вкладыша.

Статистический анализ указанных моделей двигателей показывает, что разность зазоров, выходящих за пределы 25 мк, составляет в среднем у коренных подшипников 35 и у шатунных 18% при диапазоне их рассеивания 5—50 мк.

Результатом действия указанных технологических факторов чаще всего является повышенная неравномерность износа между подшипниками.

Изложенное свидетельствует о необходимости учета и оценки отдельных наиболее изношенных подшипников наряду со средним показателем износа детали.

Оценку неравномерности износа можно определить по коэффициенту

$$\epsilon = \frac{H_{\max}}{\Sigma H_{\text{ср}}},$$

где  $H_{\max}$  — средняя величина износа наиболее изношенной шейки или вкладыша;

$\Sigma H_{\text{ср}}$  — средняя величина износа детали, вычисленная по всем одноименным шейкам или вкладышам.

Коэффициент  $\epsilon$  характеризует общее состояние сопряженных поверхностей по их изношенности на каждом двигателе, а также в некоторой степени для одноименных моделей двигателей — степень влияния технологических погрешностей на износ сопряжения поверхностей.

По результатам 100-часовых стендовых испытаний 15 двигателей ГАЗ-51 построены графики изменения коэффициента неравномерности износа сопрягаемых поверхностей (шейка — вкладыш) коленчатого вала в зависимости от величины биения коренных шеек (на рис. 1 кривые 3 и 4), несоосности опоры в блоке (на рис. 2 кривые 3 и 4) и от разности зазоров по восьми двигателям ГАЗ-69 (см. таблицу).

С увеличением величины биения и несоосностей опоры более 25 мк возрастает наряду со средним износом и коэффициент  $\epsilon$ . В условиях стендовых испытаний  $\epsilon = 1,08 \div 1,35$  у коренных шеек и 1,22—1,53 у вкладышей. При этом чаще всего наблюдается увеличенный износ средних шеек коленчатого вала и сопрягаемых с ними вкладышей (65%).

Повышенная неравномерность износа в большинстве случаев наблюдается и при увеличении разности зазоров более 20 мк, так как с увеличением разности зазоров более 20 мк создается неравномерная нагрузка на коренные подшипники.

При значительном увеличении разности зазоров возможен случай, когда отдельные подшипники не будут нагружены до тех пор, пока из-за износа более нагруженных разность зазоров в них не станет менее 20 мк. Это подтверждается и визуальным наблюдением за вкладышами подшипников коленчатого вала более 70 двигателей различных моделей после 100-часовых стендовых испытаний: увеличенная разность зазоров обнаруживается тем, что на вкладышах отдельных подшипников не наблюдается даже следов приработки.

Таким образом, для уменьшения неравномерности износа и повышения долговечности коренных подшипников коленчатого вала необходимо:

1) изыскание возможностей снижения существующего верхнего предела допуска на биение коренных шеек;

2) снижение допуска на несоосность опоры в блоке с 40 мк (20% допустимого) до 25 мк;

3) ограничение величины разности зазоров в коренных подшипниках до 20 мк (ГОСТом и чертежом эта величина не оговорена);

4) для характеристики общей изношенности подшипников коленчатого вала в двигателе следует, наряду со средним значением, вычислять и коэффициент неравномерности износа.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Гурвич И. Б., Егорова А. П., Панов Ю. М. «Вестник машиностроения», 1967, № 5.

2. Май Л. А. Сб. «Технология автомобилестроения». НИИТАвтопром, 1959, № 3.

## ИНФОРМАЦИЯ

### Автомобили США в 1969 г.

УДК 629.113«1969»(73)

П О С Л Е двухлетнего спада выпуск автомобилей в США в 1968 г. вновь вырос и достиг 10,8 млн. шт., что близко к рекордному выпуску 1965 г. Доля США в мировом производстве легковых автомобилей составила 41%, а грузовых — 30,2%. Однако по количеству выпущенных грузовых автомобилей уже второй год подряд США впервые за всю историю уступили первенство Японии (табл. 1).

Производство автомобилей в США сосредоточено в руках небольшого количества крупных предприятий. Три крупнейшие в мире автомобильные монополии: Дженерал Моторс Корпорейшн, Форд Мотор К<sup>о</sup> и Крайслер Корпорейшн («большая тройка») дали в 1968 г. 94,6% всего производства автомобилей в стране (табл. 2). Кроме того, концерны «большой тройки» владеют в зарубежных странах крупными автомобильными предприятиями. Дженерал Моторс Корпорейшн владеет заводами Опель в ФРГ, Воксхолл и Ведфорд в Англии, Холден в Австралии. Монополия Форд Мотор К<sup>о</sup> принадлежат заводы Форд в ФРГ и в Англии. Концерн Крайслер Корпорейшн в последние годы приобрел предприятия

Симка во Франции и объединения Рутс в Англии. Все три концерна имеют филиалы в Канаде, с которыми они работают по координированному плану, предусматривающему выпуск унифицированной продукции. Практически в экономическом, организационном и техническом отношении автомобильная промышленность Канады поглощена американской на 95%. В 1968 г. США контролировали около 54% английской, 28% немецкой (ФРГ) автомобильной промышленности и 85% австралийской. На принадлежащих «большой тройке» зарубежных предприятиях в 1968 г. было выпущено 4,0 млн. автомобилей. Всеми автомобильными предприятиями в США вместе с контролируемые американскими монополиями зарубежными

компаниями в 1968 г. выпущено 14,8 млн. автомобилей, что составило 53% всего их производства в мире.

Таблица 2

| Концерны и фирмы                 | Легковые автомобили |              | Грузовые автомобили и автобусы |              | Итого        |              |
|----------------------------------|---------------------|--------------|--------------------------------|--------------|--------------|--------------|
|                                  | в тыс. шт.          | в %          | в тыс. шт.                     | в %          | в тыс. шт.   | в %          |
| Дженерал Моторс Корпорейшн:      |                     |              |                                |              |              |              |
| Шевроле . . . . .                | 2148                | 24,28        | 681                            | 34,92        | 2829         | 26,3         |
| Понтиак . . . . .                | 943                 | 10,66        | —                              | —            | 943          | 8,8          |
| Бюик . . . . .                   | 652                 | 7,37         | —                              | —            | 652          | 6,0          |
| Олдсмобил . . . . .              | 638                 | 7,31         | —                              | —            | 638          | 5,9          |
| Кадиллак . . . . .               | 211                 | 2,38         | —                              | —            | 211          | 1,9          |
| Джипс . . . . .                  | —                   | —            | 149                            | 7,64         | 149          | 1,4          |
| <b>Итого . . . . .</b>           | <b>4592</b>         | <b>51,90</b> | <b>830</b>                     | <b>42,56</b> | <b>5422</b>  | <b>50,3</b>  |
| Форд Мотор К <sup>о</sup> :      |                     |              |                                |              |              |              |
| Форд . . . . .                   | 1911                | 21,60        | 623                            | 31,98        | 2534         | 23,5         |
| Меркьюри . . . . .               | 440                 | 3,84         | —                              | —            | 440          | 4,1          |
| Линкольн . . . . .               | 46                  | 0,52         | —                              | —            | 46           | 0,4          |
| <b>Итого . . . . .</b>           | <b>2397</b>         | <b>27,09</b> | <b>623</b>                     | <b>31,98</b> | <b>3020</b>  | <b>28,0</b>  |
| Крайслер Корпорейшн:             |                     |              |                                |              |              |              |
| Плимут . . . . .                 | 684                 | 7,75         | —                              | —            | 684          | 6,4          |
| Додж . . . . .                   | 621                 | 7,02         | 174                            | 8,92         | 795          | 7,3          |
| Крайслер . . . . .               | 263                 | 2,97         | —                              | —            | 263          | 2,5          |
| Эмпириал . . . . .               | 17                  | 0,20         | —                              | —            | 17           | 0,1          |
| <b>Итого . . . . .</b>           | <b>1586</b>         | <b>17,92</b> | <b>174</b>                     | <b>8,92</b>  | <b>1760</b>  | <b>16,3</b>  |
| <b>Всего по «большой тройке»</b> | <b>8575</b>         | <b>96,91</b> | <b>1627</b>                    | <b>83,46</b> | <b>10202</b> | <b>94,6</b>  |
| Американ Моторс Корпорейшн:      |                     |              |                                |              |              |              |
| Рамблер . . . . .                | 268                 | 3,03         | —                              | —            | 268          | 2,5          |
| Интернэшнл . . . . .             | —                   | —            | 145                            | 7,46         | 145          | 1,4          |
| Кайзер Джип . . . . .            | —                   | —            | 118                            | 6,03         | 118          | 1,1          |
| Мак . . . . .                    | —                   | —            | 19                             | 0,97         | 19           | 0,2          |
| Уайт . . . . .                   | —                   | —            | 30                             | 1,52         | 30           | 0,3          |
| Прочие . . . . .                 | 6                   | 0,06         | 10                             | 0,56         | 16           | 0,1          |
| <b>Всего . . . . .</b>           | <b>8849</b>         | <b>100,0</b> | <b>1949</b>                    | <b>100,0</b> | <b>10798</b> | <b>100,0</b> |

1 Включая Даймонд Т, Рио и Аутокар.

Таблица 1

| Страны                  | Легковые автомобили |              | Грузовые автомобили и автобусы |              | Итого         |              |
|-------------------------|---------------------|--------------|--------------------------------|--------------|---------------|--------------|
|                         | в тыс. шт.          | в %          | в тыс. шт.                     | в %          | в тыс. шт.    | в %          |
| США . . . . .           | 8 849               | 41,0         | 1949                           | 30,2         | 10 798        | 38,5         |
| Япония . . . . .        | 2 032               | 9,4          | 2058                           | 31,9         | 4 090         | 14,6         |
| ФРГ . . . . .           | 2 862               | 13,2         | 245                            | 3,8          | 3 107         | 11,1         |
| Англия . . . . .        | 1 795               | 8,3          | 485                            | 7,5          | 2 280         | 8,1          |
| Франция . . . . .       | 1 833               | 8,5          | 243                            | 3,8          | 2 076         | 7,4          |
| Италия . . . . .        | 1 542               | 7,2          | 119                            | 1,8          | 1 661         | 5,9          |
| Канада . . . . .        | 891                 | 4,1          | 277                            | 4,3          | 1 168         | 4,2          |
| СССР . . . . .          | 280                 | 1,3          | 521                            | 8,1          | 801           | 2,9          |
| Испания . . . . .       | 300                 | 1,4          | 100                            | 1,5          | 400           | 1,4          |
| Австралия . . . . .     | 310                 | 1,4          | 59                             | 0,9          | 369           | 1,3          |
| Прочие страны . . . . . | 900                 | 4,2          | 400                            | 6,2          | 1 300         | 4,6          |
| <b>Всего . . . . .</b>  | <b>21 594</b>       | <b>100,0</b> | <b>6456</b>                    | <b>100,0</b> | <b>28 050</b> | <b>100,0</b> |

В 1968 г. доминирующая роль в производстве автомобилей в США, как и прежде, принадлежала легковому, выпуск их составил 82,2% всего производства. К классу легковых относятся также и универсальные грузопассажирские, отличающиеся от закрытых легковых моделей лишь конструкцией задней части кузова. В 1968 г. выпуск грузопассажирских моделей, изготовляемых в США всеми фирмами, кроме самых дорогих, составил 926 тыс. шт., или 10,4% всего производства легковых автомобилей в стране.

Численность автомобильного парка США к концу 1968 г. достигла 100 млн. шт. На легковые приходилось 84% всех автомобилей. По количеству автомобилей США значительно опережают все прочие страны, в частности, все европейские страны располагают парком 71 млн. автомобилей. Доля США в мировом автомобильном парке составляет 47%. Средний срок службы легкового автомобиля в США 5,5 лет, а грузового 7,7. Ежегодно 10% всего автомобильного парка из-за изношенности или устарелости сдается в лом. В 1968 г. 70% вновь зарегистрированных автомобилей пошло на восстановление парка. В составе грузового автомобильного парка, численность которого на 1,1—1969 г. составляла 16,0 млн., 80% автомобилей имеют грузоподъемность до 2,0 т, 6% — от 2,0 до 5,0 т, 14% — более 5 т.

В грузовом парке насчитывается 230 тыс. самосвалов, 150 тыс. автоцистерн и 75 тыс. рефрижераторных автомобилей. Фермерские хозяйства располагают 6,0 млн. грузовых и легковых автомобилей. Количество тягачей, в основном седельных, превышает 700 тыс. Общее число грузовых автоприцепов различных видов и различных классов грузоподъемности равно 4,5 млн., а прицепов к легковым автомобилям — 1,5 млн.

Парк автобусов в США насчитывает 325 тыс. шт., из которых 85 тыс. являются многоместными, коммерческими, работающими на городских и междугородных маршрутах. Более 70% их имеют дизели. Около 200 тыс. автобусов являются школьными. Это стандартные грузовые шасси, выпускаемые многими фирмами, оборудованные простыми дешевыми кузовами. Остальные автобусы принадлежат различным организациям и учреждениям.

Экспорт автомобилей из США сравнительно невелик. В 1968 г. экспорт составил 310 тыс. автомобилей. Из-за более высокой стоимости и более дорогой эксплуатации американские легковые автомобили пользуются ограниченным спросом за пределами США. По масштабам экспорта США уступают ФРГ, Англии, Франции, Италии, Японии. Ведущая по экспорту автомобилей страна — ФРГ в 1968 г. продала на валюту 1900 тыс. автомобилей, что составило 62% всего их производства.

Являясь крупнейшим производителем автомобилей, США занимают первое место по импорту. Автомобильная промышленность США до последнего времени не выпускала малолитражных автомобилей, являющихся наиболее распространенным видом легкового транспорта во всех странах мира. Однако в США с каждым годом растет спрос на дешевые, более экономичные и малогабаритные автомобили типа Фольксваген, Опель Ка-

дет, Фиат-1100 и др. Потребность в таких автомобилях в США покрывается исключительно импортом, растущим с каждым годом. В 1968 г. в США были импортированы 1 млн. легковых и 100 тыс. грузовых автомобилей. Вместе с агрегатами, деталями и принадлежностями общая стоимость импортированной продукции составила 2,5 млрд. долларов.

Если исключить Канаду, импортно-экспортные операции которой в США примерно покрывают друг друга, то основным импортером автомобилей в США является ФРГ. В 1968 г. эта страна ввезла в США около 700 тыс. автомобилей (560 тыс. — фирма Фольксваген, около 80 тыс. — фирма Опель).

#### Типаж и конструктивная эволюция автомобилей

Легковые автомобили. В 1969 г. имеется тенденция к дальнейшему повышению динамичности и комфортабельности американских легковых автомобилей. Это достигается применением на стандартных автомобилях V-образных восьмицилиндровых двигателей вместо рядных шестицилиндровых, более широким применением на стандартных автомобилях заказных, особо мощных двигателей V-8, автоматических трансмиссий, сервомеханизмов для рулевого механизма и тормозов, оборудования для кондиционирования воздуха и др. (табл. 3).

Таблица 3

| Заказное оборудование                               | Доля в выпуске в % |         |
|-----------------------------------------------------|--------------------|---------|
|                                                     | 1965 г.            | 1963 г. |
| Двигатели V-8 . . . .                               | 73,4               | 86,4    |
| Автоматические коробки передач . . . .              | 80,7               | 89,1    |
| Сервотормоза . . . .                                | 32,3               | 44,9    |
| Серворуль . . . . .                                 | 59,6               | 77,4    |
| Кондиционирование воздуха . . . . .                 | 23,2               | 43,3    |
| Дисковые тормоза . .                                | 2,2                | 11,2    |
| Автоматическое открывание и закрывание окон . . . . | 14,3               | 17,6    |
| Автоматическая перестановка сидений . .             | 7,2                | 9,3     |

Одним из наиболее популярных видов легковых автомобилей становятся полуспортивные автомобили, отличающиеся от обычных моделей полусреднего и стандартного классов более мощными двигателями, более аэродинамичными формами, лучшей динамикой и применением двух- и четырехместных кузовов вместо шестиместных. Впервые подобный автомобиль «Мустанг» был выпущен компанией Форд еще в 1964 г. Крупный успех этого автомобиля побудил к выпуску подобных моделей и другие фирмы: Шевроле выпустил модель «Камаро», Плимут — «Барракуда», Меркьюри — «Кугар» и т. д. Стоимость полуспортивных автомобилей, в отличие от очень дорогих спортивных «Корветт» и «Сандерберд», лишь незначительно превышает стоимость стандартных моделей Форд, Шевроле, Плимут или Додж.

Конкуренция и стремление удовлетворить спрос любых потребителей способствуют дальнейшему расширению ассортимента моделей, выпускаемых отдельными

фирмами. Общее количество базовых моделей легковых автомобилей достигло в 1969 г. 168 шт. Учитывая разнообразие заказного оборудования и расцветок автомобилей, общее количество модификаций выпускают значительно больше.

Представление о многообразии моделей легковых автомобилей 1969 г. дают сводные характеристики легковых автомобилей, выпускаемых одним только концерном Дженерал Моторс (табл. 4). Более подробные сведения о двигателях, применяемых в 1969 г. на легковых автомобилях, приводятся в табл. 5 в качестве примера для автомобилей Форд.

Многоотинность продукции сочетается в пределах данной фирмы или концерна с широкой унификацией двигателей, агрегатов и узлов. В моделях 1969 г. автомобилей Форд и Меркьюри, некоторых моделях Плимут и Додж применяются одинаковые двигатели. Шестицилиндровый двигатель Шевроле рабочим объемом 4,1 л применяют также фирмы Олдсмобил, Понтиак и Бюик. Широко проводится и унификация каркасов кузовов у предприятий концерна Крайслер и др.

Внешняя форма легковых автомобилей 1969 г. характеризуется более гладкими, прямолинейными, с малым количеством декоративных деталей боковыми панелями кузовов, удлиненной более аэродинамичной задней частью крыши, новыми облицовками радиаторов, более низким и широким капотом, с утопленными в нем фарами и пр.

Как и прежде, легковые автомобили 1969 г. имеют стандартную схему компоновки основных агрегатов, т. е. переднее расположение двигателя и задние ведущие колеса. Быстро распространяющиеся в последнее время в Европе конструкции с передними ведущими колесами применяются в США только на двух автомобилях высокого класса «Эльдорадо» Кадиллак и «Торонадо» Олдсмобил с очень мощными двигателями. Европейские переднеприводные автомобили принадлежат преимущественно к малолитражным моделям.

Все выпускаемые в 1969 г. легковые автомобили в США имеют двигатель с водяным охлаждением. Единственный в США автомобиль Шевроле «Корвэр», имевший горизонтально-оппозитный шестицилиндровый двигатель воздушного охлаждения, расположенный в задней части шасси, снят в 1969 г. с производства из-за отсутствия на него достаточного спроса.

Важной новинкой в типаже легковых автомобилей является появление в 1969 г. нового «субкомпактного» класса.

Американская промышленность не выпускала малых автомобилей из-за реальной опасности нарушить сбыт изготовляемых в больших количествах компактных автомобилей и из-за опасений недостаточности масштабов нового производства. Однако, учитывая огромный рост импорта легковых автомобилей, все концерны уже в течение ряда лет вели подготовку к выпуску собственных субкомпактных автомобилей.

Первым начала производство автомобилей нового класса фирма Форд. В апреле 1969 г. он выпустил субкомпактный автомобиль «Маверик». Учитывая американские традиции и вкусы, фирма Форд остановилась на создании новой модели

Таблица 4

| Фирмы               | Число моделей |            | Двигатель         |                            | База в м  | Снаряженный вес в т | Удельная мощность в л.с./т | Стоимость автомобиля в долл. |
|---------------------|---------------|------------|-------------------|----------------------------|-----------|---------------------|----------------------------|------------------------------|
|                     | автомобилей   | двигателей | Рабочий объем в л | Мощность в л.с. при об/мин |           |                     |                            |                              |
| Шевроле . . . . .   | 27            | 19         | 2,51—7,0          | 90/4000—435/5800           | 2,49—3,02 | 1,17—1,73           | 78—200                     | 2220—4763                    |
| Понтиак . . . . .   | 13            | 19         | 4,10—7,1          | 175/4800—390/5200          | 2,49—3,17 | 1,40—1,96           | 123—195                    | 2483—3879                    |
| Бюик . . . . .      | 14            | 5          | 4,10—7,05         | 155/4200—360/5000          | 2,84—3,12 | 1,49—2,01           | 104—180                    | 2545—4683                    |
| Олдсмобил . . . . . | 13            | 12         | 4,10—7,46         | 155/4200—400/4800          | 2,84—3,21 | 1,48—2,03           | 170—185                    | 2544—4702                    |
| Кадиллак . . . . .  | 7             | 1          | 7,74              | 375/4400                   | 3,30—3,78 | 2,03—2,60           | 180—150                    | 5466—10961                   |

Таблица 5

| Модель двигателя | Число и расположение цилиндров | Диаметр цилиндра в мм | Ход поршня в мм | Отношение хода поршня к диаметру | Рабочий объем в см³ | Степень сжатия | Число и тип карбюраторов | Мощность в л.с. при об/мин | Литровая мощность в л.с./л | Вес двигателя в кг |
|------------------|--------------------------------|-----------------------|-----------------|----------------------------------|---------------------|----------------|--------------------------|----------------------------|----------------------------|--------------------|
| 170              | 6P                             | 88,90                 | 74,62           | 0,84                             | 2786                | 8,7            | 1; 1 к                   | 100/4000                   | 35,7                       | 157                |
| 200              | 6P                             | 93,47                 | 79,50           | 0,85                             | 3277                | 8,8            | 1; 1 к                   | 115/3800                   | 35,2                       | 159                |
| 240              | 6P                             | 101,60                | 80,77           | 0,80                             | 3933                | 9,2            | 1; 1 к                   | 150/4000                   | 38,3                       | 202                |
| 250              | 6P                             | 93,47                 | 99,31           | 1,05                             | 4048                | 9,0            | 1; 1 к                   | 155/4000                   | 37,7                       | —                  |
| 302              | 8-V                            | 93,47                 | 76,20           | 0,75                             | 4949                | 9,5            | 1; 2 к                   | 220/4600                   | 42,5                       | 215                |
| 351              | 8-V                            | 101,60                | 88,90           | 0,87                             | 5753                | 9,5            | 1; 2 к                   | 250/4600                   | 43,3                       | —                  |
| 351              | 8-V                            | 101,60                | 88,90           | 0,87                             | 5753                | 9,5            | 1; 4 к                   | 290/4800                   | 50,4                       | —                  |
| 390              | 8-V                            | 102,87                | 96,01           | 0,93                             | 6391                | 9,5            | 1; 2 к                   | 265/4400                   | 41,5                       | 279                |
| 390              | 8-V                            | 102,87                | 96,01           | 0,93                             | 6391                | 9,5            | 1; 4 к                   | 280/4400                   | 43,8                       | 279                |
| 390              | 8-V                            | 102,87                | 96,01           | 0,93                             | 6391                | 10,5           | 1; 4 к                   | 320/4600                   | 50,8                       | 279                |
| 427              | 8-V                            | 107,44                | 96,01           | 0,89                             | 6997                | 10,9           | 1; 4 к                   | 390/5600                   | 55,4                       | —                  |
| 428              | 8-V                            | 104,90                | 101,09          | 0,96                             | 7014                | 10,6           | 1; 4 к                   | 335/5200                   | 47,7                       | —                  |
| 429              | 8-V                            | 110,71                | 91,19           | 0,82                             | 7030                | 10,5           | 1; 2 к                   | 320/4400                   | 45,6                       | —                  |
| 429              | 8-V                            | 110,74                | 91,19           | 0,82                             | 7030                | 10,5           | 1; 4 к                   | 366/4600                   | 51,5                       | 302                |
| 460              | 8-V                            | 110,74                | 97,80           | 0,88                             | 7539                | 10,5           | 1; 4 к                   | 365/4600                   | 48,4                       | 304                |

Таблица 6

| Параметры                            | Форд «Маверик» | Форд «Фэрлейн» | Фольксваген-1300 |
|--------------------------------------|----------------|----------------|------------------|
| База в мм . . . . .                  | 2615           | 2820           | 2400             |
| Длина в мм . . . . .                 | 4555           | 4680           | 4030             |
| Ширина в мм . . . . .                | 1795           | 1860           | 1550             |
| Вес в кг . . . . .                   | 1130           | 1280           | 820              |
| Двигатель:                           |                |                |                  |
| число цилиндров . . . . .            | 6              | 6              | 4                |
| рабочий объем в л . . . . .          | 2,8            | 2,8            | 1,3              |
| мощность в л.с. при об/мин . . . . . | 105/4200       | 100/4000       | 50/4500          |
| Стоимость в США в долл. . . . .      | 1995           | 2315           | 1900             |

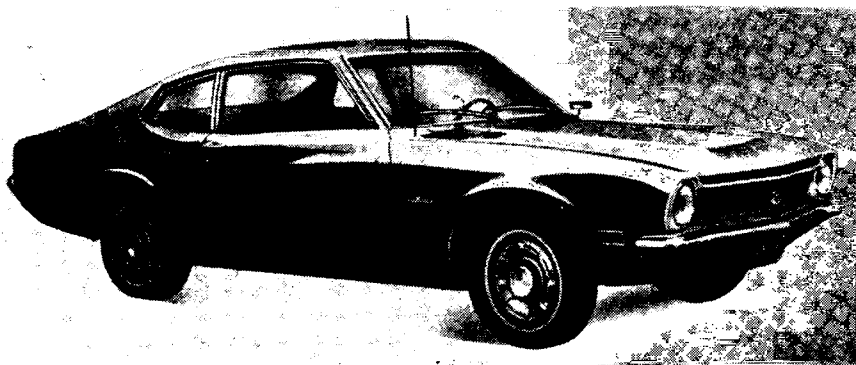


Рис. 1.

не на прототипах европейских малолитражных автомобилей, а на автомобиле несколько больших размеров с более мощным двигателем. Автомобиль Маверик заметно меньше американских компактных автомобилей, но он больше, комфортабельнее, чем Фольксваген и немного дороже его (табл. 6, рис. 1, 2). Предполагаемый сбыт автомобилей «Маверик» в 1969 г. — 300 000 шт. В 1970 г., по имеющимся сообщениям, фирма Форд выпустит еще один субкомпактный автомобиль «Феникс», меньший по мощности и габаритам, чем автомобиль «Маверик». Концерн Америкэн Моторс также подго-

товляет выпуск субкомпактной модели «Хорнет». Предполагается, что и фирма Крайслер также начнет выпуск автомобиля такого класса.

Борьба с интоксикацией воздушного бассейна населенных пунктов отработавшими газами автомобильных двигателей продолжает оставаться важнейшей проблемой эксплуатации автомобильного транспорта США. Устанавливаемые в 1969 г. нормы на содержание окиси углерода, углеводородов и окислов азота стали более строгими, чем нормы 1967—1968 гг. Так, концентрация окиси углерода в отработавших газах автомобилей с двигателями рабочим объемом 3—7 л, составлявшая в 1968 г. 2%, снижается по нормам для 1970 г. до 1,3%.

Конструкции, служащие для снижения вредных компонентов отработавших газов автомобилей 1968 г. [1], претерпели в автомобилях 1969 г. некоторые изменения. Значительно уменьшилось применение так называемого компрессорного метода борьбы с токсичностью путем дожигания отработавших газов. От нее отказались предприятия Форд Мотор К<sup>о</sup> и большинство фирм, входящих в концерн Дженерал Моторс Корпорейшн.

Наряду с применявшимися уже в 1967—1968 гг. на автомобилях концерна Крайслер Корпорейшн специальными регулировками карбюраторов и систем зажигания, на большинстве моделей 1969 г. применяются и другие методы борьбы за «чистый выпуск» [2].

Особенно крупных или принципиальных новинок в легковых автомобилях 1969 г. нет. Заслуживает упоминания и дальнейшее развитие мероприятий по безопасности, являющихся в США в последние годы обязательными [1]. В 1969 г. применяются менее жесткая, чем пассажирский отсек, передняя деформирующая часть несущего кузова, способная в известной мере поглотить живую

Рис. 2.



силу удара при столкновении, телескопически складывающиеся при ударе рулевые колонки, защитные бруссы для дверей, автоматические устройства, уменьшающие опасность заноса автомобиля при торможении. Увеличилось число моделей, на которых устанавливаются по заказу дисковые тормоза.

Данные за 1969 г. сравнительно мало отличаются от прошлогодних: отношение  $s/d$  увеличилось с 0,89 до 0,90; рабочий объем вырос с 5432 до 5481  $см^3$ , степень сжатия снизилась с 9,52 до 9,47. Средняя мощность осталась прежней — 252 л. с. Число оборотов вала в минуту уменьшилось с 4547 до 4508. Обращает на себя внимание прекращение роста средней мощности.

Новыми, поставленными на производство в 1969 г., являются два двигателя Форд, один двигатель Америкэн Моторс и один Линкольн. Новый рядный шестицилиндровый двигатель Форд рабочим объемом 4098  $см^3$  и мощностью 155 л. с. при 4000 об/мин является дальнейшим развитием прежней модели объемом 3277  $см^3$ , мощностью 115 л. с. Увеличение рабочего объема достигнуто при прежнем диаметре цилиндра 93,5 мм за счет значительного увеличения хода поршня (с 795 до 99,3 мм), что повысило отношение  $s/d$  с 0,85 до 1,05 и, по-видимому, связано в известной мере со снижением токсичности процесса сгорания. Отдельные элементы конструкции клапанного привода унифицированы с двигателем рабочим объемом 3277  $см^3$ , а конструкция коренных подшипников идентична конструкции подшипников двигателя Форд рабочим объемом 3939  $см^3$ .

Новый двигатель Форд V-8 имеет рабочий объем 5753  $см^3$ , мощность 250 л. с. при 4600 об/мин. Он создан на базе двигателя Форд с рабочим объемом 4949  $см^3$ . Отношение  $s/d$  у нового двигателя равно 0,87, тогда как для модели с рабочим объемом 4949  $см^3$  оно равнялось 0,81. Новый двигатель принят в качестве стандартного для широко распространенных моделей полупропортивных автомобилей «Мустанг-Мак I», «Кугар» и «Фэрлейн Грай Туризм». Двигатели имеют модернизированные цилиндрические головки и впускные трубопроводы, а также впускные клапаны увеличенного размера.

Компания Америкэн Моторс Корпорейшн выпустила в 1969 г. новый двигатель V-8 рабочим объемом 6392  $см^3$ , мощностью 315 л. с. Этот двигатель создан на базе существующих двигателей рабочим объемом 4752 и 5621  $см^3$ . Он применяется в качестве более мощного заказчика для автомобилей Джевелин и Эмбесседор. Особенностью двигателя является облегченная конструкция шатунно-поршневой группы, что позволило уменьшить вес и габариты противовесов коленчатого вала.

Новый двигатель применен и на автомобилях Линкольн. Он имеет почти неизменный рабочий объем, степень сжатия

его повышена с 9,2 до 9,5 и мощность 365 л. с. против 340 л. с. в 1968 г.

Грузовые автомобили. Как и в прежние годы, основная масса грузовых автомобилей принадлежит моделям малой грузоподъемности (пикапы, фургон и грузовые автомобили грузоподъемностью  $\frac{3}{4}$ — $1\frac{3}{4}$  т). Выпуск таких автомобилей составил 81,0 всего производства грузовых. Их изготовляют фирмы Форд, Шевроле, Додж, Кайзер Джип, Джизмси, Интернэшнл. Выпуск моделей в классах 2—5 т не превышает 6%, в классе 5—7 т равен 7%, более 7 т — 6%.

Ассортимент выпускаемых всеми фирмами грузовых автомобилей крайне широк и охватывает десятки моделей и модификаций, отличающихся грузоподъемностью, величиной базы, видом и мощностью двигателя, типом коробки передач и заднего моста, разнородностью кабины и кузова. В табл. 7 приводятся сводные данные о двигателях, устанавливаемых на грузовых автомобилях крупными фирмами США.

Ряд фирм специализируется на выпуске автомобилей, самосвалов и тягачей особо большой грузоподъемности, а также предназначенных для работ во внедорожных условиях, в открытых разработках, карьерах и на строительстве дорог. Например, фирма Хаулапак выпускает автомобили 4×2 девяти моделей с базой от 3,3 до 4,8 м, полным весом 49—180 т с шести- и двенадцатицилиндровыми двигателями мощностью 300—1000 л. с.

Характерным для американских фирм, выпускающих грузовые автомобили, является широкое применение наряду с собственными агрегатами, также поставляемых специализированными предприятиями. Так, дизели, поставляемые компанией Камминс, применяются автомобильные фирмы Форд, Додж, Аутокар, Мак, Уайт, а двухтактные дизели Детройт Дизель ставят на свои автомобили фирмы Шевроле, Джизмси, Интернэшнл ФВД и др. Бензиновые двигатели все автомобильные фирмы применяют преимущественно собственной конструкции и своего изготовления, однако некоторые приобретают и их со стороны. Например, фирма Мак применяет двигатели Крайслер, Интернэшнл, Вокеша. Фирма Кайзер Джип наряду с собственными применяет двигатели Бюик и Америкэн Моторс и т. д.

Аналогичное положение наблюдается и с агрегатами трансмиссий. Широко применяются коробки передач Спайсер, Фуллер, Кларк Аллисон и задние мосты Итон, Роквелл—Стандарт и Спайсер.

Очень широко распространена и унификация производства, выражающаяся у таких фирм, как Шевроле, Форд, Додж,

Таблица 7

| Фирма                 | Бензиновые двигатели |                            | Дизели        |                            |
|-----------------------|----------------------|----------------------------|---------------|----------------------------|
|                       | Число моделей        | Диапазон мощностей в л. с. | Число моделей | Диапазон мощностей в л. с. |
| Шевроле . . . . .     | 7                    | 140—237                    | 4             | 82—195                     |
| Форд . . . . .        | 8                    | 100—253                    | 6             | 82—195                     |
| Додж . . . . .        | 8                    | 101—238                    | 2             | 230—260                    |
| Джизмси . . . . .     | 10                   | 140—275                    | 6             | 130—260                    |
| Интернэшнл . . . . .  | 11                   | 111—234                    | 8             | 160—240                    |
| Кайзер-Джип . . . . . | 4                    | 75—230                     | —             | —                          |
| Даймлер-Рно . . . . . | 6                    | 130—235                    | 4             | 130—220                    |
| ФВД . . . . .         | 6                    | 154—215                    | 6             | 145—238                    |
| Мак . . . . .         | 1                    | 209                        | 16            | 140—700                    |
| Уайт . . . . .        | 6                    | 170—235                    | 5             | 130—250                    |

в применении на автомобилях малой грузоподъемности двигателей легковых автомобилей, иногда слегка деформируемых за счет понижения степени сжатия и числа оборотов, а также коробок передач и других агрегатов. Как правило, все фирмы применяют на моделях автомобилей, близких по классу грузоподъемности, одинаковые агрегаты.

Применение дизелей для грузовых автомобилей США по-прежнему сравнительно невелико, в основном на автомобилях большой грузоподъемности с двигателями мощностью 160—250 л. с.

По данным за 1968 г., производство грузовых автомобилей с дизелями составило 94 тыс., из которых 15 тыс. имели грузоподъемность 7—9 т и 69 тыс. — более 9 т. Для легковых автомобилей дизели в США не применяют. Ассортимент дизелей автотракторного типа, применяемых как в грузовом и автобусном транспорте, так и для тракторов, судовых и стационарных установок очень широк и их производством занимается большое число предприятий.

Общая численность автомобилей с дизелями составляет в США по данным на 1.1—1969 г., 400 тыс., что равно 2,5% всего грузового парка.

В типаже выпускаемых в 1969 г. автобусов существенных изменений не было. Их по-прежнему выпускают фирмы Джизмси, Кроун, Твин Коч, Флексибл и др. в количестве около 15 тыс. ежегодно. Они представляют собой многоместные комфортабельные коммерческие автомобили.

Школьные автобусы выпускают фирмы Шевроле, Додж, Джизмси, Интернэшнл и др. также в количестве до 15 тыс. ежегодно. Прочие автобусы имеют малую вместимость и бензиновые двигатели.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Самоль Г. И. «Автомобильная промышленность», 1969, № 1.
2. Костров А. В. «Автомобильная промышленность», 1968, № 4.

Г. И. САМОЛЬ



УДК 629.113—578.002:401.7

## Увеличение надежности и долговечности отжимных пружин дисков сцепления

**ОТЖИМНЫЕ** пружины среднего ведущего диска сцепления автомобиля «Урал-375» изготавливались из стальной холоднокатаной ленты марки 65Г (ГОСТ 2283—57). Технологический процесс состоял из операций:

1) холодная штамповка: вырубка по контуру, пробивка отверстий и гибка;

2) термическая обработка: закалка в масле с температуры 800° с нагревом под закалку в соляной ванне, отпуск в селитровой ванне при 370° в течение 25 мин.

Согласно техническим условиям чертежа, характеристиками качества являлись геометрия и твердость.

Чтобы увеличить надежность и долговечность пружин в эксплуатации путем исключения неодинаковых результатов при индивидуальной обработке, на заводе были проведены исследования по разработке технологического процесса изготовления деталей из термообработанной ленты. Экспериментальная партия была изготовлена из стали 65Г 1П по ГОСТу 2614—65.

После штамповки и последующего отпуска обеспечивались стабильные результаты по упругости. Сравнительные усталостные испытания пружин показали:

а) долговечность экспериментальных пружин в 1,5—3 раза выше по сравнению со стандартными;

б) величина остаточной деформации на опытных пружинах в 2 раза меньше по сравнению со стандартными при одинаковом числе циклов нагружений.

Таким образом, лабораторные исследования и опытные опробования в производстве дали положительные результаты.

Однако при изготовлении пружин из термообработанной ленты 65Г 1П в массовом производстве из разных бунтов обнаружилось, что детали не имеют стабильных результатов по упругости — часть пружин при многократных нагрузках получила остаточную деформацию, хотя вся лента по прочностным и пластическим характеристикам соответствовала группе 1П согласно ГОСТу 2614—65 и при сравнительных микроисследованиях не обнаружено значительной разницы в исходной микроструктуре.

Были опробованы термообработанные стальные ленты марок 70С2ХА 1П и 65Г 2П, которые были выбраны по следующим соображениям. Лента из стали

70С2ХА на заводе-поставщике проходит более жесткий контроль — ее дополнительно контролируют на угол деформации и микроструктуру. Лента из стали 65Г 2П имеет более высокий предел упругости, и поскольку работа пружин характеризуется использованием в них только упругих свойств стали, то с повышением предела упругости при заданной величине прилагаемых напряжений будет уменьшаться вероятность возникновения остаточной деформации.

Лента из стали 70С2ХА 1П оказалась хрупкой для пружин данной конструкции. На штампованных пружинах из стали 65Г 2П упругие свойства не восстанавливались после снятия остаточных напряжений отпуском в интервале температур 420—530°.

Вероятно, потеря упругих свойств связана с тем, что в случае отпуска при температурах 420—460° не полностью снимаются штамповочные напряжения вследствие больших усилий при штамповке деталей из ленты 2П (штампы для изготовления пружин из лент 1П и 2П разные), а при более высоких температурах происходит коагуляция карбидной фазы, что вызывает резкое снижение предела упругости [1, 2]. Это подтверждено тем, что пружины после отпуска при 530° под нагрузкой выпрямляются, т. е. полностью теряют упругие свойства.

Дальнейшие исследования проводились на ленте марки 65Г 1-го класса прочности, изучались качества исходного металла и подбирались оптимальные характеристики.

Исследования показали следующее:

1. На заводе-поставщике при полировке ленты 0,8×60 возможны местные прижоги поверхностей из-за большой ширины ленты, вследствие чего свойства ленты по длине бунта могут быть различны.

2. Свойства термообработанной ленты одного поступления колеблются в широких пределах как по химическому составу, так и по механическим свойствам. Например, из поступивших четырех бунтов термообработанной ленты марки 65Г 1П химический состав и временное сопротивление разрыву при практически одинаковой твердости находились в пределах, указанных в таблице.

На пружинах проверяли твердость, микроструктуру, размер под нагрузкой 9,3 кг, свободный размер после снятия

| Номер бунта | Временное сопротивление разрыву в кг/мм <sup>2</sup> | Химический состав |      |      |
|-------------|------------------------------------------------------|-------------------|------|------|
|             |                                                      | C                 | Si   | Mn   |
| 1           | 133; 135; 135                                        | 0,66              | 0,28 | 0,97 |
| 2           | 132; 133; 134                                        | 0,62              | 0,30 | 0,98 |
| 3           | 125; 127; 128                                        | 0,63              | 0,29 | 2,0  |
| 4           | 152; 162; 163                                        | 0,67              | 0,29 | 1,04 |

четырёх- и десятикратной нагрузки. Контролю по твердости, микроструктуре и  $\sigma_s$  подвергался каждый бунт металла. Оптимальная температура отпуска подбиралась на опережающей партии деталей, изготовленной от каждого бунта.

Из проведенных исследований следует, что твердость не может служить характеристикой контроля качества как ленты, так и готовых пружин данной конструкции. Стабильные результаты на пружинах по геометрическим параметрам обеспечиваются при изготовлении их из термообработанной ленты 65Г 1П с временным сопротивлением разрыву 140—160 кг/мм<sup>2</sup>, при этом долговечность опытных пружин по результатам усталостных испытаний в 4—5 раз выше стандартных. Микроструктура ленты и готовых пружин должна состоять из троостосорбита тонкого строения. Для получения более стабильных свойств по длине бунта лента должна быть меньшей ширины.

С заводом-поставщиком были согласованы технические условия на поставку термообработанной ленты по ГОСТу 2614—65 марки 65Г 1П-В-С-0,8×20 с установленными пределами по временному сопротивлению разрыву 140—160 кг/мм<sup>2</sup> вместо ленты 65Г 1П-В-С-0,8×60 с временным сопротивлением разрыву 130—160 кг/мм<sup>2</sup>.

Изготовление отжимных пружин среднего ведущего диска сцепления автомобиля «Урал-375» внедрено на заводе, в результате чего увеличены надежность и долговечность деталей в эксплуатации.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Рахштадт А. Г. Пружинные сплавы. Изд-во «Металлургия», 1965.
2. Зубов В. Я., Грачев С. В. Структура и свойства стальной пружинной ленты. Изд-во «Металлургия», 1964.

Л. Н. ЛЕБЕДЕВА, С. В. ЧЕРНЫШЕВА,  
Г. В. АЗНАЧЕВА

Уральский автозавод

УДК 62—426:621.79.02.002.5

## Специальный станок для очистки электродной проволоки

**В** СОВРЕМЕННОМ машиностроении объем сварочных работ довольно большой. Качество сварных соединений не уступает качеству деталей, полученных литьем и ковкой.

Качество сварных соединений во многом зависит не только от химического состава материала электродов, но и от исходного состояния электродной проволоки. Электродная проволока для автома-

тической сварки или производства электродов поступает на заводы-потребители без защитных покрытий от коррозии и других загрязнений. Сварочная проволока очищается химическим или механи-



ческим способом, что является весьма трудоемкой операцией, к тому же ручная абразивная и химическая очистки являются вредными условиями производства. Ждановским металлургическим институтом разработан, испытан и принят в производство на Кузнецком заводе химического машиностроения станок (см. рисунок) для механической очистки электродной проволоки от ржавчины и загрязнений.

В качестве инструмента при механической очистке проволоки от загрязнений применяются абразивные бруски, изготовляемые по ГОСТу.

Станок для очистки электродов может быть использован в непосредственной близости от рабочего места сварщика, встроен в автомат или автоматическую линию сварки металлов, а также автономно, в специализированных условиях производства электродов. Кроме очистки, на станке осуществляется правка проволоки.

Основными частями электрооочистного станка являются: рама 1, барабан 2, шпиндель 3, правящие ролики 4, установленные на барабане 2, через правящие ролики 4 и тянущие ролики 6 наматывается на бабину сварочного автомата или откусывается в размер электродов при их производстве зубьями, установленными на тянущих роликах.

От электродвигателя 7 через жестко соединенный с ним посредством муфты 9 червячный редуктор 8 и цепную передачу, состоящую из звездочек 10 и цепи 11, вращение передается роликам 6, тянущим проволоку через осевое отверстие в шпинделе. Вращение шпинделя 3 также сообщается от электродвигателя 7 посредством плоскоромежной передачи через шкивы 12.

Во время работы станка противовесы 13 под действием собственных центробежных сил отклоняются от оси вращающегося шпинделя, а абразивные бруски 14, стремясь к оси шпинделя, прижимаются этими центробежными силами к перематываемой с барабана 2 на бабину сварочного автомата проволоке, очищая ее от ржавчины и загрязнений.

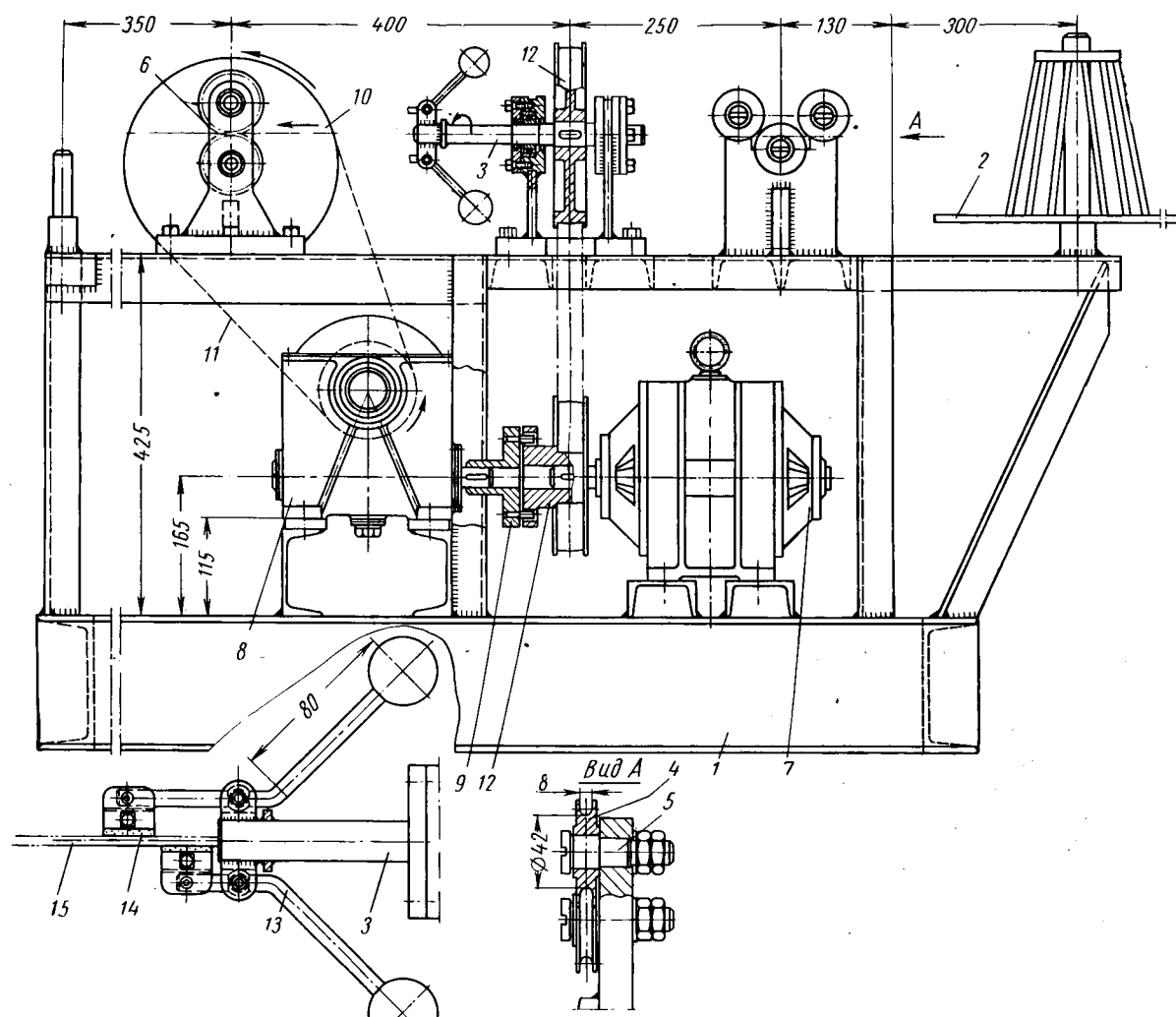
Изменением скорости вращения шпинделя автоматически изменяется усилие

новленные на палец 5, и тянущие ролики 6. Станок приводится в действие от электродвигателя 7 мощностью 2 кВт через червячный редуктор 8, соединенный с электродвигателем посредством муфты 9.

Очистка проволоки при работе станка осуществляется следующим образом. Конец электродной проволоки из мотка или

бежных сил отклоняются от оси вращающегося шпинделя, а абразивные бруски 14, стремясь к оси шпинделя, прижимаются этими центробежными силами к перематываемой с барабана 2 на бабину сварочного автомата проволоке, очищая ее от ржавчины и загрязнений.

Изменением скорости вращения шпинделя автоматически изменяется усилие



бунта, установленного на барабане 2, через правящие ролики 4 и тянущие ролики 6 наматывается на бабину сварочного автомата или откусывается в размер электродов при их производстве зубьями, установленными на тянущих роликах.

От электродвигателя 7 через жестко соединенный с ним посредством муфты 9 червячный редуктор 8 и цепную передачу, состоящую из звездочек 10 и цепи 11, вращение передается роликам 6, тянущим проволоку через осевое отверстие в шпинделе. Вращение шпинделя 3 также сообщается от электродвигателя 7 посредством плоскоромежной передачи через шкивы 12.

Во время работы станка противовесы 13 под действием собственных центробежных сил отклоняются от оси вращающегося шпинделя, а абразивные бруски 14, стремясь к оси шпинделя, прижимаются этими центробежными силами к перематываемой с барабана 2 на бабину сварочного автомата проволоке, очищая ее от ржавчины и загрязнений.

Изменением скорости вращения шпинделя автоматически изменяется усилие

бунта, установленного на барабане 2, через правящие ролики 4 и тянущие ролики 6 наматывается на бабину сварочного автомата или откусывается в размер электродов при их производстве зубьями, установленными на тянущих роликах.

От электродвигателя 7 через жестко соединенный с ним посредством муфты 9 червячный редуктор 8 и цепную передачу, состоящую из звездочек 10 и цепи 11, вращение передается роликам 6, тянущим проволоку через осевое отверстие в шпинделе. Вращение шпинделя 3 также сообщается от электродвигателя 7 посредством плоскоромежной передачи через шкивы 12.

Во время работы станка противовесы 13 под действием собственных центро-

буживающих сил отклоняются от оси вращающегося шпинделя, а абразивные бруски 14, стремясь к оси шпинделя, прижимаются этими центробежными силами к перематываемой с барабана 2 на бабину сварочного автомата проволоке, очищая ее от ржавчины и загрязнений.

Изменением скорости вращения шпинделя автоматически изменяется усилие

Описанный способ очистки электродной проволоки значительно снизит себестоимость сварных работ, резко повысит качество сварных соединений и обеспечит надежную работу сварных конструкций.

**А. А. ТРУСОВ, А. С. КРЕПАК**

Ждановский металлургический институт

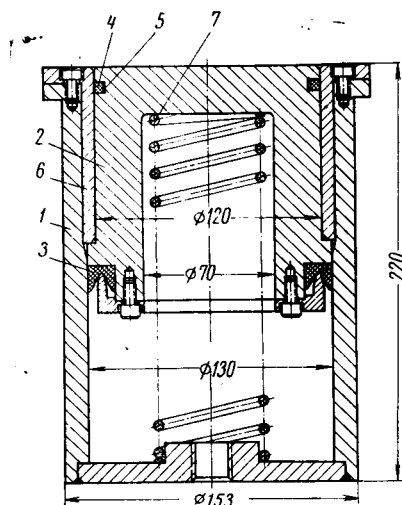
УДК 621.979—1/—9

## Маркетное устройство

НА УЛЬЯНОВСКОМ автозаводе изготовлено новое маркетное устройство для эксцентриковых прессов усилием 10—70 тс. Новая конструкция отличается от старой тем, что имеет вместо двух манжет один. В старой конструкции манжет был установлен в верхней части поршня, где в результате попадания мелкой грязи зеркало цилиндра получало задиры, что вело к быстрому износу манжета и перерасходу сжатого воздуха.

При установке шпильки выталкивателя штампа не по центру поршня при старой конструкции возникали перекосы, которые вели к тому, что нижний манжет пропускал сжатый воздух. По прекращении подачи сжатого воздуха поршень старой конструкции маркета падал под своей тяжестью, шпилька выталкивателя штампа выпадала, что вело к переналадке прессы и к простоям оборудования.

Маркет новой конструкции (см. рисунок) состоит из корпуса 1, поршня 2. Манжет 3 находится в зоне, куда не мо-



жет попасть грязь, так как она надежно защищена войлочным кольцом 4 и распирающей пружиной 5.

Задиры на внутренней поверхности втулки 6 и наружной поверхности поршня диаметром 120 мм на работу маркета не влияют, так как манжет изолирован от зоны, где происходят задиры и износ.

Чтобы поршень не падал под действием своего веса при прекращении подачи воздуха, предусмотрена пружина 7, которая поддерживает поршень в верхнем положении. Если шпилька установлена не по центру, перекоса поршня не возникает, так как его диаметр равен длине, и утечки воздуха не происходит.

В результате применения новой конструкции маркета сократились расход сжатого воздуха и простои оборудования, что дало 1,5 тыс. руб. условно годовой экономии.

**А. В. ЗИНКИН**

Ульяновский автозавод

УДК 629.113.066:621.43.04:629.113(—87)

## Диагностика электрооборудования автомобилей за рубежом

В НАСТОЯЩЕЕ время за рубежом широко распространено диагностическое оборудование, позволяющее оценивать техническое состояние автомобиля без снятия и разборки отдельных узлов и агрегатов.

Современное диагностическое оборудование представляет собой комплекс точных лабораторных приборов, объединенных в стенды различного назначения. Наиболее распространены стенды для проверки электрооборудования автомобилей и анализа состава отработавших газов, выпускаемые фирмами Сан (США), Криптон (Англия), Сурно (Франция), МЦ (Италия). Несмотря на обилие различных моделей и разного конструктивного исполнения, эти стенды содержат стандартный набор приборов и диагностические возможности их практически одинаковы.

Проверки осуществляются двумя основными методами: секторным и поэлементным. Первый предусматривает оценку работы систем в целом, второй — поиск неисправных элементов систем.

Диагностическое оборудование, выпускаемое зарубежными фирмами, может быть разделено на три основные группы: универсальные диагностические стенды для проверки электрооборудования и системы питания двигателя автомобиля; стенды для проверки и регулирования отдельных систем электрооборудования автомобиля; приборы для проверки и регулирования некоторых параметров изделий электрооборудования, входящих в ту или иную систему.

На специальных диагностических станциях применяется оборудование, на панелях которого расположены в минимальном количестве стрелочные инди-

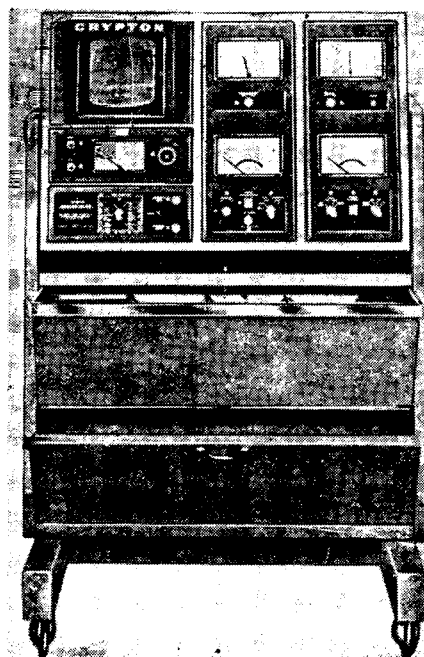


Рис. 1. Диагностический стенд фирмы Криптон, модель «Динаскоп»

каторы. Предполагается широкая автоматизация процессов проверки. Работа операторов сводится к подключению стенда к определенным точкам оборудования и заполнению контрольной карты. Подобные стенды выпускают фирмы Сурно (модель 1253), Сан (модель 1020), Криптон «Динаскоп» (рис. 1) и др. Фирма Гертнер, Фурмайстер и Ко (Австрия, ФРГ) выпускает стенд (модель 153) с программным управлением.

Универсальные стенды, предназначенные для работы в небольших автомобильных мастерских и на станциях обслуживания, монтируются из стандартных приборов. На рис. 2 представлен стенд фирмы Сурно (модель 1214). Приборы его легко снимаются, и их можно использовать отдельно. Подобные стенды выпускали, например, фирмы Сан (модель 200), МЦ (модель 1668). Общим недостатком таких конструкций является необходимость привлекать для работы со стендами персонал высокой квалификации, а также большая затрата времени на проверку.

На крупных диагностических станциях также считают целесообразным применять небольшие передвижные стенды для проверки систем питания и электрооборудования автомобиля. Обычно, кроме амперметра и вольтметра, они содержат нагрузочные угольные реостаты, а в приборах для проверки системы питания и реостат для изменения тока возбуждения генератора. Их выпускают фирмы Сан (модель BST-10), Сурно (модель 1491), Криптон (модель В.72).

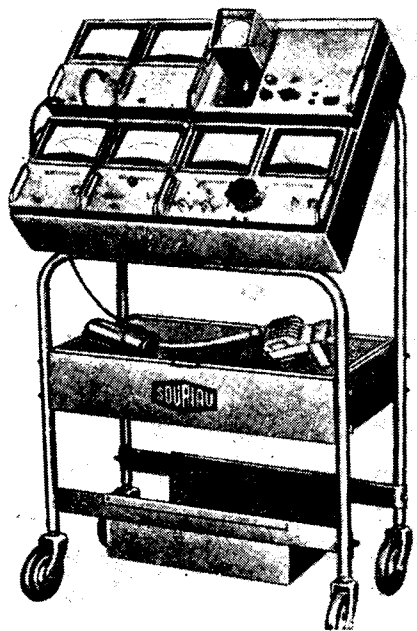


Рис. 2. Проверочный стенд фирмы Сурио, модель 1214

Возможность применения одной схемы подключения к оборудованию автомобиля для различных проверок используется в приборах, относящихся к третьей группе: вольтметре, тахометре, измерителе угла замкнутого состояния контактов (фирма Криптон, модель ВВ.63); тахометре и измерителе угла замкнутого состояния контактов (фирма Сан, модель ТДТ-216) и др.

Приборы для проверки правильности регулировки фар состоят из оптической системы, на экран которой с помощью системы линз и зеркал проектируется пучок света фар, и рамы для точной установки прибора относительно фары. Часть стендов снабжена измерителями яркости пучка света, по которой можно судить об оставшемся сроке службы лампы (фирма Бош, тип EFLE 31). Выпускаются приборы и без оптической системы — фары устанавливаются по тени на плоскости с делениями (фирма Криптон, тип В.45).

Анализ возможностей современных приборов для исследования систем электрооборудования автомобилей показывает, что наиболее полно проверяется система зажигания.

Осциллокопические анализаторы зажигания представляют собой упрощенные осциллографы для исследования стандартных импульсных процессов. Обычно исследуют напряжение на емкости первичного контура путем под-

ключения осциллокопа к контактам прерывателя или при помощи высоковольтного делителя напряжения, подключаемого к центральному проводу распределителя, просматривают процесс во вторичной цепи. По искажению формы различных участков кривых электрических процессов можно определить следующие неисправности системы: увеличенное или уменьшенное вторичное напряжение, отсутствие искрового разряда в свече, короткое замыкание витков катушки зажигания, пробой и утечку конденсатора, увеличенное переходное сопротивление контактов, биение или неравномерный износ кулачка и т. д. Осциллокопы позволяют проводить измерения с точностью до 10%, что не всегда приемлемо, поэтому для более точного анализа некоторые параметры (переходное сопротивление контактов и т. п.) определяют с помощью стрелочных приборов.

Анализ работы системы зажигания с помощью осциллокопа позволяет: проверить работу системы зажигания за минимальное по сравнению с другими методами проверки время; найти такие неисправности системы зажигания, которые иными методами проверки определить достаточно трудно; проверить системы зажигания на всех режимах ее работы.

Стробоскопические приборы применяются для контроля величины начального угла опережения зажигания и проверки работы автоматов опережения зажигания. В корпусе этих приборов, выполняемых обычно в форме пистолета, смонтированы неоновая или импульсная лампа с оптической системой и блок питания этой лампы. Разработаны приборы с питанием от батареи автомобиля (фирма Криптон, модель В.37; фирма Сурио, модель 1906) и от сети переменного тока (фирма Сан, модель RTL-55). Высокое постоянное напряжение, необходимое для питания стробоскопической лампы, получают от трансисторных преобразователей постоянного напряжения или выпрямляя переменное напряжение. Последние модели, например, входящие в комплект стенда Сан 1020, содержат также стрелочный прибор со шкалой в градусах для определения угла опережения зажигания и регулятор задержки импульса управления неоновой лампы.

В простейших моделях, называемых стробоскопическими, неоновая лампа вспыхивает синхронно с подачей искры в один из цилиндров двигателя, обычно первый. При проверке свет неоновой лампы направляют на метки на шкиве коленчатого вала и блоке двигателя. Состояние механизмов автоматов опережения зажигания определяют: по величине угла расхождения меток одной

относительно другой на определенных числах оборотов; по плавности перемещения меток одной относительно другой при разгоне и замедлении двигателя.

Несколько неудобен в этом случае отсчет величины угла опережения зажигания в градусах. Этот недостаток устранен в приборах с регулируемым временем задержки подачи импульса управления неоновой лампы.

Для ускорения проверки того или иного параметра фирма Криптон предлагает вместо обычных микроамперметров с различными шунтами применять для измерения токов индукционный измерительный прибор (модели В.20—В.22). При измерениях достаточно приложить такой прибор корпусом к проводу. Пределы измерений различных моделей 40—0—40, 500—0—500, 1500—0—1500 а.

При диагностировании карбюраторных двигателей не вызывает затруднений измерение числа оборотов коленчатого вала (прибор подключается к системе зажигания). Для измерения числа оборотов коленчатого вала дизелей фирма Криптон предлагает тахометр с фотоэлектрическим датчиком (модель В.407). Датчик с вмонтированной рядом с ним миниатюрной лампочкой подносится к вращающемуся шкиву коленчатого вала двигателя, на котором нанесена светлая метка. В момент освещения метки происходит изменение электрического сопротивления фотодатчика. Частота этих изменений пропорциональна числу оборотов коленчатого вала двигателя, величину которых и показывает стрелка прибора.

В перспективе для диагностики автомобилей будут применяться кибернетические устройства, подобные показанному на Чикагской выставке гаражного оборудования фирмой Кал-Эквипмент Ко. Это устройство позволяло за одну минуту проверять основные параметры двигателя и сравнивать их с данными завода-изготовителя без вмешательства оператора.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Говорущенко Н. Я. и др. Основы эксплуатационной диагностики автомобилей. Изд-во Харьковского университета, 1967.
2. Heidt O. E. «Kraftfahrzeug — Betrieb», 1967, 57, № 18, стр. 1138—1142, 1144—1148.
3. «Garage e officina», 1966, 14, № 153, стр. 62—71.
4. Stapleton Jim. «Motor service», 1967, February, стр. 50—51, 54, 56.
5. «Motor Service», 1967, February, стр. 62—63, 105, 108—110.

Канд. техн. наук В. Е. ЮТТ,  
В. И. СУБОТИН

Московский автомобильно-  
дорожный институт

В. А. Петров. Автоматическое управление бесступенчатых передач самоходных машин. Теория и техника. Изд-во «Машиностроение», 1968.

Успешное внедрение регулируемых бесступенчатых (гидрообъемных и фрикционных) передач на самоходных машинах в значительной степени определяется уровнем разработки методов исследования, расчета и проектирования систем управления совместной работой двигателя и передачи. В плане решения этой проблемы рецензируемая книга является фундаментальным пособием для инженеров, конструкторов и исследователей. В книге излагаются основы теории автоматического управления бесступенчатых передач самоходных машин и даются практические рекомендации по выбору оптимальных схем к расчету систем регулирования.

В главе I описаны основные элементы самоходной машины, образующие систему регулирования, и обоснован выбор оптимальной характеристики совместной работы двигателя с бесступенчатой передачей и автоматическим управлением при полной и частичной нагрузке. Автор впервые проводит четкое разграничение систем с активными бесступенчатыми передачами (характеризующих работу самоходных машин на транспортных режимах) и систем с пассивными бесступенчатыми передачами (характеризующих работу машин с технологическими агрегатами). Это позволяет выявить возможности улучшения эксплуатационных качеств самоходных машин за счет оптимального регулирования совместной работы двигателя и силовой передачи, а также четко сформулировать требования к параметрам системы регулирования машин с новыми типами двигателей (газотурбинными и др.).

Глава II посвящена бесступенчатым передачам с одной степенью свободы (гидрообъемным и фрикционным). Предложенные автором уравнения бесступенчатых передач наиболее полно учитывают функциональные связи, являются основой для решения главной задачи работы и могут быть использованы при расчете передач данного типа.

В главе III рассмотрены статика и динамика регуляторов угловой скорости и крутящего момента, в том числе и реагирующих на отклонение давления в гидрообъемных передачах. Значительный интерес представляют проведенные исследования и выведенные дифференциальные уравнения спектральных регулирующих устройств.

В главе IV дана общая методика составления структурных схем систем управления бесступенчатыми передачами и рассмотрена методика расчета тяговой и топливо-экономической характеристик самоходной машины с учетом параметров передачи и системы регулирования. Предложенные методы расчета и исследования существенно облегчают их практическое применение.

В главе V приведена методика выбора и анализа структурных схем систем регулирования. Автор выявил все возможные принципы действия систем управления, которые условно разделены на два класса: постоянной мощности и постоянной скорости. Из большого числа полученных систем на основании ана-

лиза отобрано для практического применения 10 систем класса постоянной мощности и 12 систем класса постоянной скорости. Решение этой задачи имеет важное практическое значение при выборе принципиальной схемы системы управления, при оценке существующих систем.

В главе VI на основании полученных ранее уравнений движения элементов систем и предложенной методики, анализа и выбора структурных схем составлены дифференциальные уравнения движения некоторых систем регулирования в целом. При помощи этих уравнений известными методами общей теории автоматического управления системы рассчитываются на устойчивость и оцениваются качества переходных процессов в малых отклонениях.

Глава VII посвящена теоретическому и экспериментальному исследованию некоторых конкретных систем автоматического управления, основанных на различных принципах действия. Важное значение имеют выявленные автором возможности улучшения переходных процессов путем применения различных корректирующих систем. Приведенные в этой главе результаты экспериментальных исследований достаточно убедительно подтверждают возможность использования в расчетах и при проектировании систем автоматического управления предложенных в книге аналитических зависимостей.

По содержанию книги необходимо сделать и некоторые замечания. При составлении дифференциального уравнения двигателя с учетом неуставившихся режимов работы автором не раскрыта физическая сущность коэффициента  $C_H$ , который является переменной величиной, поэтому попытка автора внести уточнения в этот вопрос осталась нерешенной.

Специфические условия эксплуатации самоходных машин с бесступенчатыми передачами требуют применения нелинейных методов исследования, позволяющих оценивать качество переходных процессов системы в больших отклонениях от равновесного состояния. В этом плане при переиздании книги требуется внести соответствующие дополнения, так как предлагаемые автором линейные уравнения не позволяют полностью решать упомянутую задачу.

Несмотря на эти замечания, рецензируемая книга содержит решение большого комплекса взаимосвязанных вопросов расчета и проектирования систем автоматического управления моторно-трансмиссионными установками самоходных машин с бесступенчатыми передачами и является ценным пособием для инженеров, конструкторов и исследователей.

Книга в значительной степени содержит изложение результатов оригинальных теоретических и экспериментальных исследований автора, и ее опубликование изд-вом «Машиностроение» является полезным и своевременным. Вызывает сожаление малый тираж книги — 3000 экз., вследствие чего уже в настоящее время она превратилась в библиографическую редкость. Учитывая актуальность изложенного в книге материала, ее следует переиздать, устранив отмеченные недостатки.

Канд. техн. наук Л. В. ГРИГОРЕНКО, Н. М. ГРИНГАУЗ

## Рефераты статей

УДК 621.43.401.7

Долговечность стационарного двигателя модели 320Б (320). Мозохин Н. Г., Воденисов А. Я. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

В результате 5000-часовых испытаний для основных деталей двигателей определены средние износы на 1000 ч работы. Вычислены эквиваленты 1 мото-ч работы в стационарных условиях пробега базовой модели (в км). Уточнены ранее определенные эквиваленты и долговечность деталей двигателей. Табл. 2. Библи. 2.

УДК 621.434.1:629.113

Методика определения доли свежей смеси в картерных газах четырехтактного карбюраторного двигателя. Круглов М. Г., Дмитриев В. П. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Изложена методика определения содержания свежего заряда в картерных газах карбюраторных двигателей. При ис-

следовании двигателя МеМЗ-966 по предлагаемой методике установлено, что состав картерных газов зависит от скоростного режима и что в них содержится 53—67% свежей смеси. Рис. 1.

УДК 621.434.1:629.113:624.042

Определение нагрузок, действующих на шатунные вкладыши двигателя ЗМЗ-21Д. Чапчаев А. А., Туляков В. М. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Приведены результаты динамических нагрузок на шатунные вкладыши двигателя ЗМЗ-21Д, действующие в диапазоне рабочих режимов двигателя. Предлагается методика экспериментального исследования нагрузок на шатунные вкладыши между лопастями вентилятора и кожухом. Табл. 3. Рис. 5.

УДК 621.43—712.3:629.113

Особенности аэродинамики и расчета автомобильных вентиляторов. Хмельницкий Э. Е. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Рассмотрено влияние на характеристику вентилятора заграждений, расположенных за ним, а также величины зазора между лопастями вентилятора и кожухом. Табл. 3. Рис. 5. УДК 629.113+629.113.004.67

Пути совершенствования авторемонтного производства. Малышев Г. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Изложены основные принципы организации авторемонтного производства и необходимые пути сотрудничества авторемонтных заводов с автозаводами.

УДК 629.113.028:629.113.073

О влиянии некоторых конструктивных параметров на проходимость полноприводных автомобилей. Коротыш Н. И., Щуклин С. А., Эзрохи Х. Л. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Изменения в конструкции трехосного автомобиля КраЗ-255Б значительно расширили сферу его эффективного использования по сравнению с автомобилем КраЗ-214Б. Четырехосная конструкция обеспечила автомобилю НАМИ-058 снижение осевых весов, увеличение тяговых возможностей двигателя, наилучшую плавность хода и способствовала получению высоких скоростей в различных условиях движения. Табл. 3. Библ. 3.

К вопросу о динамике систем с гидродинамической передачей. Анохин В. А., Харитонов Н. П. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Рассмотрены вопросы динамики систем с гидродинамической передачей. Проведен анализ влияния характеристики двигателя, прозрачности гидропередачи и темпа изменения нагрузки в силовой цепи на соотношение ускорений инерционных масс, разделенных гидродинамической передачей. Рис. 2. Библ. 6.

УДК 671.43.044.6:629.113:534

О продольных колебаниях, возбуждаемых карданной передачей. Тарасов А. Я., Усольцев В. Р. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Рассматривается частный случай возбуждения карданной передачей продольных колебаний. Размах продольных колебаний пропорционален боковому биению деталей карданной передачи и углу между карданным валом и соединяемыми с ним валами. Рис. 2. Библ. 3.

УДК 629.113—592.001.4

Изменение величины тормозного момента при периодических торможениях автомобильным тормозом. Коренчук Н. Ф. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Характер изменения величины тормозного момента при периодических торможениях — производная фрикционной пары и тормозного привода автомобиля и механизма тормоза. Только взаимное увязание изменение свойств фрикционной пары и силового воздействия механизма тормоза и тормозного привода может обеспечить оптимальный закон изменения величины тормозного момента. Табл. 2. Рис. 4. Библ. 6.

УДК 629.113.075.001.5

Исследование поворота двухосного автомобиля с различными типами привода на ведущие колеса. Пирковский Ю. В., Растегаев Л. Г., Каменев В. Д. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Предложены аналитические зависимости, определяющие изменение мощности, затрачиваемой на поворот автомобиля с колесной формулой 4×4 в зависимости от типа привода и ведущим колесам. Изменение мощности связано с наличием боковых сил, вызывающих увод шин, и перераспределением крутящего момента по ведущим мостам автомобиля. Рис. 2. Библ. 6.

УДК 629.113.012.55.001.5

Определение жесткости и неупругого сопротивления шины в окружном направлении. Дербаремдкер А. Д., Бородин Ю. И. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Описана методика определения жесткости и неупругого сопротивления шины в окружном направлении. Приведены результаты экспериментов. Рис. 3. Библ. 5.

УДК 621.43—713:629.113

Новая отраслевая норма по термостатам с твердым наполнителем. Мишкин М. Л., Хмельницкий Э. Е. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Изложены преимущества термостатов с твердым наполнителем и прямым ходом клапана, обоснованы исходные данные и описано основное содержание новой отраслевой нормы ОН 025 284-68 по этим термостатам. Рис. 1.

УДК 62—762.63.002.54

Измеритель радиальных усилий манжетных уплотнений. Крайнев А. Л. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Рассматривается конструкция и работа прибора, позволяющего быстро провести измерение величины усилия прижатия рабочей кромки манжеты к уплотняемому валу и названного измерителем радиальных усилий. Рис. 2.

УДК 621.785.545

Тиристорный преобразователь повышенной частоты для индукционных закалочных установок. Шепеляковский К. З., Воскресенский В. В., Лапшин М. П., Сухин С. С., Чудновский В. С., Орловский А. Г., Розенталь Г. А., Степин А. Л. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Сравниваются тиристорный преобразователь частоты и электромагнитный. Описаны силовая схема, схемы управления и защиты тиристорного преобразователя мощностью 100 кВт частотой 2500 гц, для индукционной закалочной установки. Рис. 4.

УДК 667.661.92:629.113.001.24

Равномерность нагрева изделий в радиационно-конвективной сушильной установке с низкотемпературными панельными излучателями. Сенькевич Э. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Предложена упрощенная методика расчета нагрева изделий в радиационно-конвективной сушильной камере с низкотемпературными панельными излучателями. В сушильной камере обеспечивается максимально равномерное распределение температур по изделию. Табл. 1. Рис. 1. Библ. 7.

УДК 629.113.012.853+401.7

Внутренние дефекты металла и их влияние на долговечность листовых автомобильных рессор. Вуйнов А. Ф. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Долговечность рессор тем ниже, чем грубее полосчатость в микроструктуре и расслоение металла, вызываемые дендритной ликвиацией, образующейся в процессе рекристаллизации стали. При производстве рессорной стали необходимо принимать меры к устранению или ограничению дендритной ликвиации. Табл. 4. Рис. 3. Библ. 3.

УДК 621.922

Разработка и использование абразивно-доводочных материалов, Масловский В. В. «Автомобильная промышленность», 1969, № 12.

Рассматриваются некоторые вопросы выбора количества и качества микропорошков для приготовления абразивно-доводочных материалов по обработке стальных деталей твердостью HRC 25—70. Табл. 1. Рис. 3. Библ. 3.

УДК 621.789

Упрочнение стали 50ХГ при деформационном старении. Котикс М. А. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1. Разработана новая технология изготовления рессор из стали 50ХГ, упрочненных деформационным старением. Новая технология значительно проще. Прочность рессор, изготовленных новым методом, выше. Табл. 2. Рис. 2.

УДК 629.113.012.853:621.785.6

Метод закалки рессор большой грузоподъемности, изготовляемых из стали 60С2. Шаля М. А., Геримин Р. С. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Для закалки рессорных листов из стали 60С2 толщиной больше 13 мм на Синельниковском заводе им. Коминтерна изготовлены специальные штампы, спрейер и изменена конструкция гибочного закалочного агрегата ЮО-92. Рис. 2. Библ. 3.

УДК 621.43—233.13:621.822.004.62

Влияние некоторых технологических факторов на неравномерность износа коренных подшипников коленчатого вала. Цой Н. М., Гурвич И. В. «Автомобильная промышленность», 1970, № 1.

Исследовано влияние величины погрешности взаимного расположения сопряженных деталей и разности зазоров на неравномерность износа коренных подшипников коленчатого вала двигателей ГАЗ-51 и ГАЗ-69. Найдены допустимые исходные величины на несоосность опоры под вкладыши в блоке, на биение коренных шеек и разность зазоров в подшипниках. Табл. 1. Рис. 2. Библ. 2.



# Рассчитаны на долгую, безупречную работу и к тому же красивы



## ГРУЗОВОЙ АВТОМОБИЛЬ ZUK A-13

Автомобиль предназначен для перевозки самых различных грузов весом до 900 кг. Наибольшая эффективная мощность двигателя 70 л. с. позволяет достичь отличных показателей при перевозке, а также обеспечивает хорошее ускорение, возможность легкого хода на подъемах и среднюю скорость 90 км/ч. Автомобиль ZUK A-13 используется, главным образом, для перевозки заготовительных товаров торговой сети. Конструкция этого автомобиля современна и прочна.

## АВТОФУРГОН ZUK A-06

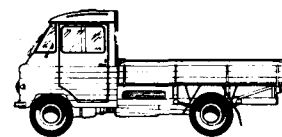
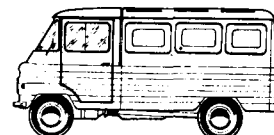
Этот автомобиль является модификацией грузового автомобиля ZUK A-13. Кузов типа фургон с хорошими уплотнениями предназначен для перевозки штучных грузов, требующих предохранения от пыли и дождя. Погрузка и выгрузка осуществляются также через дополнительную боковую дверь. Этот автомобиль может изготавливаться с окнами в загрузочном помещении. Ходовые качества автофургона те же, что у грузового автомобиля ZUK A-13.

## ГРУЗОВОЙ АВТОМОБИЛЬ ZUK A-11

Автомобиль является усовершенствованной моделью автомобиля ZUK A-03. У него открытая бортовая платформа, что позволяет увеличить полезную площадь для груза. Кузов несколько приподнят, чтобы уничтожить выемки для колес. Благодаря этому площадь кузова увеличивается и загрузка упрощается. Автомобиль предназначен для перевозки штучных грузов, ящиков и даже сыпучих материалов весом до 950 кг.

## ПОЖАРНЫЙ АВТОМОБИЛЬ ZUK A-14

Этот автомобиль служит для ликвидации пожаров жидкими химическими средствами из бака, а также водой, подводимой от водопроводной сети или другого источника. В кузове предусмотрено противопожарное оборудование и трехместное отделение для команды. Соответствующее эффективное снаряжение, маневренность и скорость автомобиля говорят о высоких качествах этой модели.

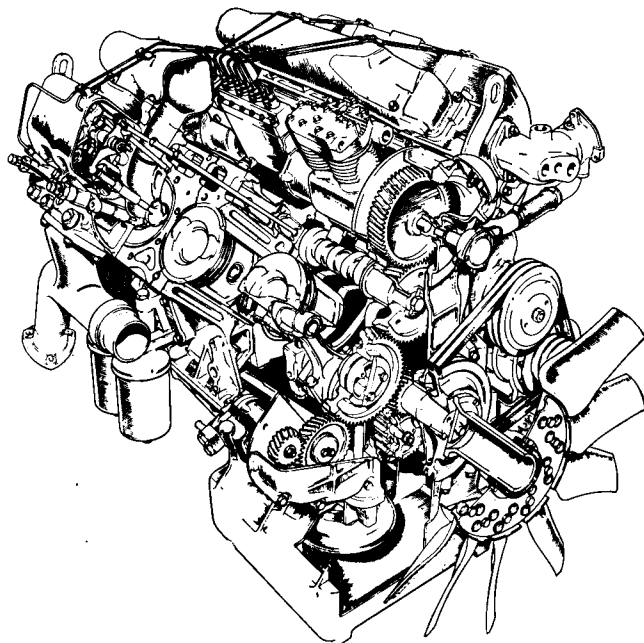
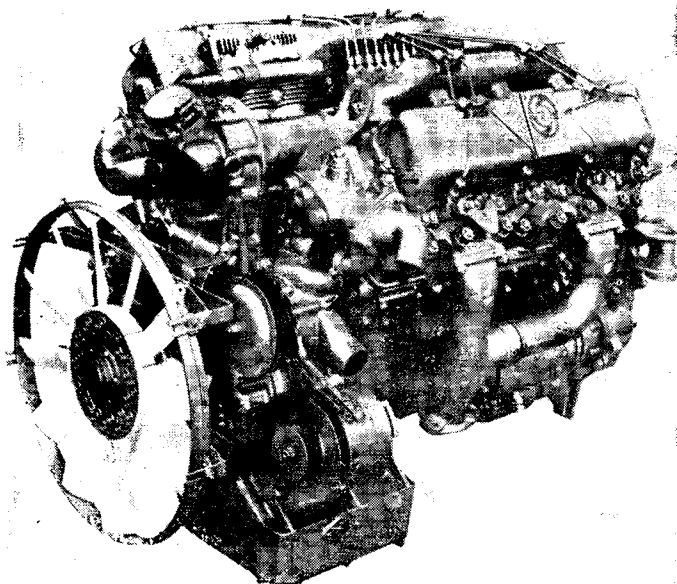


Каждый автомобиль, предлагаемый объединением POL-MOT отличается большой прочностью и рассчитан на длительный срок службы в самых неблагоприятных условиях.

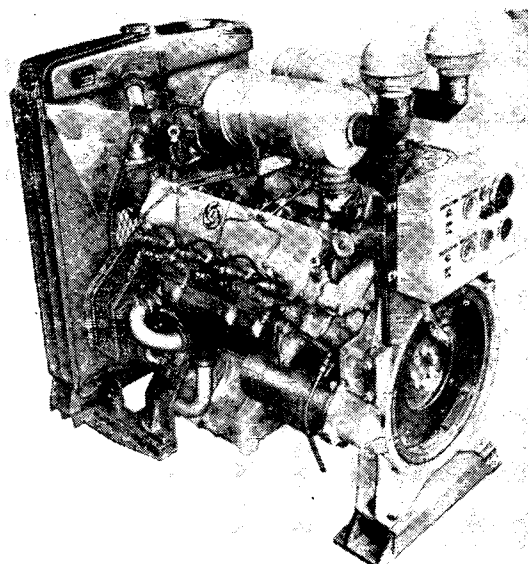
**ПОЛЬ—МОТ**

Варшава, ул. Сталинградска, 23  
Польша

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12.  
Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51). В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»



## **Дизель V8 серии 801** **мощностью 277 л.с.,** **выпускаемый фирмой** **БРИТИШ ЛЕЙЛАНД**



Восьмицилиндровый V-образный дизель, изготовленный английской фирмой Бритиш Лейланд, предназначен для автомобильного транспорта и промышленных целей. Благодаря весу значительно выше, чем у других дизелей подобного типа. Дизель обладает способностью создавать высокий момент при низком числе оборотов, обслуживание его при работе дизеля V8 серии 801 в течение длительного срока службы.

английской фирмой Бритиш Лейланд, предназначен для автомобильного транспорта и промышленных целей. Благодаря весу значительно выше, чем у других дизелей подобного типа. Дизель обладает способностью создавать высокий момент при низком числе оборотов, обслуживание его при работе дизеля V8 серии 801 в течение длительного срока службы.

Дополнительные сведения по данному дизелю, а также по другим дизелям производства фирмы БРИТИШ ЛЕЙЛАНД, можно получить от нашего Отдела технического обслуживания.

| Показатели                                        | DIN 70020 | DIN 6270<br>(непрерывный режим) |
|---------------------------------------------------|-----------|---------------------------------|
| Мощность в л. с. . . . .                          | 277       | 201                             |
| Число оборотов в минуту . . . . .                 | 2600      | 2200                            |
| Крутящий момент в кгс/м при 1400 об/мин . . . . . | 88,6      | 70,8                            |

Отделение специальных продуктов



**Special Products Division**

Leyland PR5 ISN England.

Tel: Leyland 21400 Telex 67655

Запросы на проспекты и их копии просим направлять по адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12.  
 Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51). В.О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

Вологодская областная универсальная научная библиотека

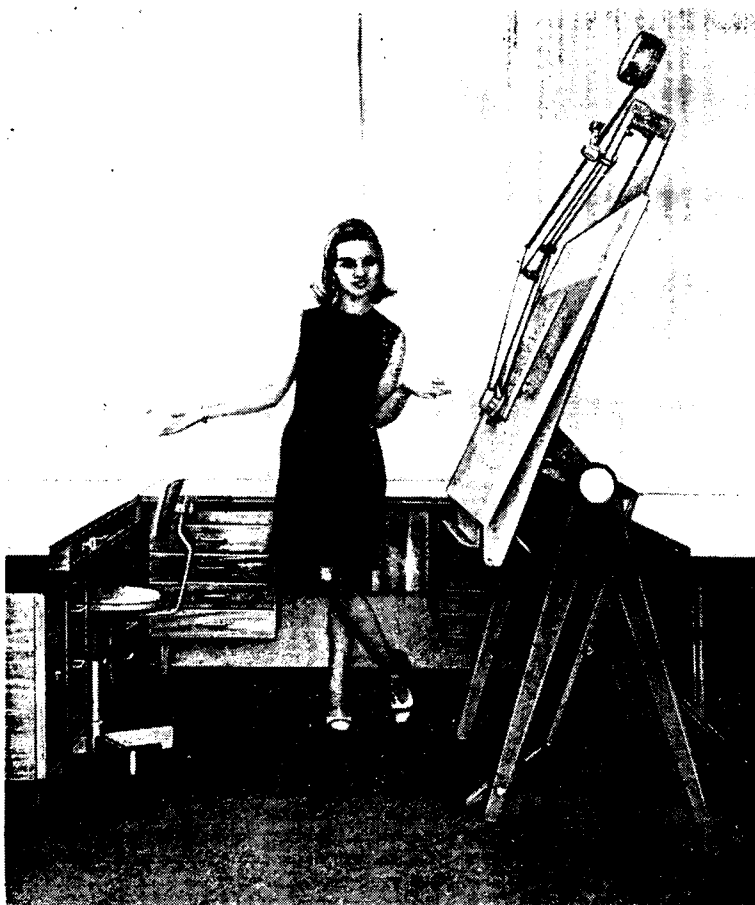
[www.booksite.ru](http://www.booksite.ru)



# REISS

## Оборудование рабочего места Вашего конструктора

Вы создадите своим конструкторам оптимальные рабочие условия,  
снабдив их рабочие места оборудованием фирмы REISS



Представительство в СССР: Торгпредство ГДР в СССР, Москва, ул. Донская, 46.

Изготовитель:

VEB KOMBINAT ZENTRONIK  
Bad Liebenwerda DDR

Импортёр: В/О «РАЗНОЭКСПОРТ»

Экспортёр:

Deutsche Export- und Importgesellschaft



Запросы на проспекты и их копии просим направлять по  
адресу: Москва, К-31, Кузнецкий мост, 12. Отдел промыш-  
ленных каталогов ГПНТБ СССР (тел. 220-78-51).  
В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»

mbH DDR 102 Berlin,  
Schicklerstr. 7 PÖB 1504

Германская Демократическая  
Республика