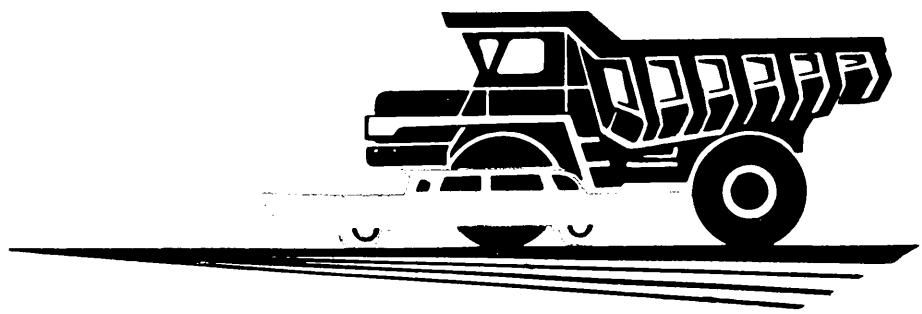


**А**

**АВТОМОБИЛЬНАЯ  
ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

**1978**

**10**



# СОДЕРЖАНИЕ

- В. А. Фаустов, Е. А. Устинов, В. А. Кузин — Всемерно приумножать вклад изобретателей и рационализаторов в технический прогресс автомобилестроения . . . . . 1

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- К. С. Куликов, Г. П. Чупин — Комплексная система управления качеством продукции на предприятиях отрасли . . . . . 3

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- А. В. Костров, А. М. Колпаков — Исследование теплоотдачи от выпускных газов в стенки патрубков, расположенных в головке блока двигателя . . . . . 5  
Б. А. Азимов, И. Б. Гурвич, В. И. Чумак — Исследование методов восстановления работоспособности двигателей ЗМЗ-53 . . . . . 8  
К. М. Афанасьев — Каталитический нейтрализатор для карьерных автомобилей-самосвалов . . . . . 10  
Е. Н. Зайченко, А. П. Меренков, В. А. Петренко, В. Г. Сидлер — Исследование распределения потока в системах охлаждения двигателей и агрегатов автомобилей . . . . . 11  
А. М. Петренко, Г. Н. Коптелов, М. М. Гуров, А. П. Макаров — Стенд для исследования характеристик шин грузовых автомобилей большой грузоподъемности . . . . . 14  
Г. Ш. Шармазанов, А. Н. Мучаидзе, В. П. Жевтунов, А. С. Саверский — О нагруженности подшипников ступиц ведомых колес автомобиля . . . . . 16  
В. В. Бекман — Предельная скорость гоночного автомобиля на поворотах . . . . . 17  
З. Л. Сироткин, Н. К. Крыжановский — Особенности проектирования гидроцилиндров опрокидывающего механизма автомобилей-самосвалов . . . . . 18  
А. С. Терехов, П. П. Заскалько, В. И. Некрасов — Расчет стойкости зубчатых зацеплений против заедания с учетом несущей способности масел . . . . . 20  
М. А. Петров, Ю. В. Тюнев — Экспериментальное исследование радиуса качения тормозящего колеса . . . . . 22  
А. В. Гаршина, Е. М. Кузнецов, В. И. Лукьянова, В. А. Петров, М. Р. Пятакова — Унификация вспомогательных автомобильных электродвигателей . . . . . 24  
Е. А. Малинина, А. А. Быков, М. А. Цимбалюк — Влияние схемы установок кондиционеров воздуха на топливную экономичность автобуса . . . . . 26

## ТЕХНОЛОГИЯ

- И. И. Прокофьева, М. В. Тараторина, М. Л. Хина, К. У. Комарова, Ю. Н. Сергеев, В. И. Пустовалов, О. А. Ганаго, Г. М. Безруков — Сокращение расхода проката путем применения стали непрерывной разливки для штамповки автомобильных деталей . . . . . 27  
В. Н. Бунтов, А. Б. Новиков, Ю. А. Легенкин, В. С. Новиков, О. А. Орлова — Нанесение регулярного микрорельефа методом вибронакатывания на гильзах цилиндров дизелей . . . . . 29  
В. Н. Сизов, Г. Ф. Скобелин, Н. И. Бех, Ю. В. Протасов, А. А. Шмонин — Автоматическая линия безопочной формовки . . . . . 30  
А. В. Зарецкий — Влияние профилирования шлифовальных кругов на съем припуска при двустороннем торцешлифовании . . . . . 32  
Н. В. Емец — О рациональном выборе шейки вала, обрабатываемого на многокруговом станке, для контроля прибором активного контроля . . . . . 34  
Т. Г. Демидова, В. Н. Глущенко, В. М. Зинченко, Г. А. Кондрашева — Влияние химического состава и микроструктуры упрочненного слоя на свойства стали 40Х после низкотемпературной нитроцементации . . . . . 34

## ИНФОРМАЦИЯ

- А. В. Эрвайс — Высокопрецизионные приборы для аттестации и измерения длин . . . . . 36  
С. И. Кобылянский — Стенд для обкатки и испытания ведущих мостов автомобилей КамАЗ . . . . . 39  
В. К. Замятин, В. Г. Силуянов — Новые решения в области сборки изделий Автомобилестроение за рубежом . . . . . 43  
Е. А. Устинов, В. А. Кузин — Солдат революции, организатор производства И. С. Гагин . . . . . 44  
Новости в технологии машиностроения за рубежом . . . . . 45  
К 70-летию Д. П. Великанова . . . . . 47  
Рефераты статей . . . . . 47

Главный редактор Е. А. БАШИНДЖАГЯН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

- И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечевистов, К. П. Иванов, Ю. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купсев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, Ю. М. Немцов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Издательство «Машиностроение»

Технические редакторы Л. П. Гордеева и Н. В. Тимофеевко . . . . . Корректор И. М. Борейша

Сдано в набор 07.08.78. . . . . Подписано в печать 22.09.78. . . . . Т-18007.  
Формат 60×90<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. . . . . Печать высокая. . . . . Усл. печ. л. 6,0. . . . . Уч.-изд. л. 9,85.  
Тираж 15787 экз. . . . . . . . . . . Заказ 2738.

Адрес редакции: 103012 Москва, К-12, пр. Сапунова, 13/15, 4-й этаж, комн. 424 и 427  
Тел.: 228-48-62 и 298-89-18

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

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1978

Тод издания XLIV

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА  
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113.001

## Всемерно приумножать вклад изобретателей и рационализаторов в технический прогресс автомобилестроения

В. А. ФАУСТОВ, Е. А. УСТИНОВ, В. А. КУЗИН

Министерство автомобильной промышленности, НИИТавтопром

**В** ПРЕТВОРЕНИИ в жизнь решений XXV съезда КПСС значительная роль принадлежит изобретателям и рационализаторам — неутомимым поборникам технического прогресса.

В приветствии Центрального Комитета КПСС V съезду Всесоюзного общества рационализаторов и изобретателей, состоявшемуся в апреле 1978 г., говорится, что массовое движение изобретателей и рационализаторов — примечательная черта социалистического общества, в котором творческое отношение к труду становится жизненной потребностью человека, его нравственной нормой.

Большой вклад в развитие технического прогресса в автомобилестроении вносят изобретатели и рационализаторы, работающие на предприятиях и в научно-исследовательских организациях отрасли.

В третьем году десятой пятилетки в системе Министерства автомобильной промышленности имеется более 200 служб, возглавляющих изобретательскую и рационализаторскую работу, с общей численностью 1,5 тыс. чел. и 92 патентные службы.

На предприятиях и в организациях отрасли проводится социалистическое соревнование за достижение лучших показателей по изобретательской, рационализаторской и патентно-лицензионной работе, проходят конкурсы на лучшее предложение по экономии металла.

В последние годы в научно-исследовательских, проектно-конструкторских организациях и на крупных предприятиях отрасли заметно улучшилась творческая деятельность новаторов, направленная на совершенствование существующих и создание новых приборов, оборудования и технологических процессов, выполненных на уровне изобретений, защищенных авторскими свидетельствами. Это дало возможность повысить уровень изобретательно-рационализаторской работы в отрасли. Анализ показывает, что движение изобретателей и рационализаторов с каждым годом расширяется и экономия средств от внедрения новшеств в производство увеличивается (см. таблицу).

Предприятиями и организациями отрасли в 1977 г. было подано в Государственный комитет по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР 1670 заявок на предполагаемые изобретения, из них 401 заявка — научно-исследовательскими институтами и конструкторскими бюро. Получено 844 положительных решения, в том числе 166 — на заявки от научно-исследовательских институтов и конструкторских бюро. Качество заявок значительно улучшилось: выдача положительных решений в 1977 г. составила 50,7%, что выше среднего по стране (43%).

Внедрение изобретений повышает технический уровень и кон-

Показатели	Пятилетка		1977 г.
	восьмая	девятая	
Число авторов изобретений и рационализаторских предложений в тыс. чел. . . . . .	65	90	103
Количество используемых рационализаторских предложений в тыс. шт. . . . . .	265,5	312,6	69,3
Число изобретений в шт. . . . . .	2670	4450	1081
Экономия от внедрения изобретений и рационализаторских предложений в млн. руб.:			
всего . . . . .	171,5	261	71,6
в том числе от внедрения изобретений . . . . .	10,5	19,8	12,7
Экономия на одно изобретение в тыс. руб. . . . .	12,3	16,5	31

курентоспособность автомобилей. Так, в отдельных конструкциях грузовых автомобилей ЗИЛ и МАЗ и технологии их производства реализовано большое количество изобретений, защищенных авторскими свидетельствами. Использование изобретений способствовало присвоению государственного Знака качества грузовым автомобилям ЗИЛ-130, ЗИЛ-131, ГАЗ-53А, ГАЗ-66, МАЗ-500А, МАЗ-503А, БелАЗ-540А, «Урал-375Д», КраЗ-255Л, легковому автомобилю ВАЗ-2101 «Жигули», автобусу ПАЗ-672 и др.

Министерство автомобильной промышленности систематически рассматривает вопросы использования изобретений при формировании планов освоения новой техники, а также планов научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ. В Государственном плане развития народного хозяйства СССР в плане новой техники Министерства автомобильной промышленности на 1977 г. в разделе «Первые промышленные серии» насчитывалось 876 изобретений. В план развития и использования изобретений на 1977 г. было включено 779 изобретений, а в тематические планы научно-исследовательских институтов и конструкторских бюро 673 изобретения.

Учитывая огромное значение экономии материально-технических ресурсов в народном хозяйстве, изобретатели и рационализаторы отрасли особое внимание уделяют разработке и внедрению мероприятий по экономии металла.

Так, изобретение «Штамп для вытяжки крупногабаритных изделий» И. М. Носовецкого, Г. Д. Скворцова и других сотрудников НИИТавтопрома, защищенное авторским свидетельством № 556873, внедрено на Автозаводе им. Ленинского комсомола для штамповки брызговика крыла. Этим изобретением решается проблема создания штампа новой конструкции, позволяю-

шего сократить на 1,8 кг массу исходной заготовки, что в расчете на годовую программу автозавода составляет 352 т листового проката. Годовой экономический эффект равен 72 тыс. руб.

Изобретение «Антифрикционный спеченный материал на основе железа» В. П. Пшеннова, З. А. Воеводина и др. (НИИТ-автомобль), защищенное авторским свидетельством № 564356, внедрено на Заволжском моторном заводе им. 50-летия СССР. Проведенные испытания показали, что износостойкость направляющих втулок клапанов двигателей ЗМЗ-53 и ЗМЗ-66, изготовленных из нового материала с добавкой дисульфида молибдена в количестве 5%, выше износостойкости стандартных втулок в 2—3,5 раза. Внедрение технологии изготовления направляющих втулок клапана из материала с 5% дисульфида молибдена обеспечивает моторесурс двигателей ЗМЗ до первого капитального ремонта, равный 250 тыс. км. Годовой экономический эффект на программу выпуска двигателей в 1977 г. составил 247 тыс. руб. Подобных примеров в отрасли много.

От внедрения предложений новаторов в 1977 г. получена экономия 56,6 тыс. т черного и цветного металла, в том числе более 7338 т по Московскому автозаводу им. И. А. Лихачева, более 7064 т по Горьковскому автозаводу, 4767 т по Кременчугскому автозаводу им. 50-летия Советской Украины, 3622 т по Волжскому заводу им. 50-летия СССР, 2713 т по Автозаводу им. Ленинского комсомола, 1146 т по Ярославскому объединению «Автодизель».

Высокие результаты по внедрению изобретений и рационализаторских предложений достигнуты на заводах подшипниковой и других подотраслей Министерства, в ведущих производственных объединениях «ЗИЛ», «ГАЗ», «УралАЗ», «БелавтоМАЗ» им. 60-летия Великого Октября, «Автодизель». Так, изобретатели и рационализаторы производственного объединения «ГАЗ», претворяя в жизнь решения XXV съезда КПСС, досрочно выполнили юбилейные социалистические обязательства и достойно встретили 60-летие Великой Октябрьской социалистической революции. В 1977 г. они внесли свыше 11 тыс. рационализаторских предложений, внедрили в производство 7887 предложений и 102 изобретения с годовой экономией 6,9 млн. руб. Новаторы объединения, составляющие более 21 тыс. членов ВОИР, сэкономили тысячи тонн черного и цветного металла, снизили трудоемкость изготавливаемой продукции на 730,6 тыс. нормо-часов. В объединении по творческим планам повышения эффективности и качества работы соревнуются более 2300 рационализаторов и 300 комплексных бригад. Инициаторами этого соревнования стали бригады рационализаторов А. И. Носова, и А. П. Новского. Повысили активность молодые рационализаторы. Они внесли более 2,5 тыс. рационализаторских предложений, из которых 1600 внедрены в производство с годовой экономией 742 тыс. руб.

В последнее время улучшилась патентно-лицензионная работа. В 1978 г. предприятиями и организациями отрасли патентуется более 126 изобретений с целью продажи лицензий за рубежом.

Вместе с тем в изобретательской, рационализаторской и патентно-лицензионной работе имеются недостатки. Такие предприятия, как Одесский и Фрунзенский автосборочные заводы, Свободненский завод «Автозапчасть», Курганский автобусный завод, Серпуховский мотозавод, Шуляйский велосипедно-моторный завод «Вайрас», Челябинский кузнечно-прессовый завод, Тринадцатый государственный подшипниковый завод, в течение ряда лет недостаточно внимания уделяют внедрению изобретений.

На Ульяновском автозаводе им. В. И. Ленина многие годы находится на внедрении изобретение сотрудников НАМИ «Коническая зубчатая передача с заполненным зацеплением зубьев», использование которой способствует увеличению в 2—3 раза долговечности шестерен редукторов заднего моста и снижению их металлоемкости на 25%. Нередки случаи, когда нарушаются сроки освоения закупленных лицензий.

На отдельных предприятиях слабо развивается производственно-экспериментальная база для новаторов. Отсутствие должного внимания к развитию новаторства со стороны хозяйственных руководителей и общественных организаций приводит подчас к задолженности по внедрению предложений прошлых лет, невыполнению плановых показателей по экономии средств от изобретательства и рационализации, в ряде крупных цехов заводов не созданы советы ВОИР, не налажена агитация и пропаганда передовых достижений новаторов. Ряд научно-исследовательских, проектно-конструкторских и технологических организаций оказывают недостаточную практическую помощь изобретателям и рационализаторам во внедрении их предложений, слабо укрепляют связи науки с производством. На развитие рационализации и изобретательства отрицательно влияют случаи задержки подсчета экономии, несвоевременной выплаты вознаграждений авторам внедренных в производство предложений.

Все указанные недостатки — следствие слабого руководства изобретательской, рационализаторской и патентно-лицензионной работой со стороны отдельных главных инженеров промышленных и производственных объединений, предприятий, организаций, неудовлетворительной работы ряда патентных служб и бризгов, недоукомплектования их квалифицированными кадрами.

Министерством автомобильной промышленности в последнее время осуществлен ряд мер по улучшению изобретательской и рационализаторской работы на предприятиях и в организациях отрасли. В частности, совместно с Государственным комитетом по делам изобретений и открытий при Совете Министров СССР и Центральным советом ВОИР разработаны для этих целей соответствующие рекомендации, в том числе:

— простить инвентаризацию находящихся на учете изобретений, принять меры, обеспечивающие включение их в соответствующие планы новой техники производственных объединений и предприятий отрасли, обратить особое внимание на патентуемые изобретения, и дать предложения о включении наиболее эффективных изобретений в Государственный план развития народного хозяйства СССР;

— рассмотреть темы, включенные в тематические планы, планы НИР и ОКР на 1978 г., для полного отражения изобретений, защищенных авторскими свидетельствами в СССР и патентами за рубежом, с последующим включением их в планы по освоению новой и повышению качества выпускаемой продукции, по внедрению прогрессивной технологии, механизации и автоматизации производственных процессов;

— рассмотреть тематику внедряемой новой техники на основе договоров между предприятиями и институтами с целью выявления использованных в них изобретений с определением доли экономии, полученной от изобретений;

— рассмотреть изобретения, внедренные в 1974—1977 гг., для выявления экономической эффективности, полученной от их использования, и внесения в государственную отчетность экономии, которая не была отражена в ней;

— обеспечить ориентацию разработчиков на создание новых объектов, превосходящих современный технико-экономический уровень;

— разработать методику определения экономической эффективности от использования изобретений, создающих экономию средств в эксплуатации;

— научно-исследовательским институтам и проектно-конструкторским организациям направлять рекомендации по новым разработкам, выполненным с использованием изобретений, на предприятия отрасли для использования;

— создать при патентном отделе НИИТавтопрома группу анализа и расчета экономической эффективности от использования изобретений и рационализаторских предложений;

— советам ВОИР производственных объединений, предприятий и организаций отрасли:

а) совместно с администрацией и общественными организациями предприятий и организаций наметить и осуществить меры, направленные на выполнение и перевыполнение принятых социалистических обязательств по созданию рационализаторского фонда пятилетки;

б) шире вести пропаганду творческого опыта лучших изобретателей и рационализаторов, передовых методов изобретательской и рационализаторской работы предприятий и организаций;

в) усилить общественный контроль за своевременным использованием в промышленности изобретений, направленных на повышение эффективности производства и качества продукции.

Все эти меры должны послужить значительному подъему работы новаторов в отрасли.

Заслуги новаторов производства велики, и мы вправе гордиться ими, но впереди еще много нерешенных проблем. Усилия рационализаторов и изобретателей направлены на то, чтобы сделать третий, ударный год десятой пятилетки годом резкого повышения производительности труда и эффективности производства. Партия призывает сосредоточить внимание новаторов на решении коренных проблем технического совершенствования и интенсификации производства, на разработке и внедрении высокопроизводительных средств механизации и автоматизации, прогрессивной технологии, научной организации труда и производства, активнее бороться за рациональное использование топлива, металла, электроэнергии, сырья и материалов, приумножение всех народных богатств.

Возможности к поиску и находкам во всех этих направлениях открыты у нас каждому изобретателю и рационализатору.

Изобретатели и рационализаторы автомобильной промышленности полны решимости с честью выполнить наказ нашей партии — отдать все свои силы и знания успешному выполнению исторических решений XXV съезда КПСС.

## Комплексная система управления качеством продукции на предприятиях отрасли

К. С. КУЛИКОВ, Г. П. ЧУПИН

НАМИ

**В**НЕДРЕНИЕ комплексной системы управления качеством продукции (КС УКП) на предприятиях автомобилестроения способствует существенному ускорению всей работы по повышению технического уровня, надежности и долговечности автомобилей. Планирование уровня качества, сбор и обработка информации о фактическом уровне качества и сравнение его с заданным, выработка управляющих воздействий по обеспечению заданного уровня качества продукции и другие элементы являются составной частью действующих систем УКП на ведущих предприятиях отрасли.

Министерством автомобильной промышленности определен ряд организационно-технических мероприятий по разработке и внедрению комплексной системы УКП на предприятиях отрасли. Функции головной организации для научно-методического руководства и координации работ по разработке комплексной и отраслевой систем УКП возложены на НАМИ, где для этих целей создана центральная лаборатория управления качеством. Определены базовые и координирующие организации по разработке таких систем в подотраслях — ВНИПП, НИИавтоприборов и ВНИИмотопром. Методическое руководство разработкой КС УКП в области совершенствования технологии автомобилестроения, метрологического обеспечения и решения основных вопросов организации и экономики автомобильного производства возложено на НИИТавтопром.

Для руководства всей работой по управлению качеством создан отраслевой координационный совет, в который входят ведущие специалисты отрасли и представитель Госстандарта СССР.

В мае 1976 г. Министерством автомобильной промышленности был утвержден и согласован с Госстандартом СССР координационный план разработки и внедрения комплексной системы УКП на предприятиях автомобилестроения и в отрасли в целом, в котором определены этапы и сроки проведения работ.

Предприятия отрасли, на которых должна быть внедрена система, разделены по группам по выпускаемой продукции. В группах выделены опорные предприятия, наиболее подготовленные к внедрению системы: по грузовым автомобилям — Московский им. И. А. Лихачева, Минский, Кременчугский им. 50-летия Советской Украины, Кутаисский им. Г. К. Орджоникидзе, Уральский и Горьковский автозаводы; по легковым автомобилям — Волжский им. 50-летия СССР, им. Ленинского комсомола, Запорожский «Коммунар» и Ульяновский им. В. И. Ленина автозаводы; по автобусам — Львовский им. 50-летия СССР, Ликинский и Павловский им. А. А. Жданова автобусные заводы; по двигателям — Заволжский им. 50-летия СССР и Ярославский моторные заводы; по прицепному составу — Одесский автосборочный завод и Балашовский завод автотракторных прицепов; по агрегатам — Завод карданных валов им. XXV съезда КПСС; по мотовелоизделиям — Львовский мотозавод; по автопогрузчикам — Львовский завод автопогрузчиков; по подшипникам — Первый и Четвертый государственные подшипниковые заводы; по электрооборудованию — заводы «Автоприбор» (г. Владимир), «Красный Октябрь» (г. Киржач), ленинградский завод автомобильной арматуры «Автоарматура», Московский завод автотракторного электрооборудования (АТЭ-1) и Московский завод автотракторной электроаппаратуры им. 60-летия Октября (АТЭ-2), Херсонский электромашиностроительный завод и Калужский завод автомотоэлектрооборудования им. 60-летия Октября.

Опорные предприятия осуществляют опытную отработку и экспериментальное внедрение системы, а также разрабатывают предложения по ее совершенствованию.

В соответствии с координационным планом внедрения системы УКП осуществлялось сначала на 29 опорных предприя-

тиях и было завершено в основном в 1977 г. Внедрение системы на остальных предприятиях предполагается завершить в IV квартале 1978 г.

Опорные предприятия отрасли в соответствии с разработанной в НАМИ программой предпроектного обследования предприятий проанализировали состояние дел по внедрению системы УКП по следующим разделам: общая характеристика объединения (предприятия) и его продукции; конструкторская подготовка производства; технологическая подготовка производства; производство продукции; организация технического контроля и метрологического обеспечения качества; внешние связи объединения (предприятия).

На основании результатов анализа были разработаны планы оргтехмероприятий по повышению качества, надежности и долговечности выпускаемой продукции.

На предприятиях отрасли ведется работа по созданию основополагающих документов и стандартов предприятий (СТП) по внедрению комплексной системы УКП.

НАМИ и базовые организации отрасли оказывают методическую помощь и обобщают накопленный опыт работы по созданию систем УКП. Специалисты НАМИ, НИИТавтопрома, ВНИИС и ВНИИНмаш Госстандарта СССР участвовали в разработке и внедрении комплексной системы УКП и единой системы технологической подготовки производства (ЕСТПП) на Кутаисском автозаводе им. Г. К. Орджоникидзе. Практика совместной работы этих организаций была рассмотрена и одобрена коллегией Госстандарта СССР.

На основе материалов Госстандарта СССР, а также обобщения опыта передовых предприятий отрасли НАМИ разработаны в первой редакции «Рекомендации по разработке и внедрению КС УКП на предприятиях (в объединениях) автомобильной промышленности», где определены цели и задачи, структура и функции КС УКП, организация управления, порядок разработки и внедрения системы, порядок разработки стандартов предприятий, составления технического задания и разработки технического проекта КС УКП. В качестве приложений и объединений отрасли приведены лучшие стандарты предприятий и объединений отрасли (Московского автозавода им. И. А. Лихачева, Ярославского объединения «Автодизель», Волжского автозавода им. 50-летия СССР, Запорожского автозавода «Коммунар», Завода карданных валов им. XXV съезда КПСС), которые внедрили и продолжают совершенствовать свои системы УКП. Рекомендации разосланы всем предприятиям отрасли для практического использования.

В настоящее время подготовлена к выпуску окончательная редакция рекомендаций с учетом предложений и замечаний заводов отрасли.

НИИТавтопром подготовлены рекомендации по созданию подсистемы технологического обеспечения качества в комплексной системе УКП, важным элементом которой являются вопросы совершенствования метрологических служб, создание и внедрение новых методов, средств измерений и испытаний.

Базовыми организациями под руководством НАМИ разработаны рекомендации по внедрению КС УКП в подотраслях.

На основании «Методики оценки технического уровня и качества изделий Министерства автомобильной промышленности», подготовленной в НАМИ, в подотраслях разрабатываются частные методики оценки технического уровня и качества по видам продукции.

Центральная лаборатория управления качеством НАМИ, осуществляя систематический контроль за разработкой и внедрением систем УКП на предприятиях отрасли, анализирует и обобщает представляемые материалы по созданию комплексной системы.

Для уточнения состояния дел по разработке и внедрению КС УКП были направлены письма-запросы на опорные пред-

приятия, а также на заводы-смежники. С этой целью, кроме того, были обследованы Московский им. И. А. Лихачева, им. Ленинского комсомола, Волжский им. 50-летия СССР, Минский, Белорусский, Кутаисский им. Г. К. Орджоникидзе автозаводы, Львовский автобусный завод им. 50-летия СССР, Завод карданных валов им. XXV съезда КПСС и др. Результаты работы предприятий по внедрению КС УКП периодически рассматриваются на заседаниях отраслевого координационного совета Министерства автомобильной промышленности и межзаводских школ.

Московский автозавод им. И. А. Лихачева одним из первых внедрил систему УКП на базе своих стандартов. Тематика и область применения каждого стандарта исключает возможность подмены или дублирования конструкторской и технологической документации, положений и других подобных документов; комплекс СТП распространяется на все предприятия производственного объединения «ЗИЛ», охватывает все его службы и подразделения, оказывающие влияние на качество продукции. Работы по созданию СТП на заводе ведутся в тесном сотрудничестве с ВНИИС Госстандарта СССР.

На Минском автозаводе в тесном сотрудничестве с Белорусским республиканским центром метрологии и стандартизации Госстандарта СССР также ведется работа по созданию системы УКП на базе СТП, регламентирующих порядок разработки документации и постановки на производство новой продукции, направленных на текущее и перспективное планирование, повышение технико-экономических характеристик, качества выпускаемой продукции и т. д.

В основе ярославской системы НОРМ (научная организация работ по увеличению моторесурса двигателей) лежит принцип увеличения моторесурса двигателей ЯМЗ путем повышения надежности и долговечности деталей и узлов, определяющих моторесурс, при систематическом контроле его уровня. Моторесурс двигателей повышается периодически на основе пересмотра долговечности его отдельных частей и осуществления конструкторско-технологических мероприятий. Мощная экспериментальная база обеспечивает проведение научно-исследовательских работ, расширение творческой связи Ярославского моторного завода с научно-исследовательскими институтами отрасли.

Характерной особенностью системы УКП на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР является обеспечение качества и надежности автомобилей с момента разработки новой модели и в процессе технологической подготовки производства путем длительных испытаний на образцах и опытных партиях, систематического контроля в процессе производства и в эксплуатации. Освоение новой техники и совершенствование продукции осуществляется на основе внедрения системы УКП и совершенствования единой системы технологической подготовки производства (ЕСТПП).

ЕСТПП на Волжском им. 50-летия СССР, Кутаисском им. Г. К. Орджоникидзе, Московском им. И. А. Лихачева автозаводах и других предприятиях отрасли использует современные эффективные системы и комплексы стандартов на унификацию и агрегатирование конструкций, единый порядок постановки изделий на производство, ЕСКД и ЕСТД, единую систему классификации и кодирования технико-экономической информации (ЕСКК), систему стандартных средств технологического оснащения, государственную систему обеспечения единства измерений (ГСИ).

Внедрение ЕСТПП на предприятиях обеспечивает повышение уровня типовых технологических процессов до 40%, стандартной переналаживаемой оснастки до 45%, агрегатного переналаживаемого оборудования до 20%, средств механизации и автоматизации производственных процессов, инженерно-технических и управленческих работ.

Волжским автозаводом им. 50-летия СССР совместно с НАМИ и НИИТавтопромом в целях изучения и пропаганды передового опыта по разработке и внедрению КС УКП был организован и в сентябре 1976 г. проведен в г. Тольятти отраслевой семинар, в работе которого участвовало 276 человек, представлявших 97 предприятий и 28 научно-исследовательских организаций автомобильной и других отраслей промышленности.

Успешной работе семинара способствовало ознакомление с системой управления качеством на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР, с современными средствами технологического и метрологического обеспечения качества в основных производствах: кузнечном, прессовом, кузовном и механосборочном, с новейшими приборами и автоматическими устройствами, обеспечивающими точность измерений.

На тематической выставке, подготовленной к открытию семинара, был наглядно представлен опыт Московского автозавода им. И. А. Лихачева, объединений «Автодизель» и «Бел-

автоМАЗ» им. 60-летия Великого Октября, Первого государственного подшипникового завода и других предприятий отрасли по разработке и внедрению КС УКП, научно-исследовательские и опытно-конструкторские работы по повышению надежности и долговечности базовых моделей автомобилей и их двигателей, а также технологическое и метрологическое обеспечение качества продукции в отрасли.

Участники семинара приняли рекомендации, в которых предложено использовать опыт работы передовых предприятий по созданию КС УКП, в том числе:

объединения «АвтоВАЗ» — по организации входного контроля комплектующих изделий, системы оплаты труда контролеров и инженерно-технических работников отдела технического контроля, а также по разработке технологии контроля; Ярославского объединения «Автодизель» и производственного объединения «ЗИЛ» — по организации получения всесторонней и объективной информации о сроках службы и надежности выпускаемой продукции в целях дальнейшего совершенствования конструкций, достижения равнопрочности деталей и увеличения ресурса;

производственных объединений «ЗИЛ» и «АвтоВАЗ» — по разработке и внедрению системы материального и морального поощрения за качество труда и выпускаемой продукции на основе коэффициентов и балльной оценки;

производственного объединения «ЗИЛ» — по использованию общественных форм борьбы за повышение качества продукции под руководством партийных организаций;

производственного объединения «АвтоКрАЗ» — по созданию постоянно действующих комиссий по качеству в цехах и отделах завода, осуществляющих оперативное управление по вопросам качества, надежности и ресурса автомобилей;

производственного объединения «ГАЗ» — по созданию стандартов предприятия на бездефектную разработку конструкторской документации на изделия основного производства, позволяющих качественно оценить работу конструктора;

производственного объединения «КАЗ» — по разработке и внедрению единой системы технологической подготовки производства;

производственных объединений «ЗИЛ», «Автодизель», «ГАЗ», «БелавтоМАЗ» им. 60-летия Великого Октября и института НАМИ — по заключению договоров о научно-техническом сотрудничестве с целью проведения комплекса мероприятий, направленных на повышение качества, надежности и долговечности изделий, а также обеспечения наиболее полного использования их технического ресурса при минимальном расходе запасных частей.

Участники семинара обратились с предложением к Госстандарту СССР пересмотреть действующие стандарты на материалы и комплектующие изделия, поставляемые предприятиями смежных отраслей, с целью введения в них прогрессивных требований автомобильной промышленности, направленных на повышение качества выпускаемых изделий; рассмотреть предложения Министерства автомобильной промышленности о внесении изменений в систему государственной стандартизации, предусматривающие повышение роли и правомочности стандартов крупных производственных объединений; разработать стандарт, устанавливающий конкретную методику расчета экономической эффективности от внедрения КС УКП.

С целью обмена опытом по разработке систем УКП в ноябре 1976 г. в г. Дмитрове на базе Центрального научно-исследовательского автополигона НАМИ состоялось координационное совещание разработчиков КС УКП на опорных предприятиях с участием представителей ВНИИС Госстандарта СССР.

На совещании были заслушаны доклады представителей ВНИИС Госстандарта СССР, НАМИ НИИТавтопрома, Центрального научно-исследовательского автополигона НАМИ и сообщения руководителей разработки КС УКП на опорных предприятиях.

В 1976—1977 гг. в гг. Вологде, Львове и Калуге были проведены межзаводские школы «Опыт разработки стандартов предприятия по комплексной системе управления качеством продукции».

Филиалом НИИТавтопрома в г. Тольятти совместно с НАМИ и НИИТавтопромом издан обзор «Система управления качеством продукции в автомобильной промышленности» и подготовлен фильм с таким же названием.

Потомственному на 1 января 1978 г. 36 предприятий, в том числе 27 опорных, внедрили КС УКП, разработав большую часть из запланированных стандартов предприятий, и продолжают ее совершенствовать. В числе предприятий Министерства автомобильной промышленности, находящихся на самостоятельном балансе, эти 36 предприятий составляют 18,8%. На 60 предприятиях (31,2%) внедрение КС УКП предполагается в ранее установленные сроки (I квартал 1978 г.), остальные предприятия (50%) приступили к разработке и внедрению системы на базе СТП.

Завершили внедрение КС УКП также Гродненский завод карданных валов им. 50-летия СССР, Димитровградский агрегатный завод им. 50-летия СССР, Второй, Восьмой, Пятнадцатый, Двадцатый и Одиннадцатый государственные подшипниковые заводы, Ирбитский мотозавод и Минский мотовелозавод. На этих предприятиях созданы координационно-рабочие группы, возглавляемые главными инженерами, составлены перечни стандартов предприятий, необходимых на начальном периоде внедрения, и графики очередности их внедрения.

Заслуживает внимания работа по созданию системы УКП на заводах крупнейшего в отрасли Камского объединения заводов по производству большегрузных автомобилей. Разработка системы УКП осуществляется совместно с Госстандартом СССР. Программа работ по внедрению комплексной системы УКП включает в себя следующие разделы: разработка КС УКП; совершенствование технологической подготовки производства на базе ЕСТПП; осуществление программы комплексной стандартизации и унификации автомобилей семейства КамАЗ; совершенствование системы метрологического обеспечения производства; обеспечение высокого качества комплектующих изделий и материалов.

СТП головного завода являются организационно-методической, технико-экономической и правовой основой системы управления качеством для всех заводов, входящих в объединение.

В 1977 г. в объединении разработано и внедрено 16 стандартов предприятия по КС УКП, к концу 1978 г. их количество возрастет до 64. Ведется работа по подготовке к аттестации выпускаемой продукции на государственный Знак качества, осуществляется заводская аттестация деталей и сборочных единиц. В целом по объединению заводской Знак качества присвоен более 1000 наименований узлов и деталей.

Результаты аттестации продукции автомобильной промышленности в 1970—1977 гг. показали, что большая часть изделий автомобилестроения находится на уровне современного развития автомобильной техники и отвечает требованиям эксплуатации в нашей стране. Улучшилось также качество изготовления изделий, о чем свидетельствует снижение количества рекламаций по основным видам продукции.

Всего по Министерству автомобильной промышленности на 1 января 1978 г. аттестовано более 12 000 изделий, в том числе по высшей категории качества с присвоением государственного Знака качества — свыше 1100 наименований изделий.

Удельный вес продукции с государственным Знаком качества в общем объеме произведенной отрасли продукции по состоянию на 1 января 1978 г. составлял 35,5%. Государственный Знак качества присвоен 18 моделям грузовых и 8 моде-

лям легковых автомобилей, 3 моделям автобусов, 10 моделям прицепов и полуприцепов, двигателям ЗИЛ, ЯМЗ, ЗМЗ, МеМЗ и другой продукции.

Работы по повышению качества и надежности изделий и внедрению КС УКП, проведенные предприятиями отрасли в девятой пятилетке, позволили выполнить задания по повышению пробега до капитального ремонта автомобилей, автобусов, двигателей и основных агрегатов. Так, пробег до капитального ремонта у автомобилей ЗИЛ-130 возрос со 175 тыс. до 300 тыс. км, у МАЗ-500А — со 160 тыс. до 250 тыс. км, у ГАЗ-53А — со 150 тыс. до 200 тыс. км, у автобусов ЛиАЗ-677 с 360 тыс. до 380 тыс. км; у двигателей ЗМЗ-24 и ЗМЗ-53А моторесурс повышен со 150 тыс. до 200 тыс. км и т. д.

Одновременно с повышением надежности и долговечности автомобилей перед заводами отрасли ставится задача — к 1980 г. по сравнению с 1975 г. снизить трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта автомобильной техники на 20%, удельный среднегодовой расход запасных частей на 10—20%.

Реализация мероприятий, направленных на повышение качества, надежности и долговечности автомобильной техники и внедрение КС УКП, даст народному хозяйству значительный эффект и позволит достичь высоких показателей, определенных Государственным планом развития народного хозяйства СССР.

В 1978—1980 гг. будут продолжены работы по аттестации продукции автомобильной промышленности на основании усовершенствованных методических документов Госстандарта СССР и Министерства автомобильной промышленности.

Государственным планом развития народного хозяйства СССР на десятую пятилетку предусмотрено увеличить удельный вес продукции с государственным Знаком качества в общем объеме реализуемой продукции до 42%, в том числе по грузовым автомобилям с 59,7% в 1975 г. до 70% в 1980 г., по легковым автомобилям с 46,2 до 74%, по автобусам с 1,8 до 40,5%, по двигателям с 31,5 до 35%, по подшипникам с 6 до 40%.

В десятой пятилетке предполагается довести выпуск продукции высшей категории до 1800 наименований. По плану 1978 г. должно быть аттестовано на государственный Знак качества около 200 изделий.

Для осуществления намеченных задач в автомобильной промышленности имеются необходимые предпосылки. На основе накопленного опыта необходимо и дальше совершенствовать, постоянно выявлять и полнее использовать новые резервы и возможности для улучшения качества и технического уровня выпускаемой продукции.

## КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 629.113:621.43.004

### Исследование теплоотдачи от выпускных газов в стенке патрубков, расположенных в головке блока двигателя

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ, А. М. КОЛПАКОВ

Московский автомеханический институт

**В НАСТОЯЩЕЕ** время выпущен ряд работ, посвященных исследованию теплоотдачи от выпускных газов в стенке патрубков, расположенных в головке блока карбюраторного двигателя [1—4].

Интерес к теплообмену в выпускных патрубках карбюраторных двигателей вызван желанием использовать возможные пути для улучшения экономичности и снижения токсичности двигателей. Уменьшение потока тепла от газов через стенки патрубков, а затем и в охлаждающую жидкость позволяет снизить весовые характеристики моторной установки (количество охлаждающей жидкости и размеры радиатора) и затраты мощности на охлаждение, сократить время прогрева двигателя и в результате улучшить экономичность автомобиля. Кроме того, в связи с повышением температуры газа на выходе из

патрубков можно снизить и токсичность двигателя за счет уменьшения окиси углерода и углеводородов, а также улучшить условия работы каталитического нейтрализатора. Особенно это относится к работе двигателя на неполных нагрузках и экономичных составах смеси, когда температура газов на выпуске недостаточна для эффективной работы нейтрализатора.

Существуют различные экспериментальные способы оценки части тепла, передаваемого газам в стенку патрубков, однако они не позволяют вскрыть физическую сущность теплообмена. Кроме того, представляет сложность изучение данного процесса в выпускном патрубке ввиду наличия нестационарности, при которой происходит резкое изменение давления, температуры и скорости газа в зависимости от времени, места, свойств

газа. Возникают также большие затруднения и в непосредственном измерении количества тепла, передаваемого в стенки патрубков. Вследствие этого до сих пор отсутствовали какие-либо сведения о значениях даже средних за цикл коэффициентов теплоотдачи от газов в выпускных патрубках.

В лабораториях кафедры «Автомобильные и тракторные двигатели» Московского автомобильного института было проведено экспериментальное исследование теплопередачи в охлаждающую воду через стенки выпускных патрубков, расположенных в головке блока автомобильных карбюраторных двигателей, а также одноцилиндрового двигателя УД-15.

Двигатель УД-15 по своим геометрическим размерам и конструктивным особенностям не отличается от автомобильных, так как основные его детали — цилиндр, поршень, головка цилиндра, шатун — заимствованы от двигателя МемЗ-965. В двигателях МЗМА-407, ЗИЛ-130, ЗИЛ-133 и УД-15 теплопередачу через стенки патрубков определяли по разности тепло-содержания газа при входе и выходе из них. Для этого в указанных местах патрубков устанавливали термомпары и определяли количество газа, проходящего через патрубки.

Кроме того, в двигателе УД-15 непосредственно измеряли тепло, передаваемое через стенки выпускного патрубка головки цилиндра.

Двигатель был оборудован экспериментальной системой охлаждения, при которой цилиндр, головка цилиндров и выпускной патрубок головки имели самостоятельные системы охлаждения. Это позволяло определять отдельно соответствующие составляющие теплопередачи в охлаждающую воду.

Для уменьшения влияния передачи тепла теплопроводностью через стенки, отделяющие одну систему от другой, температурный режим воды в каждой из систем поддерживался одинаковым — 80°C.

На рис. 1 приведены расчетные геометрические параметры патрубка. Геометрические характеристики выпускных патрубков других двигателей даны в таблице.

Двигатель	Геометрические характеристики патрубков									
	$d_n$ в мм	$R_n$ в мм	$L$ в мм	$\frac{L}{d_n}$	$f_n$ в см <sup>2</sup>	$F_n$ в см <sup>2</sup>	$\delta$ в мм	$\epsilon_R$	$V_n$ в л	Роткр в рад
УД-15 . . . . .	25	48	49	1,96	4,91	40	4	1,93	0,245	226
МЗМА-407 . . . . .	28	30	115	3,83	7,05	106	4,5	2,77	1,36	237
АЗЛК-412 . . . . .	30	26	70	2,33	6,7	60	4,5	3,05	1,48	238
ГАЗ-21 . . . . .	33	25	89	2,7	9,5	90,5	5	3,3	2,445	238
МЗМ-24 . . . . .	38	32	88	2,32	11,74	90,5	5	3,1	2,445	234
ЗИЛ-130 . . . . .	40	32,5	110	2,62	14	160	5,5	3,18	6,0	247
ЗИЛ-133 . . . . .	40	32,5	110	2,62	14	160	5,5	3,18	7,0	247

На основании экспериментальных данных получено распределение потоков тепла при работе двигателя по внешней скоростной характеристике. Вследствие этого установлено, что тепловой поток через стенки патрубков достаточно существенный и составляет 16—23% общего количества тепла, передаваемого в воду [4].

Полученные данные согласуются с результатами экспериментов работы [2], в которой указано, что теплопередача в охлаждающую среду через стенки патрубков составляет 20% от общего потока тепла в охлаждение. Материалы работы [2] были получены на экспериментальном двигателе, в котором охлаждение головки происходило по двум самостоятельным системам, разделяющим поровну охлаждение стенок камеры сгорания и включающим соответственно впускной и выпускной патрубки.

Исходя из экспериментальных данных по теплопередаче через стенки патрубков, определяли коэффициенты теплоотдачи от выпускных газов в стенки патрубков (рис. 2).

Для оценки влияния различных факторов на поток тепла от выпускных газов через стенки патрубков можно воспользоваться известным критериальным уравнением для турбулентного течения газов, позволяющим оценить величину коэффициента теплоотдачи [5].

Наличие турбулентного течения газа в выпускном патрубке подтверждается значением критерия Рейнольдса, величина которого в рассмотренном режиме работы двигателя изменялась от 7000 до 15 000.

Кроме того, сделано допущение, что режим течения газа в выпускном патрубке благодаря большой частоте вращения коленчатого вала в рассматриваемом режиме работы двигателя близок к стационарному. Допущение этого правомерно и, в частности, использовано в работе [2].

Для определенного процесса теплоотдачи при вынужденном движении теплоносителя существует критериальная зависимость

$$Nu = c Re^n Pr^m, \quad (1)$$

где  $c$  — постоянный числовой коэффициент;  
 $n, m$  — постоянные показатели степени;  
 $Re$  — критерий Рейнольдса.  
 Критерий Прандтля

$$Pr = \frac{\mu C_p}{\lambda}, \quad (2)$$

где  $\mu$  — коэффициент вязкости;  
 $C_p$  — изобарная теплоемкость;  
 $\lambda$  — коэффициент теплопроводности.

Критерий Прандтля  $Pr$  является теплофизической характеристикой теплоносителя. В диапазоне исследуемых параметров он изменяется незначительно, поэтому заменен численным коэффициентом.

В результате критериальную зависимость можно представить в виде

$$Nu = k Re^{0,75}. \quad (3)$$

Коэффициент теплоотдачи в этом уравнении входит в критерий Нуссельта  $Nu$ , вследствие чего этот критерий является искомой величиной. Раскрывая его значение, определим коэффициент теплоотдачи отработавших газов

$$\alpha = k Re^{0,75} \frac{\lambda}{d_3}, \quad (4)$$

где  $\lambda$  — теплопроводность газа в ккал/м·ч·°C [6],

$$\lambda = 7,36 \cdot 10^{-5} T_r; \quad (5)$$

$d_3$  — эквивалентный диаметр,

$$d_3 = \frac{4f_n}{u};$$

$T_r$  — температура газа;  
 $f_n$  — площадь поперечного сечения патрубков;  
 $u$  — полный периметр патрубка.

Для патрубков круглого сечения эквивалентный диаметр равен геометрическому.

При использовании данной формулы для расчета коэффициента теплоотдачи от газов в выпускном патрубке введен ряд коэффициентов, учитывающих влияние кривизны  $\epsilon_R$ , длины патрубка  $\epsilon_l$ , формы поперечного сечения  $\epsilon_f$ , постоянная сечения по длине  $\epsilon_0$ .

Во время движения газов по изогнутому каналу возникает центробежный эффект при повороте потока газа. Этот поток отжимается к внешней стенке, и в поперечном сечении возникает так называемая вторичная циркуляция. С увеличением радиуса кривизны патрубка  $R_n$  влияние центробежного эффекта уменьшается и в прямом патрубке ( $R_n = \infty$ )  $\epsilon_R = 1,0$ .

Величина коэффициента теплоотдачи от газов зависит также от длины патрубка, и возникает необходимость учитывать влияние начального термического участка.

Рассмотренные коэффициенты определяются следующим образом [5]:

$$\epsilon_R = 1 + 1,77 \frac{d_3}{R_n};$$

$$\epsilon_l = f \left( \frac{l}{d_3}; Re \right).$$

Коэффициент  $\epsilon_f$  учитывает влияние на теплоотдачу формы канала в поперечном сечении. Для круглого канала данный коэффициент равен единице, переход к квадратному или прямоугольному сечению сопровождается увеличением коэффициента. В рассматриваемом случае от этого коэффициента можно отказаться, так как форма канала учтена в эквивалентном диаметре.

Коэффициент  $\epsilon_0$  учитывает отношение размеров во входном и выходном сечениях канала. Необходимость введения этого коэффициента вызвана желанием учесть влияние расширения патрубка на выходе из головки блока, которое сопровождается возникновением турбулентности и повышает интенсивность теплоотвода от газа в стенки патрубка. При постоянстве площади канала по длине коэффициент  $\epsilon_0$  равен единице.

Все рассмотренные коэффициенты являются постоянными для каждого отдельного двигателя, за исключением коэффициента  $\epsilon_l$ , который учитывает не только геометрические размеры патрубка, но и скорость истечения газа и является функ-



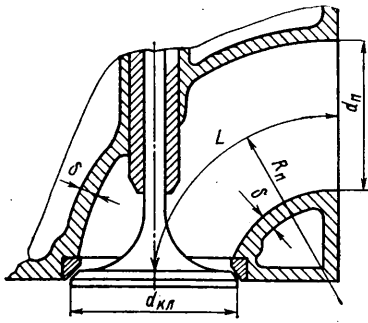


Рис. 1. Геометрические характеристики патрубка

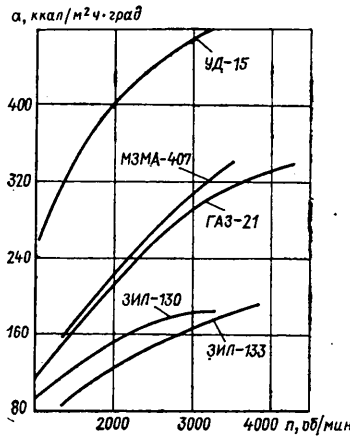


Рис. 2. Значения коэффициентов теплоотдачи от обработавших газов в стенки патрубков

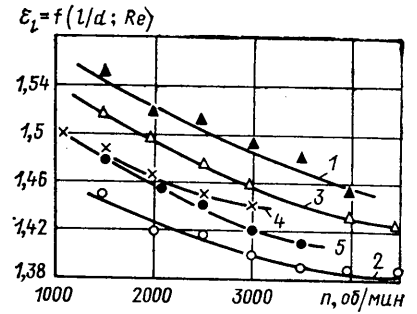


Рис. 3. Значение коэффициента длины патрубков в функции частоты вращения коленчатого вала

ций критерия Рейнольдса. Значения этого коэффициента в функции частоты вращения коленчатого вала двигателя приведены на рис. 3.

В окончательном виде формула для оценки коэффициента теплоотдачи имеет вид

$$\alpha = k Re^{0,75} \frac{\lambda}{d_3} \epsilon_R \epsilon_l \epsilon_\phi \epsilon_o. \quad (6)$$

Критерий Рейнольдса

$$Re = \frac{\omega_r d_3}{\nu}, \quad (7)$$

где  $\omega_r$  — скорость газа в патрубке в м/с;

$\nu$  — кинематическая вязкость газа в м<sup>2</sup>/с.

Скорость газа в патрубке определена как средняя величина за процесс выпуска

$$\omega_r = \frac{G \cdot 10^2}{36 \gamma i f_n} \text{ м/с}, \quad (8)$$

где  $G$  — расход смеси в км<sup>3</sup>/ч;

$i$  — число цилиндров;

$\gamma$  — удельный вес потока.

Кинематическая вязкость газа

$$\nu = \frac{\eta}{\gamma} \text{ м}^2/\text{с},$$

где  $\eta = 0,528 \cdot 10^{-7} T_r$  — динамическая вязкость газа [5] в км<sup>3</sup>/м·с.

После подстановки указанных величин формула для оценки критерия Рейнольдса будет иметь вид

$$Re = \frac{G \cdot 10^6 d_3}{36 i f_n 0,528 T_r}. \quad (9)$$

Данное уравнение использовано для расчета теплообмена в выпускных патрубках ряда карбюраторных двигателей.

Достаточно приемлемого совпадения (около 3%) экспериментальных и расчетных значений коэффициентов теплоотдачи отработавших газов удалось достичь за счет изменения значения коэффициента  $k$  в формуле для разных двигателей. При этом была установлена определенная закономерность изменения коэффициента от геометрических размеров патрубка и, в частности, диаметра.

Увеличение диаметра патрубка сопровождалось уменьшением теплоотдачи от выпускных газов, что согласовывалось с зависимостью изменения коэффициента теплоотдачи от рабочих газов и от диаметра цилиндра, установленной ранее [6], и с общими закономерностями конвективного течения жидкости или газа в трубах. Данная зависимость коэффициента теплоотдачи от диаметра не может распространяться на тепло, отводимое с выпускными газами, так как в этом случае возможна и обратная закономерность за счет повышения температуры газа. Увеличение диаметра цилиндра сопровождается сокращением относительной поверхности охлаждения внутрицилиндрового пространства и потерь тепла от рабочих газов в стенки патрубков.

Если использовать полученные данные по коэффициентам теплоотдачи для определения доли тепла, передаваемого через стенки патрубков в систему охлаждения, то можно установить, что эта величина теплоотдачи составляет 16—24% от общего потока тепла в систему охлаждения.

Наиболее эффективным способом уменьшения части тепла, передаваемого через стенки патрубков, является установка в выпускном канале с воздушным зазором вдоль стенки патрубка теплоизолирующей вставки из нержавеющей стали. Это позволяет сократить поток тепла в стенки патрубка на 39%.

Большое значение имеет оптимизация геометрии патрубка, благодаря которой можно сокращать поток тепла на 26%.

Оптимизация с точки зрения уменьшения потока тепла заключается в сокращении длины канала, уменьшении степени его кривизны, вплоть до использования прямого канала с постоянным сечением круглой формы по длине.

Наиболее значительное снижение потока тепла через стенки выпускных патрубков происходит только при одновременном сочетании оптимизации конструктивных форм канала с термоизоляцией стенок патрубков.

На серийном двигателе теплоизоляция в выпускном канале в виде вставок из жаропрочной стали впервые применена в конце 1973 г. на двигателе Хонда-CVCC для легковых автомобилей. Благодаря снижению теплоотвода от газов в стенки патрубков повышена температура выпускных газов, что необходимо для стабильной работы термического реактора, установленного в выпускном коллекторе этого двигателя [7].

Улучшение экономичности за счет уменьшения затрат мощности на охлаждение можно оценить только приблизительно, исходя из имеющихся данных по снижению теплоотдачи в стенках патрубков на 15% при наличии изоляции стенок.

В двигателе ЗИЛ-130 затраты мощности на привод вентилятора и насоса при 3000 об/мин составляют 9,8—10 л. с. (6,3 и 3,5 л. с. соответственно).

Если применение термоизоляции выпускных каналов позволит сократить теплоотдачу в систему охлаждения на 10%, то можно на эту же величину снизить затраты мощности на охлаждение, что улучшит экономичность на 2 г/л. с. ч, т. е. менее чем на 1%. Величина эта не очень существенная, но, поскольку автомобильные двигатели достигли достаточно высокого совершенства и пределы дальнейшего улучшения экономически очень невелики, пренебрегать ею не следует.

Уменьшение теплоотвода от газов в выпускном патрубке имеет и отрицательные последствия, которые следует учитывать.

Повышенный температурный режим стенок патрубков и выпускного коллектора может явиться причиной возникновения повышенных температурных напряжений и появления трещин. Вследствие этого экспериментальную проверку двигателя с новой головкой блока нужно проводить не только в направлении оценки системы охлаждения и токсичности выпускных газов, но и с точки зрения прочностных свойств головки и выпускаемого коллектора.

Кроме того, вполне возможно повышение температуры воздуха в месте расположения свечей зажигания и проводов к ним, а также в подкапотном пространстве двигателя в целом.

Все указанное должно быть учтено и экспериментально проверено в процессе испытаний еще до практического использования на автомобиле.

Уменьшение потока тепла в систему охлаждения за счет оптимизации геометрии выпускных патрубков и введения термоизоляции стенок следует проводить при одновременном уменьшении затрат мощности на охлаждение и уменьшение размеров радиатора. Без этого увеличится время прогрева двигателя, и эффекта улучшения экономичности двигателя получить не удастся.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Hires S. D., Pochmara G. L. — „SAE Preprint“, 1976, № 760 767.  
 2. Push James H. — „SAE Preprint“, 1976, № 760 767.  
 3. Push James H. — „Automotive Engineering“, 1976, v. 84, № 12.

4. Ленин И. М., Костров А. В. — «Известия вузов. Машиностроение», 1962, № 5.  
 5. Михеев М. А., Михеева И. М. Основы теплопередачи. М., «Энергия», 1973.  
 6. Костров А. В. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 3.  
 7. Date Tasuku, Astumi Minoru, Ukowa Haruo — „Automobil Industries“, 1974, v. 19, № 3.

УДК 629.113:621.43

## Исследование методов восстановления работоспособности двигателей ЗМЗ-53

(В порядке обсуждения)

Б. А. АЗИМОВ, канд. техн. наук И. Б. ГУРВИЧ,  
 канд. техн. наук В. И. ЧУМАК

Горьковский политехнический институт им. А. А. Жданова,  
 Ферганский политехнический институт

**ИЗЫСКАНИЕ** более совершенных методов восстановления работоспособности двигателей с целью снижения эксплуатационных затрат является актуальной задачей.

Исследования, выполненные в Горьковском политехническом институте им. А. А. Жданова, а также в других организациях, показывают, что преждевременная сдача двигателей ЗМЗ-53 в капитальный ремонт осуществляется в тех случаях, когда происходят отказы или незначительный износ лишь отдельных деталей двигателя. Для полного использования ресурса деталей и исключения неоправданных затрат на ремонт целесообразно устранить ряд отклонений в двигателях от нормы путем элементарного ремонта автопредприятиями без обезличивания двигателя [1].

Рассмотрим данные, полученные на ряде авторемонтных заводов страны, а также в подконтрольных автопредприятиях гг. Коканда и Самарканда. Обработка проведена методами теории вероятностей и математической статистики [2]. Анализ полученных материалов свидетельствует о значительном рассеянии сроков службы двигателей ЗМЗ-53 и износов его деталей при снятии двигателей с эксплуатации (табл. 1 и 2). Так, средние значения пробегов  $x$  двигателей до капитального ремонта применительно ко второй категории эксплуатации колеблются от 110 до 308 тыс. км. Это связано не только с различием в условиях эксплуатации и с субъективным подходом к оценке потребности двигателей в ремонте, но и с различием в методах восстановления работоспособности двигателей.

Таблица 1

Вид ремонта	Статистика распределения			
	Количество двигателей $\Sigma n_i$	Среднее значение $\bar{x}$	Среднеквадратичное отклонение $\sigma$	Коэффициент вариации $V$
<b>Пробег до первого капитального ремонта</b>				
Капитальный ремонт на авторемонтных заводах:				
1. . . . .	100	110	41	0,38
2. . . . .	91	128	50	0,39
3. . . . .	60	176	41	0,24
4. . . . .	367	219	56	0,32
<b>Пробег до первой замены детали</b>				
Замена поршневых колец в подконтрольных автопредприятиях . . . . .	90	167,5	39	0,23
Замена коренных вкладышей в подконтрольных автопредприятиях . . . . .	90	148	48,2	0,32
Замена поршневых колец в условиях рядовой эксплуатации . . . . .	40	102	30	0,29
Замена коренных вкладышей в условиях рядовой эксплуатации . . . . .	40	73	21	0,29

Результаты исследований свидетельствуют о том, что надежность двигателей ЗМЗ-53 прежде всего лимитируется износоустойчивостью вкладышей коренных подшипников коленчатого вала (табл. 1). Предельные зазоры в коренных подшипниках, вызывающие значительное падение давления масла в системе смазки, являются основной причиной отправки двигателей ЗМЗ-53 в капитальный ремонт, а более второстепенной — яв-

ляется износ деталей цилиндрической группы, способствующий увеличению расхода масла и повышению прорыва газов в картер двигателя.

Вместе с тем износ основных деталей при поступлении двигателей на авторемонтные заводы для капитального ремонта далек от предельного значения (табл. 2). Так, среднемаксимальный износ коренных шеек коленчатых валов составляет

Таблица 2

Наименование деталей и показателей их износа	Статистика распределения			
	Число деталей $\Sigma n_i$	Среднее значение $\bar{x}$	Среднеквадратичное отклонение $\sigma$	Коэффициент вариации $V$
<b>Коренные шейки коленчатого вала:</b>				
средний износ в мкм . . . . .	86	79	43	0,54
максимальный износ в мкм . . . . .	86	100	49	0,5
коэффициент неравномерности износа . . . . .	86	1,259	0,2	0,16
<b>Шатунные шейки коленчатого вала:</b>				
средний износ в мкм . . . . .	86	49	25	0,5
максимальный износ в мкм . . . . .	86	61	32	0,48
коэффициент неравномерности износа . . . . .	86	1,38	0,21	0,16
<b>Цилиндры:</b>				
средний износ в мкм . . . . .	38	141,6	36	0,26
максимальный износ в мкм . . . . .	38	215	77	0,36
износ всех гильз двигателя в мкм . . . . .	304	159	38	0,24
коэффициент неравномерности износа . . . . .	38	1,4	0,18	0,13

только 100 мкм. При этом рассеяние по максимальным значениям износов коренных шеек колеблется в пределах 30—210 мкм (у 23% двигателей в основном 60—80 мкм), а шатунных от 20 до 130 мкм (у 30% двигателей в основном 40—60 мкм). Средний износ гильз цилиндров в зоне максимальных износов составляет 215 мкм. Рассеяние износов наблюдается от 110 до 400 мкм (у 20% двигателей в основном 160—220 мкм). Коэффициент неравномерности изнашивания для коренных шеек  $\varepsilon=1,26$ , шатунных шеек  $\varepsilon=1,38$ , гильз цилиндров  $\varepsilon=1,4$ . При этом

$$\varepsilon = \frac{I_{\max}}{\Sigma I_{\text{ср}}}$$

где  $I_{\max}$  — величина наибольшего износа;  
 $\Sigma I_{\text{ср}}$  — средняя величина износа по всем одноименным поверхностям трения.

Согласно выполненным ранее исследованиям [3] предельно допустимые износы указанных деталей составляют: цилиндры 400—450 мкм, коренных шеек 160—180 мкм, поршневых колец (по высоте) 180—240 мкм, вкладышей коренных подшипников 170—210 мкм, шатунных 40—60 мкм, что в среднем на

<sup>1</sup> С 1972 г. на двигатели устанавливают вкладыши коренных подшипников с алюминий-оловянным антифрикционным слоем (сталеалюминийевые) вместо триметаллических с бабитовым слоем на металлокерамической подложке, благодаря чему долговечность вкладышей увеличилась на 30—50%.

35—45% выше средних значений максимальных износов деталей (для основной массы двигателей), поступающих в капитальный ремонт. Это подтверждает высказанное ранее положение о значительном недоиспользовании ресурса деталей и двигателя в целом.

Опыт эксплуатации двигателей в подконтрольных автопредприятиях гг. Коканда и Самарканда, обеспечивающих нормальный организационно-технический уровень ремонтных работ при рациональном использовании запасных частей, подтверждает возможность существенного увеличения среднего срока службы двигателей. В этих автопредприятиях двигатели восстанавливают на основе оценки технического состояния методом поэлементных замен или ремонта отдельных деталей по мере их износа.

Двигатели в указанных выше автопредприятиях находятся под наблюдением с нулевого пробега. К настоящему времени средний пробег большинства таких двигателей на автомобилях превышает 300 тыс. км, а в отдельных случаях — 400 тыс. км.

Средние значения (в тыс. км) срока службы деталей двигателей в этих автопредприятиях следующие:

Кольца поршневые (замена)	150—162
Вкладыши коренных подшипников (замена)	110—130 (триметаллические <sup>1</sup> )
Вкладыши шатунные (замена)	150—158
Гильза цилиндров (расточка)	200—240
Блок цилиндров с картером сцепления (ремонт)	300—320
Крышка распределительных шестерен (ремонт)	250—270
Головка цилиндров в сборе (ремонт)	170—200
Поршень (замена)	180—220
Шатуны в сборе (ремонт)	340
Вал коленчатый (перешлифовка)	200—220
Вал распределительный (ремонт)	270—300

<sup>1</sup> На двигателях, выпускаемых до 1972 г.

У некоторых двигателей, не проработавших полный ресурс, средние значения пробега до капитального ремонта были определены по методу усеченной (незавершенной) выборки с применением вероятностной бумаги.

С учетом приведенных средних пробегов до замен или ремонта основных деталей представляется целесообразной следующая последовательность проведения ремонтных работ (применительно к условиям Узбекской ССР):

1) замена вкладышей коренных подшипников и поршневых колец, при необходимости притирка клапанов после пробега автомобиля 150—160 тыс. км;

2) шлифовка шеек коленчатого вала, замена вкладышей коренных и шатунных подшипников, замена поршней и поршневых колец, расточка гильз цилиндров, замена при необходимости прокладок и сальников после пробега 180—220 тыс. км;

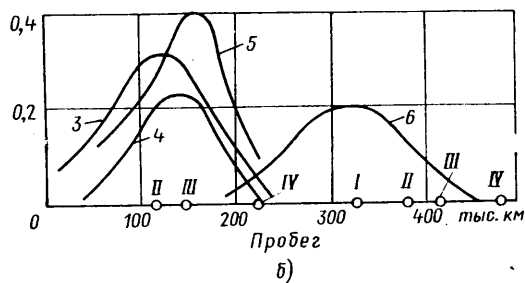
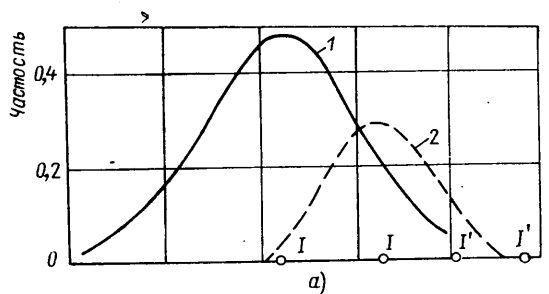
3) ремонт блока и других деталей после пробега 300—320 тыс. км. Иными словами, целесообразно установить следующие виды ремонтов: первый профилактический (текущий); второй — средний; третий — капитальный.

При первом виде ремонта не требуется ремонтировать основные, а при втором — базовые детали. После первого ремонта двигатель приобретает дополнительный ресурс (до среднего ремонта) примерно 45 тыс. км, т. е. более одного года эксплуатации, а после второго — примерно 100 тыс. км (до капитального ремонта). Первые два вида ремонта производятся в автопредприятиях без обезличивания двигателей.

Указанные величины пробегов являются ориентировочными, поэтому необходимость заменять или ремонтировать двигатель устанавливалась диагностированием.

Опыт эксплуатации подконтрольных автомобилей в условиях Узбекской ССР показал, что при восстановлении работоспособности двигателей указанным методом (поэлементным) они могут выдержать без заводского капитального ремонта пробег автомобиля выше 300 тыс. км, а в отдельных случаях — 400 тыс. км и более. Сравнивая результаты, полученные в указанных условиях, выявили, что при обычной эксплуатации наблюдается меньший срок службы у двигателей до первого капитального ремонта ( $\bar{x}=219$  тыс. км). При установлении теоретического закона распределения пробега (см. рисунок, кривая I) было выявлено близкое совпадение с нормальным законом.

С целью определения затрат на ремонт принят средний пробег автомобиля до первого капитального ремонта по Ташкентскому авторемонтному заводу. Из 51 двигателя, взятого под наблюдение, до второго капитального ремонта доработало



Структура и периодичность ремонтных воздействий при восстановлении работоспособности двигателя обычным методом (а) и методом поэлементных замен (б):

I — плотность распределения пробегов до первого капитального ремонта; 2 — плотность распределения пробегов до второго капитального ремонта; 3 — плотность распределения пробегов до замены коренных вкладышей коленчатого вала (триметаллических); 4 — плотность распределения пробегов до замены шатунных вкладышей коленчатого вала; 5 — плотность распределения пробегов до замены поршневых колец; 6 — плотность распределения пробегов до замены или ремонта цилиндра; I — капитальный ремонт (первый и второй); II — ремонт с заменой коренных вкладышей; III — ремонт с заменой шатунных вкладышей и поршневых колец; IV — перешлифовка шеек коленчатого вала, ремонт и замена деталей цилиндра-поршневой группы (средний ремонт); I' — прогнозируемые; II', III', IV' — после ввода сталеалюминевых коренных вкладышей)

30 двигателей (остальные еще находились в эксплуатации). Методом Джонсона была определена плотность распределения с учетом приращения частоты приостановленных испытаний, а на вероятностной бумаге определено среднее значение пробега двигателей между первым и вторым капитальными ремонтами, составившее 125 тыс. км.

На рисунке приведены сравнительные данные по структуре и периодичности ремонтных воздействий при обычном методе восстановления работоспособности двигателей ЗМЗ-53 системой капитальных ремонтов и при методе поэлементных замен (на примере эксплуатации двигателей в условиях Узбекской ССР).

При восстановлении работоспособности двигателя методом поэлементных замен даже при ремонте, связанном с заменой блока цилиндров, стоимость ремонта двигателя с учетом стоимости запасных частей и затрат на их замену ниже, чем при капитальном ремонте на авторемонтном заводе. Затраты за весь амортизационный срок службы на ремонт двигателя ЗМЗ-53 при поэлементном методе восстановления его работоспособности примерно в 1,7 раза ниже, чем при капитальном ремонте, причем без учета стоимости тех замененных деталей, которые должны быть восстановлены и в последующем использованы при поэлементных заменах как запасные части.

Таким образом, на основании выполненных исследований можно сделать вывод, что восстановление работоспособности двигателей ЗМЗ-53 методом поэлементных замен существенно повышает срок службы двигателя и его деталей при одновременном значительном снижении эксплуатационных затрат.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Дюмин И. Е. — «Автомобильный транспорт», 1974, № 5.
2. Шор Я. Б. — Статистические методы анализа и контроля качества и надежности. М., «Советское радио», 1962.
3. Гурвич И. Б., Чумак В. И., Егорова А. П. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.

# Каталитический нейтрализатор для карьерных автомобилей-самосвалов

К. М. АФНАСЬЕВ

Институт горного дела МЧМ СССР

В ИНСТИТУТЕ горного дела МЧМ СССР [1] для карьерного автомобиля-самосвала БелАЗ-540А разработан капсульный каталитический нейтрализатор отработавших газов. Нейтрализатор (рис. 1) состоит из корпуса 1 и редуктора 2, заполненного гранулированным катализатором 3. Дно реактора предназначено для входа отработавших газов и выполнено в виде решетки 4. Решетка 5 установлена вертикально по периметру верхней части реактора и предназначена для выхода отработавших газов. В донной части корпуса 1 предусмотрен люк 6 с крышкой 7 для периодического удаления скопившихся загрязнений и просыпавшегося катализатора. Для контроля за состоянием катализатора и замены его предусмотрена крышка 8. В нейтрализатор отработавшие газы поступают через патрубок 9 и выходят через патрубок 10 в каналы платформы кузова или через выходной патрубок 11 и эжектор 12 в атмосферу. Нейтрализатор устанавливается на раме автомобиля и подсоединяется к системе выпуска отработавших газов дизеля посредством эластичной вставки из металлорукава 13. Особенностью нейтрализатора является размещение катализатора в сетчатых капсулах 14. Небольшой объем и мягкие упругие стенки последних значительно снижают механический износ гранулированного катализатора.

Общий объем гранул катализатора  $Q_k$  в реакторе определяется заданной величиной объемной скорости  $w_{об}$  газа (л газа/л катализатора в час) по известному выражению

$$Q_k = \frac{Q_{о.г.}}{w_{об}},$$

где  $Q_{о.г.}$  — расход отработавших газов.

Размеры реактора рассчитывают в соответствии с величинами скоростей начала псевдосжижения гранул  $w_{нач}$ , начала  $w_{пр}$  и окончания  $w_{кон}$  перехода гранул во вторичный статический слой, расчетные выражения для которых, выведенные на основании известных зависимостей [2], имеют следующий вид:

$$w_{нач} = 0,032 \sqrt{d_k \rho_k T_{о.г.}^p};$$

$$w_{пр} = 0,28 \sqrt{d_k \rho_k T_{о.г.}^p};$$

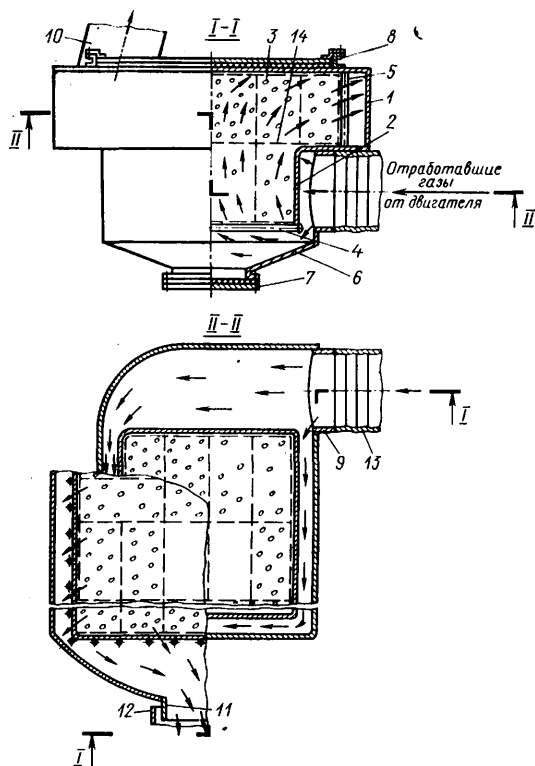


Рис. 1. Каталитический капсульный нейтрализатор

$$w_{кон} = 0,25 \sqrt{\frac{Q_k}{F_k} T_{о.г.}^p},$$

где  $d_k$  — диаметр гранул катализатора;

$\rho_k$  — плотность слоя гранул;

$T_{о.г.}^p$  — рабочая температура отработавших газов;

$F_k$  — площадь поперечного сечения капсулы.

Основные параметры нейтрализатора для автомобиля-самосвала БелАЗ-540А, полученные на основании приведенных зависимостей, находятся в следующих пределах: общий объем гранул катализатора в реакторе —  $(10 \div 20) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ; число капсул —  $(20 \div 40)$  шт.; объем гранул в одной капсуле —  $(0,4 \div 1,0) \cdot 10^{-3} \text{ м}^3$ ; размеры капсул —  $(0,1 \times 0,05 \times 0,1 \div 0,1 \times 0,1 \times 0,1) \text{ м}^3$ ; число рядов капсул в реакторе по вертикали — 2.

Выбор величин указанных параметров зависит от типа катализатора. Для медно-хромового катализатора «Азинефтехим-670» на носителе ШН-2, приготовленном из окиси алюминия  $\text{Al}_2\text{O}_3$  в форме шариков диаметром 3—5 мм и применяемом в нейтрализаторе автомобиля-самосвала БелАЗ-540А, эти величины соответствуют средним значениям.

Экспериментальные образцы разработанных нейтрализаторов испытывали на различных горных предприятиях на технологических карьерных автомобилях-самосвалах БелАЗ-540А при дальности транспортирования горной массы от 1 до 3 км и более с подъемами трассы до 8—10%.

Реакторы нейтрализаторов содержат капсулы, в которых гранулы могут перемещаться за счет свободного объема, составляющего  $1/5$  высоты капсулы.

В процессе испытаний проводился химический анализ проб отработавших газов по известным методикам. Отбор параллельных проб до и после нейтрализатора на одноименные компоненты осуществляли одновременно. Осредненные значения снижения концентрации токсичных компонентов по наиболее достоверным по сопоставимости данным приведены в таблице.

Компоненты отработавших газов	Режим работы автомобиля	
	Движение на подъем с грузом	Движение под уклон без груза
Оксид углерода . . . . .	62	38
Акролеин . . . . .	38 (до 60)	77—80
Формальдегид . . . . .	52 (до 75)	75—90

В период испытаний отмечалось снижение концентрации окислов азота в пределах 10—30% при работе дизеля на высоких нагрузках. Это может служить предварительным подтверждением того, что окислы азота частично восстанавливаются при повышенных концентрациях горючих компонентов и температуры отработавших газов, а также при пониженном содержании кислорода.

Аэродинамическое сопротивление разработанного нейтрализатора в среднем составляет  $0,03 \div 0,04 \text{ кгс/см}^2$  (25—30 мм рт. ст.) и не превышает  $0,05 \text{ кгс/см}^2$  (40—45 мм рт. ст.), что в сумме с сопротивлением каналов платформы кузова автомобиля-самосвала и соединительных патрубков составляет 40—70% предельно допустимого значения, составляющего  $0,15 \text{ кгс/см}^2$  (по ТУ 37.001.011 Ярославского моторного завода), и практически не влияет на величину эффективной мощности двигателя.

Приведенные на рис. 2 кривые 2 и 4 показывают стабилизирующее влияние нейтрализатора (как теплового аккумулятора) на температуру отработавших газов.

Как видно из рисунка, в случае уменьшения нагрузки на дизель снижение температуры отработавших газов при наличии нейтрализаторов замедляется (в пределах заштрихованной площади), что повышает интенсивность окислительных процессов.

Промышленные испытания позволили установить, что абразивный износ (и унос потоком отработавших газов) помещенного в капсулы на  $1/5$  их высоты гранулированного катализатора на носителе типа ШН-2 (с прочностью раздавливания

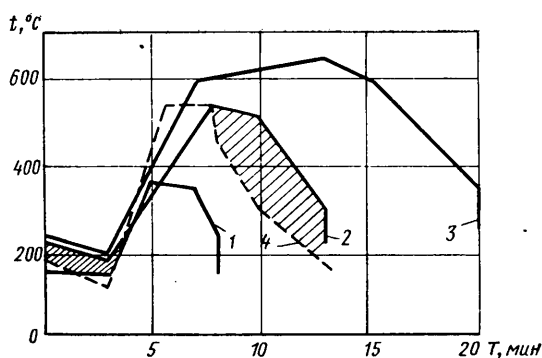


Рис. 2. Зависимость температуры  $t$  отработавших газов от продолжительности  $T$  работы автомобиля-самосвала БелАЗ-540А в карьере: 1, 2, 3 — расстояние транспортирования груза, соответственно равные 0,5; 1,5; 3,0 км (с нейтрализаторами); 4 — расстояние транспортирования груза 1,5 км (без нейтрализаторов)

60–80 кгс/см<sup>2</sup>) не превышает 10% массы гранул при работе дизеля за пробег автомобиля-самосвала, равный 100 тыс. км.

Отмечено также отсутствие сажевых и смолистых отложений на поверхности гранул, что служит дополнительным, хотя и косвенным признаком активности катализатора. При замене катализатора (для сравнения и контроля) фарфоровыми втулками диаметром 10 и длиной 15 мм на их поверхности образовывались коксоподобная пленка и слой сажи после непродолжительной работы дизеля. При этом не наблюдалось самоочистки поверхности втулок.

Опытно-промышленная эксплуатация нейтрализаторов, установленных в 1973 г. на автомобиле-самосвале БелАЗ-540А, показала, что можно практически полностью исключить абразивный износ и разрушение гранул катализатора за 4 года эксплуатации при трехменном режиме, т. е. за пробег автомобиля-самосвала, равный ~ 170 тыс. км.

Результаты промышленных испытаний позволяют отметить следующее.

Полученные показатели эффективности разработанного капсульного каталитического нейтрализатора несколько ниже показателей эффективности нейтрализаторов, работающих на платиновом катализаторе [3]. Однако при работе на идентичных катализаторах эффективность испытанных нейтрализаторов (в силу их конструктивного оформления) не может быть ниже эффективности нейтрализаторов известных конструкций. При этом по сравнению с известными нейтрализаторами капсульный каталитический нейтрализатор характеризуется долговечностью конструкции (подтвержденный срок службы более 4 лет), возможностью замены катализатора без замены корпуса, малым абразивным износом гранул катализатора (до практически неощутимого на 170 тыс. км. пробега автомобиля-самосвала).

Таким образом, разработанный нейтрализатор можно устанавливать на карьерных автомобилях-самосвалах, причем наиболее рационально использовать его в качестве элемента системы снижения токсичности отработавших газов, которая может включать механическую и жидкостную очистку газов, частичную рециркуляцию их, а также другие методы воздействия на рабочий процесс в цилиндрах дизеля.

Принципиальная схема разработанного капсульного каталитического нейтрализатора может, по-видимому, служить основой при проектировании каталитических нейтрализаторов для автомобилей различных моделей.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Филатов С. С., Афанасьев К. М. — «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1975, № 46. Авт. св. № 495444.
2. Афанасьев К. М. — «Горный журнал», 1976, № 5.
3. Френкель А. И., Тимофеевский А. А., Сайкин А. М. — «Безопасность труда в промышленности», 1976, № 3.

УДК 629.113.621.43.004

# Исследование распределения потока в системах охлаждения двигателей и агрегатов автомобилей

Канд. техн. наук Е. Н. ЗАЙЧЕНКО,

д-р физ.-мат. наук А. П. МЕРЕНКОВ, В. А. ПЕТРЕНКО, В. Г. СИДЛЕР

НАМИ, Сибирский энергетический институт Сибирского отделения АН СССР

В ПОСЛЕДНЕЕ время имеется тенденция усложнять конструкцию жидкостных систем охлаждения двигателей, особенно устанавливаемых на автомобилях большой грузоподъемности, самосвалах и междугородных автобусах. Это объясняется тем, что системы охлаждения, наряду с обеспечением теплового режима работы двигателя по температуре воды, масла и воздуха [1], должны поддерживать необходимый тепловой режим агрегатов трансмиссии и определенный уровень температуры в кабине автомобиля или салоне автобуса. Количество тепла, выделяемого в трансмиссии автомобиля, в ряде случаев соизмеримо с количеством тепла, отводимого от двигателя, что обуславливает применение дополнительных теплообменников и коммуникаций. Необходимость в предпусковом подогреве двигателей в холодное время года требует ввода в систему охлаждения предпускового подогревателя с дополнительными насосом и коммуникациями.

Кроме того, системы охлаждения усложняют в связи со все усиливающимся стремлением повышать абсолютную и удельную мощности двигателей при практически уменьшающихся размерах пространства, отводимого для ее агрегатов. Увеличение удельной мощности приводит к возрастанию тепловой напряженности работы двигателя и, следовательно, требует интенсификации существующих и введения дополнительных средств охлаждения.

В связи с этим системы охлаждения представляют собой сложное сочетание ряда элементов (теплообменников, полостей охлаждения блока цилиндров и головок, насосов, терморегулирующих устройств и трубопроводов), предназначенных для поддержания заданного температурного уровня двигателей и агрегатов при различных режимах работы автомобилей в широком диапазоне температур окружающей среды (от +50 до -50°C). Совокупности этих элементов, образующих многофункциональный комплекс активных элементов — насосов и пас-

сивных — тепловыделяющих, теплоотводящих и терморегулирующих элементов, объединенных и замкнутых коммуникациями, составляют гидравлические части систем охлаждения, представляющие собой особый вид компактных гидравлических сетей.

Опыт создания новых моделей автомобилей показал, что разработка систем охлаждения с целью обоснованного выбора гидравлических параметров и соответственно обеспечения их эффективной работы представляет определенные трудности. Гидравлические параметры выбираются по ограниченному числу аналогов, причем их характеристики не систематизированы и не обобщены на основе единого подхода. Это приводит к тому, что агрегаты системы охлаждения работают не вполне в оптимальном режиме и не полностью обеспечивают необходимые расчетные параметры.

Очевидно, что определяющим при решении этих и других вопросов, связанных с выбором конструкции элементов, их компоновки на стадии проектирования и в процессах доводки и модернизации автомобилей, должен стать анализ распределения потоков и потерь энергии в системах охлаждения при различных режимах работы автомобиля. Вместе с тем в этой области до настоящего времени практически не использовались методы теории гидравлических цепей, позволяющие рассматривать и исследовать с помощью ЭВМ систему охлаждения двигателя как единую гидравлическую сеть.

Положения теории гидравлических цепей служат основой для математического моделирования систем с разделением и объединением потоков жидкости и газа [2 и 3].

Реальные системы с произвольными схемами течения жидкости или газа можно изучать и имитировать на ЭВМ при помощи математических моделей гидравлических цепей трех классов: с сосредоточенными, регулируемыми и распределенными параметрами [3 и 4]. Вместе с тем это позволяет решать

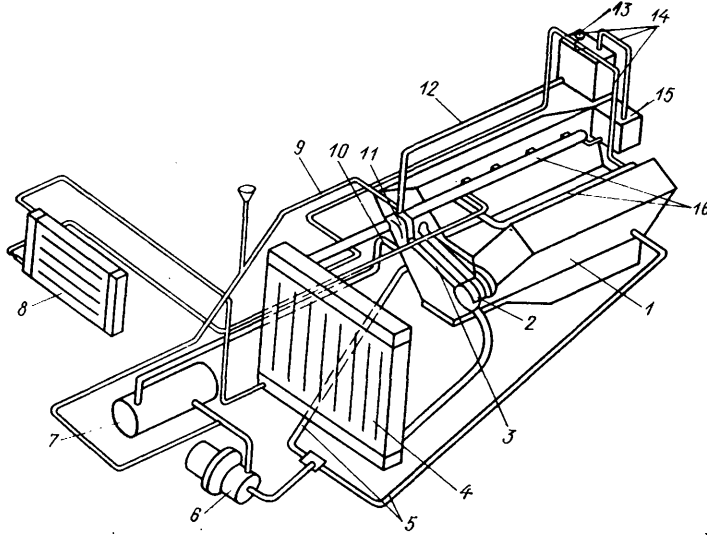


Рис. 1. Схема гидравлической части системы охлаждения V-образного двигателя и отопления кабины грузового автомобиля:  
 1 — полости охлаждения блока цилиндров и головок двигателя; 2 — жидкостный насос системы; 3 — перепускной патрубок; 4 — радиатор; 5, 9, 10 — трубопроводы предпускового подогревателя; 6 — насос предпускового подогревателя; 7 — котел предпускового подогревателя; 8 — радиатор-отопитель кабины; 11 — терморегулирующее устройство; 12 — компенсационный трубопровод; 13 — расширительный бачок; 14 — дренажные трубопроводы; 15 — компрессор; 16 — жидкостные коллекторные трубы

обратные задачи распределения потока, применяя метод «математического расходамера» [5], и задачу идентификации гидравлических систем [6].

Компактные гидравлические сети, отображающие гидравлические части систем охлаждения двигателей, агрегатов трансмиссий и отопления кабин или салонов автомобилей, являются замкнутыми. Движение жидкости в этих сетях осуществляется при отводе и подводе тепла, причем тепло подводится с локальной интенсивностью до  $2-3 \times 10^5$  тыс. ккал/м<sup>2</sup>·ч при избыточном давлении до 1 атм и температуре до 105—115°C. Схема гидравлической части систем охлаждения V-образного двигателя и отопления кабины грузового автомобиля приведена на рис. 1.

Несмотря на высокие тепловые нагрузки и различную температуру жидкости в разных элементах рассматриваемых сетей, течение жидкости можно принимать как изотермическое и не учитывать наличие паровой фазы. Это объясняется значительной разницей в температурах теплопередающих поверхностей и самой жидкости, температура которой ниже температуры насыщения при избыточном давлении в системе. Допускают, что кавитационные явления, происходящие во входной части насоса, локализуются в его колесе и могут с достаточной степенью точности учитываться видом напорной характеристики насоса.

Гидравлические сети отличаются от других типов сетей, например тепло-, водо- и газоснабжения, тем, что они состоят практически из одних местных сопротивлений. Ограниченное пространство, в котором размещены местные сопротивления, обуславливает их взаимную интерференцию и многообразие для различных автомобилей. Как показали экспериментальные исследования, проведенные с учетом интерференции потоков в смежных, близко расположенных элементах [7], режимы течения жидкости практически для всех местных сопротивлений являются автомодельными по числу Рейнольдса и соответственно подчиняются квадратичному закону.

Гидравлическую часть системы (рис. 1) можно представить расчетной схемой в виде непланарного графа (рис. 2), ветви которого являются элементарными участками этой системы. Схема имеет 42 ветви, 27 узлов и 16 контуров.

Ветви 17, 18, 19, 20 и 29, 30, 31, 32 отображают полости охлаждения соответственно левой и правой частей блока и головок цилиндров, а ветви 5, 4, 3 и 9, 8, 7 — каналы, соединяющие полости отдельных цилиндров. Ветви 24, 23, 22, 21 и 35, 34, 33 представляют коллекторы левой и правой частей блока цилиндров, в которые поступает жидкость, прошедшая через полости и каналы блока и головок; 11 — патрубок, соединяющий коллекторы левой и правой частей блока; 41 и 12 — патрубки, соединяющие выход из насоса 40 с полостями, расположенными в левой и правой частях блока. Ветви 13, 28, 36 являются дренажными трубопроводами, по которым осуществляется отвод воздуха и пара из радиатора и левой и

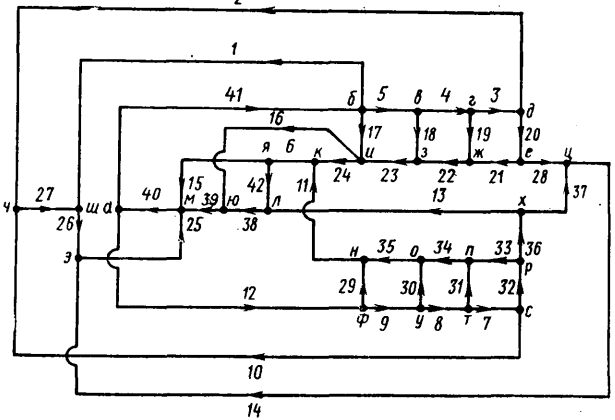


Рис. 2. Расчетная схема гидравлической части системы охлаждения:  
 1—42 — ветви; а—я — узлы

правой частей блока цилиндров в расширительный бачок 37; 14 — компенсационный трубопровод, соединяющий расширительный бачок через компенсационную полость терморегулятора 25 со входным патрубком насоса 40; 2, 10, 26 — трубопроводы, соединяющие насос 27 и котел 1 предпускового подогревателя с полостями блока цилиндров; 6, 42, 15 — входная, радиаторная и перепускная полости терморегулирующего устройства; 38, 39 — радиатор системы охлаждения и 16 — радиатор системы отопления.

Для исследования процессов в компактных сетях целесообразно использовать две математические модели, относящиеся к классу моделей с сосредоточенными параметрами. Эти модели являются эквивалентными в отношении совпадения получаемых результатов, но в зависимости от целей расчетов и используемых вычислительных методов имеют различное применение.

Данные модели можно построить на основании следующих положений.

Пусть имеется схема с произвольным движением жидкости, имеющая  $n$  ветвей ( $i=1, 2, \dots, n$ ),  $m$  узлов ( $j=1, 2, \dots, m$ ) и  $k$  линейно независимых контуров ( $c=1, 2, \dots, k$ ) при  $m-1+k=n$ . Введем обозначения величин, характеризующих ветвь (участок) схемы с номером  $i$  и номерами  $j$  и  $j+1$  его концевых узлов ( $i=[j, j+1]$ ):  $x_i$  — неизвестный установившийся расход жидкости ( $x_i \leq 0$ , если направление течения совпадает с ориентацией ветви, а в противном случае  $x < 0$ );  $p_j, p_{j+1}$  — давление на концах ветви;  $h_i = p_j - p_{j+1}$  — напор в ветви, эквивалентный потере давления;  $H_i$  — действующий напор (в случае пассивной ветви  $H_i = 0$ );  $s_i$  — гидравлическое сопротивление ветви;  $Q_j$  — известный (заданный) расход в узле  $j$  ( $Q_j < 0$  в случае подпитки, а для потребителя  $Q_j > 0$  и  $Q_j = 0$ , если узел  $j$  является простой точкой разветвления на схеме).

Если для каждой ветви действует квадратичный закон гидравлического сопротивления, то его удобно представить в виде

$$h_i + H_i = s_i |x_i| x_i. \quad (1)$$

В этом выражении по знаку при  $x_i$  можно судить о направлении потока в ветви и соответственно о знаке при  $h_i$ .

Путем введения векторных обозначений:  $x = (x_1, x_2, \dots, x_n)^T$ ,  $h = (h_1, h_2, \dots, h_n)^T$ ,  $H = (H_1, H_2, \dots, H_n)^T$  («Т» — знак транспонирования, поскольку имеются в виду векторы-столбцы), а также введения диагональных матриц

$$S = \text{diag}(S_1, S_2, \dots, S_n), \quad X = \text{diag}(|x_1|, |x_2|, \dots, |x_n|)$$

соотношения (1) можно записать в компактном виде, относящемся сразу ко всем  $n$  ветвям схемы:

$$h + H = SXx. \quad (2)$$

Для любого распределения потока должны выполняться два «сетевых» закона Кирхгофа.

Соответственно первому закону Кирхгофа в каждом узле  $j$  должен соблюдаться материальный баланс

$$\sum_j x_i = Q_j, \quad j = 1, 2, \dots, m-1, \quad (3)$$

где  $\sum_j$  — суммирование по всем ветвям  $i$ , имеющим общий узел  $j$ .

Величины  $Q_j$ , с учетом их знаков, необходимо задать таким образом, чтобы был их общий нулевой баланс, т. е.

$$\sum_{j=1}^m Q_j = 0 \text{ или } Q_m = - \sum_{j=1}^{m-1} Q_j. \quad (4)$$

Используя матрицу соединений  $A$ , которая однозначно отображает структуру (топологию) схемы и при этом фиксирует соединения всех ее  $n$  ветвей и  $m-1$  линейно независимых узлов, можно записать балансы (3) сразу для всей схемы

$$Ax = Q, \quad (5)$$

где  $Q = (Q_1, Q_2, \dots, Q_n)^T$ ;

$A - (m-1) \times n$  — матрица.

Второй закон Кирхгофа требует суммарного нулевого изменения напоров  $h_i$  для любого контура схемы; с этой целью достаточно, чтобы равенство

$$\sum_c h_i = 0 \quad (6)$$

выполнялось для любого контура из выбранной заранее системы независимых контуров.

Вводя матрицу  $k \times n$  контуров в матрицу  $B$  совпадения контуров и ветвей схемы, можем компактно записать уравнения (6) сразу для всей схемы

$$Bh = 0. \quad (7)$$

Непосредственное построение математических моделей (выбор расчетных систем уравнений) осуществляется с учетом того, какие параметры принимаются за основные неизвестные (расходы или узловые давления). Если в качестве основных неизвестных принимаются расходы в ветвях  $x_i$ , то расчетный метод основывается на обеспечении баланса потерь напоров во всех кольцах  $\sum_c h_i = 0$  при соблюдении общего материаль-

ного баланса в узлах  $\sum_{j=1}^n Q_j = 0$ . В соответствии с этим первая модель сводится к системе

$$Ax = Q, \quad Bh = 0, \quad h + H = Sxx, \quad (8)$$

состоящей из  $2n$  уравнений относительно  $2n$  неизвестных  $x_i$  и  $h_i$ .

Путем подстановки равенства (2) в уравнение (7) исключается вектор  $h$

$$Ax = Q, \quad BSxx = BH \quad (9)$$

и тем самым снижается порядок системы до  $n$ .

Если за неизвестные принимаются узловые давления  $p_j$ , то расчетный метод основывается на обеспечении баланса расходов в каждом узле  $\sum_j x_i = Q_j$  при соблюдении баланса потерь напоров в кольцах  $\sum_c h_i = 0$ . В этом случае можно не применять контуры схемы, так как при любом  $p_j$  уравнения

второго закона Кирхгофа обращаются в тождества, однако для определения всех неизвестных должна быть описана связь между напорами в ветвях и давлениями в узлах, т. е. между векторами  $h$  и  $p$ :

$$h = -A^T p$$

где  $A^T - n \times m$  — матрица, т. е. транспонированная полная матрица соединений всех  $m$  узлов и  $n$  ветвей схемы;  $\bar{p} = (p_1, p_2, \dots, p_{m-1}, p_m)$  — вектор узловых давлений ( $p_m$  — заданное давление в узле  $m$ , в качестве которого в рассматриваемой схеме принимается узел  $l$ , являющийся выходом из ветви 40).

Следовательно, вторая математическая модель сводится к системе

$$Ax = Q, \quad h = -A^T \bar{p}, \quad h + H = Sxx \quad (10)$$

из  $m-1+2n$  уравнений относительно  $x$ ,  $h$  и  $m-1$  значений  $p_j$ .

Для схемы, представленной на рис. 2, соответствующие ей матрицы будут следующих размеров:  $A - 26 \times 42$ ,  $A^T - 27 \times 42$ ,  $B - 16 \times 42$ . Отсюда порядок системы уравнений (8) равен 84, а системы (11) — 110. В настоящее время нет необходимости выполнять кропотливую и трудоемкую работу по составлению таких матриц и самих систем уравнений, поскольку имеются стандартные программы. С их помощью автоматизируется не только процесс составления математической модели, но и осуществляется логический и арифметический контроль исходных данных, выбор начального приближения, многовариантный счет и другие операции [4]. В качестве исходной информации необходимы массивы чисел, включающие все элементы расчетной схемы и гидравлические характеристики составляющих ее элементов.

Совокупность математических соотношений (8) или (11) совместно с исходной расчетной схемой гидравлической части системы представляет собой конкретную гидравлическую цепь с сосредоточенными параметрами. Общие методы расчета распределения потока для цепей аналогичного типа хорошо разработаны на основе сочетания метода линеаризации Ньютона, для решения систем нелинейных алгебраических уравнений и метода преобразований к контурным или узловым величинам. Применительно к системе (8) это будет метод контурных расходов, а для системы (11) — метод узловых давлений [4]. Успешное использование данных методов в рассматриваемой области зависит от учета ряда отмеченных особенностей, присущих системам охлаждения двигателей и агрегатов автомобилей.

Как показала практика математического моделирования гидравлических частей систем охлаждения, метод контурных расходов целесообразно применять для многовариантного анализа распределения расходов и потерь энергии в отдельных элементах систем при создании новых и усовершенствовании существующих систем охлаждения. Метод узловых давлений целесообразно использовать во время математического моделирования процессов в гидравлических частях систем охлаждения при экспериментальных их исследованиях с помощью ЭВМ.

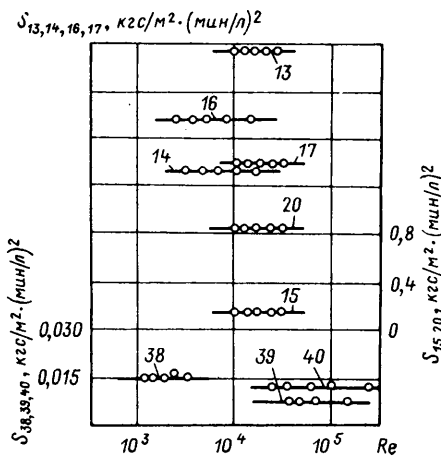


Рис. 3. Изменения в зависимости от числа Рейнольдса коэффициентов гидравлического сопротивления характерных ветвей цепи: 17, 20 — полости охлаждения первого и четвертого цилиндров правой части блока и головок; 38, 39 — радиатора системы охлаждения; 15 — перепускной полости терморегулирующего устройства; 40 — насоса; 14 — компенсационного трубопровода; 16 — радиатора системы отопления; 13 — дренажного трубопровода

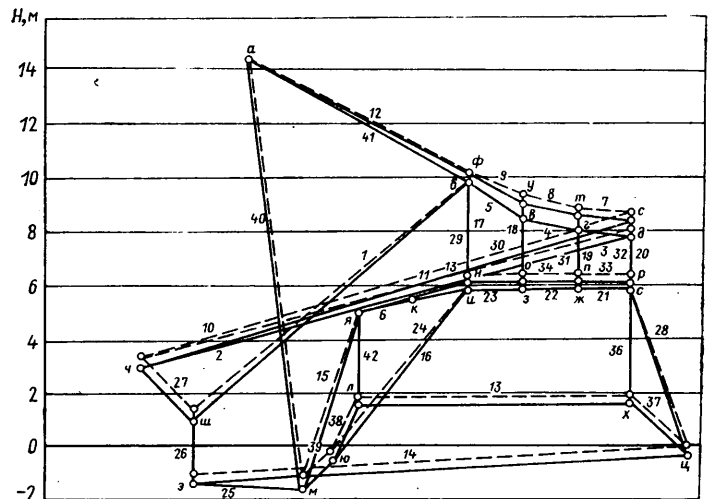


Рис. 4. Распределение напора насоса в характерных точках (узлах цепи) и подачи в основных ветвях гидравлической части системы охлаждения грузового автомобиля при номинальной частоте вращения двигателя (сплошные линии — по расчету, штриховые линии — экспериментальные данные, остальные обозначения те же, что на рис. 2)

На основе обобщенного метода контурных расходов в НАМИ разработана на языке ФОРТРАН программа для ЭВМ, учитывающая особенности жидкостных систем охлаждения. С помощью этой программы, используя установленные экспериментально величины гидравлических сопротивлений  $S$  отдельных элементов (рис. 3), проведены расчеты распределения потоков и давлений в ветвях систем охлаждения V-образного дизеля и отопления кабины грузового автомобиля. При этом были приняты отмеченные выше режимы работы, а также изменения функциональных параметров элементов системы и схемы их соединения.

В качестве примера в таблице и на рис. 4 приведены результаты расчета (сплошные линии) и экспериментального исследования (штриховые линии) гидравлической части системы при открытых основных клапанах термостатов. Хорошее совпадение экспериментальных и расчетных данных по распреде-

Номер ветви	Расход в л/мин		Номер ветви	Расход в л/мин		Узел	Напор в м		Узел	Напор в м	
	Эксперимент	Расчет		Эксперимент	Расчет		Эксперимент	Расчет		Эксперимент	Расчет
1	14	14,25	22	84	86,91	a	14,3	14,3	ц	0	-0,2
2	9	8,88	23	135	137,05	б	9,8	9,76	ч	3,3	2,91
3	55	57,13	24	183	183,78	в	8,4	8,37	ш	2,2	1,97
4	109	111,44	25	60	60,39	г	8,1	7,96	щ	-1,2	-1,43
5	160	161,58	26	32	32,49	д	8,0	7,88	э	-0,4	-0,50
6	357	361,95	27	18	18,24	е	6,1	5,91	ю	5,0	5,19
7	58	59,02	28	16	15,63	ж	6,1	5,89	я		
8	99	101,37	29	51	52,24	з	6,0	5,86			
9	143	150,74	30	49	49,37	и	5,9	5,82			
10	9	9,37	31	41	42,35	к	5,6	5,51			
11	174	178,19	32	49	49,64	л	1,8	1,48			
12	199	202,99	33	33	34,21	м	-1,3	-1,63			
13	4	3,16	34	74	76,56	н	6,2	6,04			
14	28	27,90	35	123	125,94	о	6,3	6,08			
15	0	1,53	36	16	15,43	п	6,4	6,11			
16	0	1,45	37	12	12,27	р	6,4	6,20			
17	48	48,15	38	361	363,56	с	8,5	8,34			
18	51	50,13	39	361	365,01	т	8,6	8,53			
19	54	54,31	40	421	426,90	у	9,2	8,93			
20	46	48,24	41	222	223,99	ф	10,3	10,15			
21	30	32,60	42	357	360,41	х	1,9	1,72			

лению потока в ветвях и напорах в узловых точках гидравлической сети, включающей в себя агрегаты системы охлаждения и полости двигателя, свидетельствуют о справедливости принятых допущений и правомочности выбора математических моделей. Анализ полученных расчетных данных позволил наметить пути повышения эффективности системы охлаждения за счет улучшения ее гидравлической части.

Эффективность математического моделирования существенно зависит от степени достоверности величины коэффициентов гидравлических сопротивлений элементов, служащих исходными данными для модели. Однако компактное конструктивное выполнение и разнообразие форм полостей и их соединений создают значительные трудности при экспериментальном определении указанных коэффициентов. В связи с этим актуальной является задача идентификации параметров математических моделей и рассматриваемых систем. С целью решения этой задачи в НАМИ проводятся мероприятия по созданию комплекса для автоматизированных исследований, разработке алгоритмов обработки результатов, а также по накоплению и обобщению гидравлических характеристик различных элементов систем охлаждения двигателей и агрегатов автомобилей.

### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зайченко Е. Н., Клименков В. Б., Савельев Г. М. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 10.
2. Хасилев В. Я. Элементы теории гидравлических цепей. — «Известия АН СССР. Энергетика и транспорт», 1964, № 1.
3. Хасилев В. Я. О применении математических методов при проектировании и эксплуатации трубопроводных систем. — «Известия АН СССР. Энергетика и транспорт», 1971, № 2.
4. Меренков А. П. и др. Методы и программы расчета гидравлических цепей с сосредоточенными, регулируемые и распределенными параметрами. — В кн.: Труды IV Всесоюзного семинара по комплексам программ математической физики. Под ред. Н. Н. Яненко. Новосибирск, ВЦ СО АН СССР, 1976.
5. Меренков А. П. и др. — «Теплоэнергетика», 1971, № 1.
6. Меренков А. П., Сидлер В. Г. Идентификация трубопроводных систем. — В кн.: Фактор неопределенности при принятии решений в больших системах энергетики. Т. 3. Иркутск, СЭИ СО АН СССР, 1974.
7. Зайченко Е. Н. и др. — «Автомобильная промышленность», 1978, № 1.

УДК 629.113.001.4:620.105

## Стенд для исследования характеристик шин грузовых автомобилей большой грузоподъемности

Канд. техн. наук А. М. ПЕТРЕНКО, Г. Н. КОПТЕЛОВ, М. М. ГУРОВ,

канд. техн. наук А. П. МАКАРОВ

Для комплексного исследования шин грузовых автомобилей большой грузоподъемности в лабораторных условиях был разработан и изготовлен специальный стенд (рис. 1 и 2), который состоит из рамы 1, прикрепляющейся к силовой стойке 2 с помощью карданного шарнира 3, подрамника 4, в котором устанавливается колесо с испытуемой шиной, платформы 5 и стола 6 с опорными роликами 7. Силовая стойка 2 имеет вертикальные пазы, позволяющие перемещать шарнир 3 и тем самым обеспечивать требуемую горизонтальность рамы 1.

Стенд оборудован специальными винтовыми упорами, предотвращающими при необходимости поворот рамы относительно горизонтальной оси шарнира 3. Между рамой 1 и шарниром 3 установлены динамометрические звенья 8. Испытуемое колесо устанавливается на «плавающей» оси 9, которая с помощью двух осевых стяжек 10 и четырех динамометрических звеньев 11, взаимосвязанных шарнирами 12, подвешена в подрамнике 4. Подрамник 4 шарнирно прикреплен к раме 1, что позволяет ему поворачиваться относительно рамы 1 и соответственно обеспечивать угол наклона плоскости колеса к опорной поверхности. Колесо опирается на платформу 5, перемещающуюся по опорным роликам 7, закрепленным на столе 6. Стол также может поворачиваться относительно вертикальной оси на силовой опоре 13. Платформа представляет собой «участок» дорожного полотна с тем или иным покрытием (бетонным, асфальтовым), нанесенным на жесткую металлическую плиту.

Стенд оборудован тормозным устройством, обеспечивающим при необходимости жесткую связь ступицы колеса с осью 9.

Нагрузки на шину создаются как с помощью грузов, закрепляемых на раме 1, так и с помощью силового гидроцилиндра, установленного между рамой 1 и силовой опорой 13. Платформа 5 перемещается либо силовым гидроцилиндром, либо автокраном, а для обеспечения необходимых скоростей движения применяется полиспастная система.

На стенде можно проводить следующие испытания: определять жесткость шины и коэффициенты демпфирования, определять коэффициенты сопротивления уводу и сцепления колеса с различными опорными поверхностями. Техническая характеристика стенда следующая:

Радиальная нагрузка на испытуемое колесо в тс	1,5—12
Создаваемые углы увода (диапазон поворота платформы по отношению к продольной плоскости) в град	±30
Угол наклона плоскости вращения испытуемого колеса к вертикальной плоскости в град	±10
Масса закрепляемого на раме груза в т	до 8
Максимальное усилие, создаваемое силовым возбудителем, в тс	25
Максимальная скорость движения платформы в км/ч	5
Габаритные размеры стенда в м:	
длина	5,5
ширина	2,0
высота (с шиной 18,00—24)	1,75

Радиальная жесткость и коэффициенты демпфирования шин определяются известными методами.

При определении радиальной жесткости шины нагрузка на шину создается гидравлическим силовым возбудителем, установленным между рамой 1 и силовой опорой 13. Нагрузка на шину регистрируется либо по динамометру, включенному в силовую цепь, либо по переносным тензовесам (ладометру), уста-



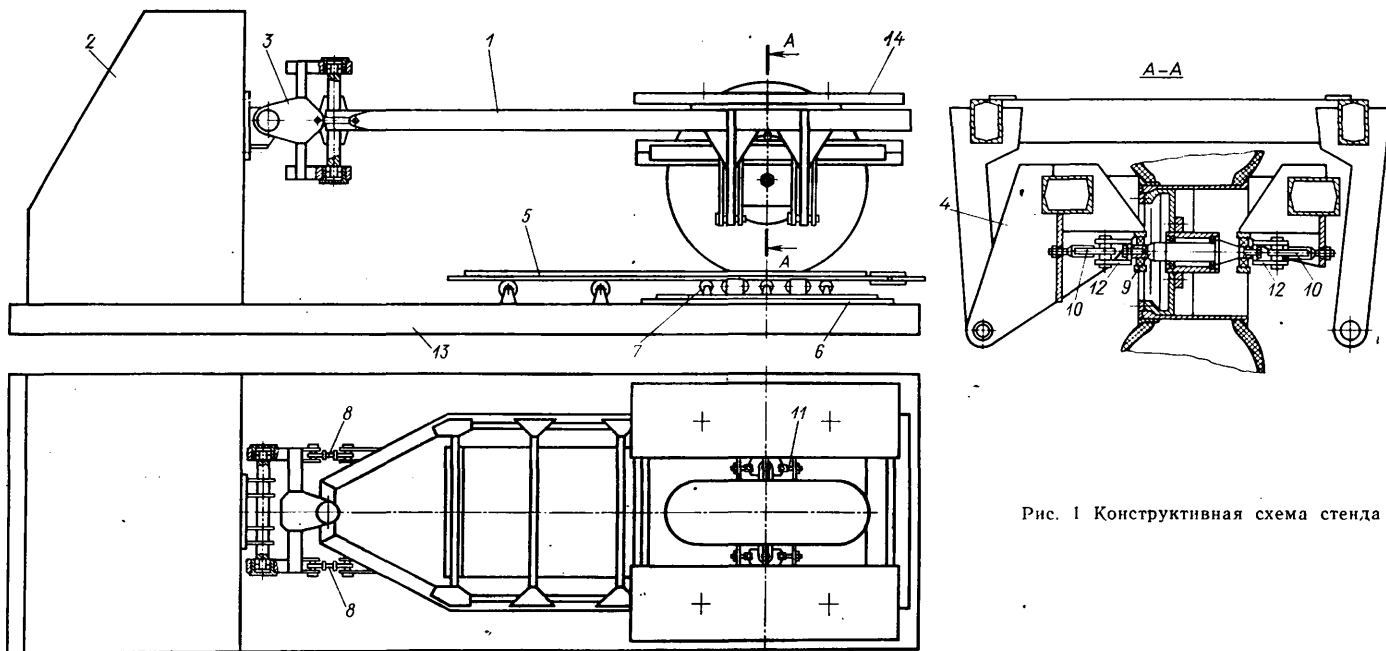


Рис. 1 Конструктивная схема стенда

овленным под шиной. Одновременно регистрируется и деформация шины.

Демпфирующая способность шины определяется с помощью становленного на раме 1 груза 14. Шина поджимается силовозбудителем (рама 1 — силовая опора 13), в силовую

Кoeffициент сопротивления уводу находят при имитации движения колеса по дорожной поверхности. Имитируется движение поступательным перемещением платформы 5, устанавливаемой вместе со столом 6 под определенным углом к плоскости вращения колеса. При этом измеряют усилия в динамометрических звеньях 8 и 11.

Расчет сил, действующих на колесо, определяют по следующим зависимостям (рис. 3):

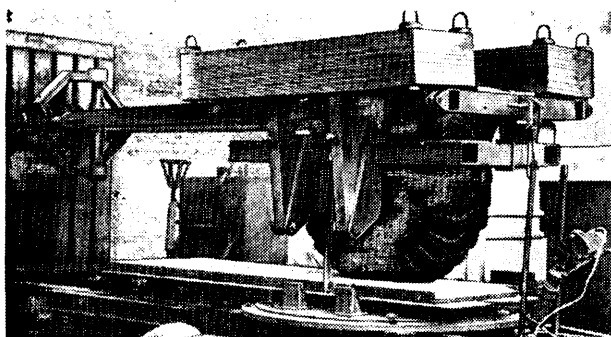


Рис. 2. Общий вид стенда

цепь которого включен электромеханический замок мгновенного разрыва цепи, включаемый через специальную рычажную систему. Разрыв силовой цепи при дополнительной нагрузке на шину вызывает свободные затухающие колебания системы. Демпфирующую характеристику можно определить и при качающемся колесе, используя поступательное перемещение платформы 5 при вертикальных колебаниях системы.

$$1) \text{ при } R_T \geq \frac{\sum_1^4 P_{Mi}}{2}$$

$$Y = \frac{a}{2c} (F_1 + F_2) - \frac{b}{2c} [(P_{T1} + P_{T4}) - (P_{T2} + P_{T3})];$$

$$R_T = \sum_1^4 P_{Ti};$$

$$M = \frac{b}{2} [(P_{T1} + P_{T4}) - (P_{T2} - P_{T3})];$$

(1)

$$2) \text{ при } R_T < \frac{\sum_1^4 P_{Mi}}{2}$$

$$Y = \frac{a}{2c} (F_1 + F_2) - \frac{b}{2c} \sum_1^4 P_{Mi};$$

$$R_T = (P_{M1} + P_{M4}) - (P_{M2} + P_{M3});$$

$$M = \frac{b}{2} \sum_1^4 P_{Mi},$$

(2)

где  $Y, R_T, M$  — соответственно боковая и тангенциальная силы и стабилизирующий момент в контакте шины с опорной поверхностью;

$F_1, F_2$  — соответственно усилия в левом и правом динамометрических звеньях 8;

$P_{Ti}, P_{Mi}$  — усилия в динамометрических звеньях;

$a$  — расстояние между динамометрическими звеньями 8;

$b$  — расстояние между динамометрическими звеньями 11;

$c$  — расстояние от вертикальной оси карданного шарнира до оси 9.

Кoeffициент сцепления шины с опорной поверхностью определяется на заторможенном колесе при перемещении платформы и регистрации усилий в динамометрических звеньях 11.

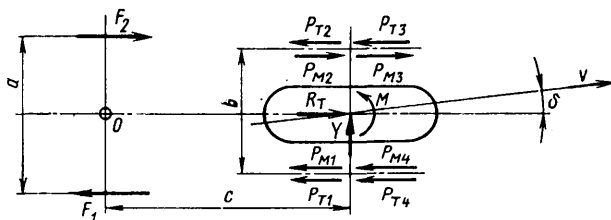


Рис. 3. Схема для определения стабилизирующего момента, боковой и тангенциальной силы

# О нагруженности подшипников ступиц ведомых колес автомобиля

Кандидаты техн. наук Г. Ш. ШАРМАЗАНОВ, А. Н. МУЧАИДЗЕ,

В. П. ЖЕВТУНОВ, А. С. САВЕРСКИЙ

Институт механики машин АН ГССР, Всесоюзный научно-исследовательский конструкторско-технологический институт подшипниковой промышленности

**ПОДБОР** подшипников трансмиссии автомобиля во многом зависит от величины динамического коэффициента безопасности  $K_6$ , учитывающего характер приложения нагрузки.

Кратковременные перегрузки значительно влияют на сроки службы деталей, разрушающихся от усталости при изгибе и кручении. Вместе с тем они не существенны для деталей, разрушающихся от усталости при контактных напряжениях, в частности, для подшипников качения [1]. Учитывая, что тяговое усилие, действующее на колесные подшипники, небольшое по величине, а боковая сила действует кратковременно [2], при изучении нагрузочных режимов и долговечности подшипников ступиц ведомых колес автомобиля основное внимание следует уделять длительно действующим вертикальным нагрузкам.

Непрерывно действующие переменные нагрузки являются следствием воздействия на колеса автомобиля неровностей дороги. Неровности носят случайный характер, поэтому исследования нагрузочных режимов проводили с применением аппарата математической статистики.

Экспериментальное изучение выносливости трансмиссионных деталей автомобилей, разрушающихся от усталости при контактных напряжениях, основано на знании количественной зависимости циклов нагружения по уровням действующих усилий. За цикл нагружения для подшипников принимается один оборот [3]. Поэтому фактически фиксированию подлежит количество оборотов ведомых подшипника по уровням нагрузки в типичных условиях работы автомобиля.

При экспериментах минимально необходимый объем работ устанавливался по методике, рекомендованной НИИАТом.

Установление спектра нагрузок на колесные подшипники ведомых колес осуществляли путем измерения напряжений проволоочными датчиками сопротивления, наклеенными непосредственно на кольца подшипника, или косвенным способом, при котором датчики наклеивали на шейку вала, где установлен подшипник.

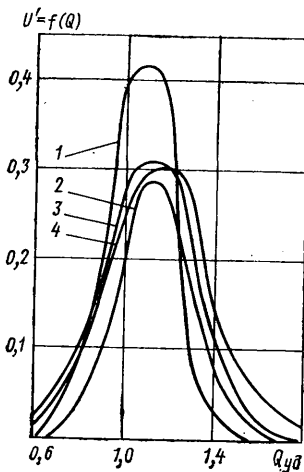
Для регистрации измеряемых параметров использовали четырехканальный тензометрический усилитель ТА-5 и осциллограф Н-700 со специально изготовленными кассетами большой емкости, приводимыми в движение от троса спидометра.

В каждом конкретном случае движения измеряли величину нагрузки, по которой строится вероятностная кривая распределения циклов (оборотов) по диапазонам нагружения.

На дорогах с различным покрытием выбирались экспериментальные участки одинаковой протяженности для опытных заездов автомобиля с различной скоростью.

Во время испытаний регистрировались средние значения диапазонов действующих нагрузок  $Q_i$  на подшипники ступиц колес автомобилей ЗИЛ-130, ПАЗ-672, ГАЗ-69 и частоты циклов (оборотов)  $U$ , полученные экспериментально при движении по булыжной дороге со скоростью движения 30 км/ч.

На рисунке приведены кривые распределения нагрузок на подшипники ступиц колес грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности и автобусов, построенные в координатах  $Q_{уд}—U'$ . Удельные значения нагрузок  $Q_{уд}$  представляют собой безразмерную величину, а именно отношение действующей нагрузки  $Q_i$  к статической  $Q_{ст}$ . Под статической подразумевается нагрузка от массы автомобиля,



Кривые распределения нагрузок на подшипники ступиц колес грузовых автомобилей малой и средней грузоподъемности и автобусов при движении:

1 — по асфальтобетонным дорогам ( $v_{ср} = 50$  км/ч); 2 — по грунтовым дорогам ( $v_{ср} = 40$  км/ч); 3 — по щебеночным дорогам ( $v_{ср} = 30$  км/ч); 4 — по булыжным дорогам ( $v_{ср} = 30$  км/ч)

приходящейся на данный подшипник в статике. Относительная частота  $U'$  (вероятность) распределения циклов (оборотов) по диапазонам нагрузок представляет собой отношение числа оборотов подшипника в данном диапазоне нагрузок к суммарному числу оборотов на длине участка испытаний.

Кривые распределения нагрузок, выраженных в удельных единицах, показывают, что диапазон нагружения  $Q_i$  для различных типов автомобилей можно выразить через удельную нагрузку одними и теми же значениями. В результате испытаний установлено, что величины  $U'$  по диапазонам удельных нагрузок различных автомобилей незначительно разнятся между собой, а в некоторых случаях почти совпадают.

Зная весь спектр нагрузок на подшипники колес от радиальной силы, действующей при заданной скорости движения и при определенном дорожном покрытии, можно по формуле, предложенной С. В. Серенсеном и В. И. Когаевым [4], определить эквивалентные нагрузки, действующие на подшипники ступиц

$$Q_э = \sqrt[3]{\frac{\sum Q_i^3 U'_i}{\sum U'_i}} \text{ кгс}, \quad (1)$$

где  $Q_i$  — нагрузка в заданном диапазоне, определяемая соответствующей кривой распределения (рис. 1);

$U'_i$  — вероятность циклов в диапазоне нагружения  $Q_{уд}$ .

Динамические коэффициенты, учитывающие характер воздействия нагрузки на подшипники ступиц ведомых колес автомобиля, определяют из отношения эквивалентной нагрузки к статической

$$K_6 = \frac{Q_э}{Q_{ст}}. \quad (2)$$

С помощью изложенной выше методики и результатов испытаний были рассчитаны динамические коэффициенты и установлена корреляционная связь этих коэффициентов со скоростью движения  $v_a$  рассмотренных автомобилей. Для каждого вида дорожного покрытия выведены соответствующие эмпирические формулы, позволяющие определять динамические коэффициенты (см. таблицу).

Тип покрытия	Эмпирические формулы
Асфальт . . . . .	$K_6 = 1,11 + 0,000062 v_a$
Грунт . . . . .	$K_6 = 1,18 + 0,000037 v_a^2$
Щебень . . . . .	$K_6 = 1,16 + 0,000017 v_a^2$
Булыжник . . . . .	$K_6 = 1,2 + 0,000029 v_a^2$

Граница применимости этих формул по скорости движения автомобилей для асфальтированной дороги  $v_a = 10 \div 80$  км/ч, а для остальных дорог  $v_a = 10 \div 50$  км/ч.

Значения динамических коэффициентов, полученных изложенным выше способом, можно использовать для расчета долговечности не только подшипников ступиц ведомых колес автомобилей, но и других деталей, например подшипников шкворней.

Установленный таким путем коэффициент  $K_6$  можно использовать также и для методики расчета ресурса подшипников ступиц колес грузовых автомобилей средней грузоподъемности и автобусов с учетом условий их эксплуатации.

Зная скорость движения автомобиля  $v_a$ , с помощью формул, приведенных в таблице, определим эквивалентные нагрузки на подшипник ступицы колеса при движении автомобиля по дорогам с различными покрытиями

$$Q_{эi} = Q_{ст} K_6 K_k,$$

где  $K_k=1,2$  — коэффициент вращения при вращении наружного кольца.

Статическую нагрузку на ступицу ведомого колеса определим по формуле

$$Q_{сТ} = \frac{(A + B\beta)0,27}{2},$$

где  $A$  — полная масса автомобиля;  
 $\beta$  — коэффициент использования пробега;  
 $B$  — грузоподъемность автомобиля.

По найденным значениям  $Q_{ai}$  определим приведенную нагрузку на ступицу колеса

$$P = \sqrt[3]{Q_{s1}^3 \frac{D_1}{100} + Q_{s2}^3 \frac{D_2}{100} + Q_{s3}^3 \frac{D_3}{100} + Q_{s4}^3 \frac{D_4}{100}},$$

где  $D_1, D_2, D_3, D_4$  — соответственно средние значения пробегов автомобиля по дорогам с различным типом покрытия в %.

Подсчитаем 90%-ный ресурс подшипников ступицы ведомого колеса

$$L = \left(\frac{c}{p}\right)^{10/3} \frac{10^6 \cdot v_{ср}}{n \cdot 60} \text{ км},$$

где  $c$  — коэффициент грузоподъемности подшипника (по каталогу).

Таким образом, с помощью данных формул можно определять коэффициенты безопасности, приведенные нагрузки и ресурс подшипников ступиц ведомых колес автомобилей с учетом их эксплуатации на дорогах с различными видами покрытия.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Гольд Б. В. Прочность и долговечность автомобиля. М., «Машиностроение», 1974.
2. Серенсен С. В., Когаев В. И. Руководство по расчету на усталость элементов конструкции и машин. М., «Машиностроение», 1969.
3. Митропольский А. К. Техника статистических вычислений. М., «Наука», 1971.
4. Мучаидзе А. Н., Джапаридзе Н. Л., Бадриев К. Л. Режимы работы автомобилей в горной местности. Тбилиси, «Мецниереба», 1974.

УДК 629.113.001

## Предельная скорость гоночного автомобиля на поворотах

В. В. БЕКМАН

СННТА

**ПРЕДЕЛЬНАЯ** скорость гоночного автомобиля на повороте обуславливается потерей боковой устойчивости, т. е. опрокидыванием автомобиля, пробуксовкой внутреннего по отношению к центру поворота менее нагруженного колеса или заносом — скольжением колес от центра поворота. Две первые причины нехарактерны для гоночного автомобиля, поскольку его центр тяжести расположен очень низко, а дифференциалы обычно относятся к самоблокирующемуся типу или совсем не используются. Таким образом, предельная скорость гоночного автомобиля на повороте ограничивается заносом колес. Рассмотрим это явление в схематизированной форме.

При движении автомобиля на повороте с постоянной скоростью и при отсутствии силы тяги он подвержен действию центробежной силы

$$J = \frac{G}{g} \cdot \frac{v^2}{R} \text{ или } J = Cv^2, \text{ если } C = \frac{G}{gR}, \quad (1)$$

где  $G$  — масса автомобиля;  
 $v$  — скорость автомобиля;  
 $R$  — радиус поворота;  
 $g=9,8 \text{ м/с}^2$ .

Центробежная сила уравнивается боковой реакцией колес  $T=G\varphi$ , где  $\varphi$  — коэффициент сцепления шин с дорогой.

Следовательно,  $J=T$ , откуда получаем предельную скорость

$$v_{пр} = \sqrt{\frac{G\varphi}{C}}. \quad (2)$$

На автомобиль может действовать подъемная аэродинамическая сила  $Z=Bv^2$ , а коэффициент

$$B = \frac{c_z}{2} \rho F,$$

где  $c_z$  — коэффициент подъемной силы;  
 $\rho$  — массовая плотность воздуха;  
 $F$  — лобовая площадь автомобиля.

Тогда равенство  $J=T$  имеет вид

$$Cv^2 = (G - Bv^2)\varphi. \quad (3)$$

Отсюда

$$v_{пр} = \sqrt{\frac{G\varphi}{C + B\varphi}}. \quad (4)$$

Следует иметь в виду, что при использовании аэродинамических устройств для получения прижимающей силы (крылья, спойлеры) коэффициент  $c_z$  имеет отрицательные значения.

Для случая движения автомобиля по треку с поднятыми виражами (под углом  $\beta$  в поперечном сечении) действительно уравнение

$$(J \sin \beta + G \cos \beta)\varphi = J \cos \beta - G \sin \beta,$$

откуда предельная скорость

$$v_{пр} = \sqrt{\frac{G(\operatorname{tg} \beta + \varphi)}{C(1 - \varphi \operatorname{tg} \beta)}}. \quad (5)$$

Движению по треку автомобиля, на который действует подъемная сила, соответствует уравнение

$$J \cos \beta - G \sin \beta = (G \cos \beta + J \sin \beta - Z)\varphi.$$

Тогда

$$v_{пр} = \sqrt{\frac{G(\operatorname{tg} \beta + \varphi)}{C(1 - \varphi \operatorname{tg} \beta) + \frac{\varphi\beta}{\cos \beta}}}. \quad (6)$$

Когда ведущие колеса передают тяговое усилие, предельная скорость меньше, так как сила сцепления  $Q$  ведущей оси расходуется не только на получение боковой реакции колес  $T$ , но и на тяговое усилие. В этом случае при тех же условиях работы автомобиля с задними ведущими колесами и отсутствии дифференциала или при его блокировке свободная сила тяги определяется выражением

$$P_k = \sqrt{\left[\varphi \frac{a}{L}(G \cos \beta + J \sin \beta - Z)\right]^2 - \left[(J \cos \beta - G \sin \beta) \frac{a}{L}\right]^2},$$

где  $a$  — расстояние от центра тяжести до передней оси;  
 $L$  — колесная база.

С другой стороны,

$$P_k = f(G \cos \beta + J \sin \beta - Z) + Av^2,$$

где  $f$  — коэффициент сопротивления качению;

$$A = \frac{c_x}{2} \rho F \quad (c_x \text{ — коэффициент сопротивления воздуха}).$$

Приравняв правые части выражений для  $P_k$ , получим уравнение, позволяющее определить искомую скорость

$$v_{пр} = \sqrt{\frac{-p \pm \sqrt{p^2 - 4qs}}{2q}}, \quad (7)$$

где

$$p = \left[f^2 - \left(\varphi \frac{a}{L}\right)^2 - \left(\frac{a}{L}\right)^2\right] 2GC \sin \beta \cos \beta + \left[\left(\varphi \frac{a}{L}\right)^2 - f^2\right] 2GB \cos \beta + 2fGA \cos \beta;$$

$$q = \left[ f^2 - \left( \varphi \frac{a}{L} \right)^2 \right] C^2 \sin^2 \beta + \left[ fA - f^2 B + \left( \varphi \frac{a}{L} \right)^2 B \right] 2C \sin \beta + f^2 B^2 - 2fAB + A^2 - \left( \varphi \frac{a}{L} \right)^2 B^2 + \left( \frac{a}{L} \right)^2 C^2 \cos^2 \beta; \quad (8)$$

$$s = G^2 \left[ f^2 \cos^2 \beta - \left( \varphi \frac{a}{L} \right)^2 \cos^2 \beta + \left( \frac{a}{L} \right)^2 \sin^2 \beta \right].$$

Формулы (7) и (8) дают возможность определить  $v_{пр}$  и для некоторых частных случаев. Так, для автомобиля без аэродинамических устройств, движущегося по плоскому повороту,  $v_{пр}$  определяется при условии  $B=0$  и  $\beta=0$ . Если автомобиль снабжен крыльями, то для такого поворота  $B \neq 0$ ;  $\beta=0$ . При отсутствии крыльев и поднятом выраже  $B=0$ ;  $\beta \neq 0$ .

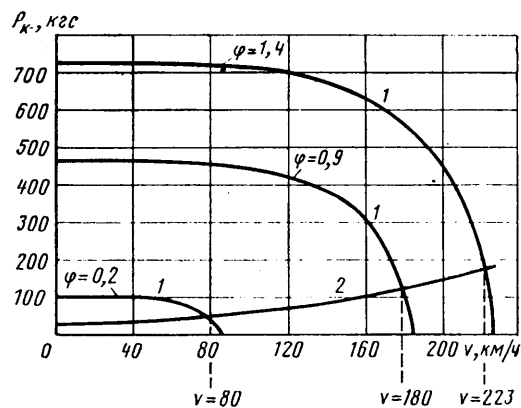
Для плоского поворота и автомобиля без крыльев расчетное определение  $v_{пр}$  остается достаточно простым и в том случае, если считать  $f$  переменным, используя выражение  $f=f_0 + kv^2$  с постоянными коэффициентами  $f_0$  и  $k$ , но при этом выражения для коэффициентов  $p$ ,  $q$  и  $s$  изменяются по сравнению с формулами (8).

На рисунке показана зависимость предельной скорости  $v_{пр}$  на повороте от коэффициента сцепления и действия силы тяги  $P_k$ . График построен для плоского поворота ( $R=290$  м) и автомобиля без крыльев. Кривые 1 соответствуют свободной силе тяги  $P_k$ , остающейся после вычитания части силы сцепления, затрачиваемой для получения боковой реакции  $T$  ведущих колес. Кривая 2 представляет собой необходимую для движения силу тяги  $P_k = fG + Av^2$ . Пересечения кривых 1 и 2 дают предельную скорость  $v_{пр}$  при различных значениях  $\varphi$ . Пересечения кривых 1 с осью абсцисс дают  $v_{пр}$  при  $P_k=0$ , т. е. по формуле (2). Как видно из графика,  $v_{пр}$ , найденная по формулам (7) и (8) с учетом силы тяги, незначительно отличается от скоростей  $v_{пр}$ , полученных по формуле (2).

Более заметно сказывается использование крыльев. Для плоского поворота при  $R=290$  м и  $\varphi=1,4$  по формулам (4), (7) и (8) получим для автомобиля с крыльями соответственно  $v_{пр}=274$  и  $266$  км/ч, а по формулам (2), (7) и (8) для автомобиля без крыльев получим  $227$  и  $224$  км/ч. Следовательно, в рассматриваемом случае крылья увеличивают  $v_{пр}$  на  $\sim 20\%$ .

На поднятом повороте с углом  $\beta=9^\circ 12'$  и  $R=290$  м (большой специальный трек) при  $\varphi=1,4$  для автомобиля без крыльев при расчете по формулам (5), (7) и (8)  $v_{пр}=273$  и  $265$  км/ч, а при наличии крыльев по формулам (6), (7) и (8)  $v_{пр}=353$  и  $333$  км/ч. Таким образом, крылья дают прирост  $v_{пр}$  на  $25-29\%$ .

Приведенные цифры характеризуют эффективность крыльев как средства повышения средних скоростей на кольцевых дорогах. Мощности и максимальные скорости гоночных автомобилей типа GP выпуска 1938—1939 и 1975—1976 гг. приблизительно одинаковы, но современные автомобили достигают значительно более высоких средних скоростей за счет более высоких скоростей на поворотах, ускорений, а также замедлений при торможениях. На одной из традиционных кольцевых дорог, используемой для гонок, в период 1938—1976 гг. средняя скорость возросла с 130 до 190 км/ч. Этот прирост скорости объясняется в основном введением аэродинамических устройств и современных шин широкого профиля, улучшающих сцепление колес с дорогой.



Значительный эффект в повышении предельной скорости на поворотах дают системы, обеспечивающие аэростатическую нагрузку на колеса за счет отсоса воздуха из-под кузова автомобиля [1]. В этом случае

$$v_{пр} = \sqrt{Rg \varphi \frac{G+X}{G}} = \sqrt{\frac{\varphi(G+X)}{C}}, \quad (9)$$

где  $X$  — аэростатическая нагрузка, которая практически может быть равной  $G$ .

Следовательно, скорость  $v_{пр}$  рассматриваемого автомобиля будет в  $\sqrt{2} = 1,41$  раза больше, чем для обычного автомобиля, вычисленная по формуле (2). При испытаниях автомобиля с отсосом воздуха работали на поворотах с центробежными ускорениями до  $18$  м/с<sup>2</sup>.

Формулы (2)—(9) основаны на некоторых допущениях: постоянстве радиуса поворота, фиксированном положении рулевого колеса и т. д.; не учитывается здесь влияние увода колес на сопротивление качению, поскольку расчетные значения  $v_{пр}$  практически несущественно зависят от величины  $f$ .

В действительности явления, происходящие при повороте автомобиля, иногда могут быть сложнее и, например, при быстрых поворотах руля на кривых переменного радиуса предельная скорость на основании исследований Н. Е. Жуковского [2] может оказаться значительно ниже вычисленной по вышеприведенным формулам.

Тем не менее приведенные зависимости отражают влияние улучшений конструкции на динамику движения автомобилей на поворотах и соответствуют практическим наблюдениям в условиях гонок. В тех формулах, где учитывается действие силы тяги, можно выбирать значения  $f$  на основании предварительного расчета скорости  $v_{пр}$  без учета величины  $P_k$ , что позволяет определить искомую скорость  $v_{пр}$  способом последовательного приближения.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бекман В. В. — «Автомобильная промышленность», 1972, № 8.
2. Жуковский Н. Е. Полное собрание сочинений, т. VIII, 1937, с. 280.

УДК 629.113.004

## Особенности проектирования гидроцилиндров опрокидывающего механизма автомобилей-самосвалов

Д-р техн. наук З. Л. СИРОТКИН, Н. К. КРЫЖАНОВСКИЙ

Белорусский автозавод

**О**ДНОЙ из основных задач, которые приходится решать конструктору в процессе проектирования гидропривода опрокидывающего механизма автомобиля-самосвала, является определение основных параметров гидроцилиндров: числа ступеней  $n$ , рабочих диаметров  $d_n$  и ходов  $l_n$ .

Исходными данными обычно являются масса груженого кузова  $G_2$ , координаты его центра тяжести и номинальное давление рабочей жидкости  $p_{ном}$  [1].

От положения оси опрокидывания относительно центра тяжести груженого кузова зависит работа, необходимая для опрокидывания кузова на заданный угол  $\varphi$ , и, следовательно, требуемый объем гидроцилиндров  $V_p$  [1].

При выборе положения оси опрокидывания необходимо исходить из следующих основных условий:

1) исключения возможности самопроизвольного опрокидывания кузова при движении автомобиля-самосвала, т. е. соблюдения неравенства

$$P'_в h'_в + (G_2 \sin \alpha + P'_н) h'_к < G_2 m \cos \alpha,$$

где  $P'_в$  — сила сопротивления воздуха, действующая на кузов автомобиля-самосвала;

$h'_в$  — расстояние от оси опрокидывания до линии действия силы сопротивления воздуха;

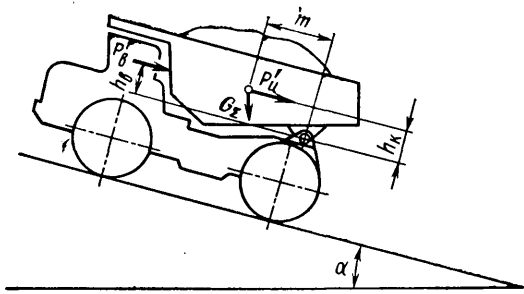


Рис. 1. Схема сил, действующих на кузов автомобиля-самосвала в общем случае движения

$P'_i$  — сила инерции груженого кузова;

$m, h_k$  — координаты центра тяжести груженого кузова относительно оси опрокидывания (рис. 1);

2) обеспечения требуемых параметров компоновки автомобиля (развески, угла опрокидывания кузова, наименьшего расстояния от поверхности грунта до низшей точки пола кузова, гарантирующего разгрузку автомобиля-самосвала, и др.);

3) обеспечения возможности торможения кузова в процессе его опрокидывания с целью предупреждения явления «запрокидывания», т. е. обеспечения включения в работу ступени двойного действия до момента появления в цилиндре растягивающего осевого усилия;

4) обеспечения возможности принудительного возврата полностью опрокинутого кузова в исходное положение (главным образом для автомобилей-самосвалов с кузовами ковшового типа).

Необходимость выполнения последних двух условий возникает лишь в случае установки гидроцилиндров с одной ступенью двойного действия. Очевидно, что гидроцилиндры со всеми ступенями двойного действия обеспечат как торможение кузова в процессе его опрокидывания, так и принудительный возврат полностью опрокинутого кузова. Однако такие гидроцилиндры сложны, обладают большой массой и высокой стоимостью изготовления. Вследствие этого с целью упрощения конструкции, улучшения ее технологичности, уменьшения массы и снижения стоимости изготовления обычно применяют телескопические гидроцилиндры с одной ступенью двойного действия.

На каждом автомобиле-самосвале расчетному объему  $V_p$  при определенном давлении  $p_{ном}$  и угле опрокидывания кузова  $\varphi$  может удовлетворять множество различно установленных гидроцилиндров с разными значениями основных параметров.

В каждом конкретном случае, исходя из особенностей компоновки и требований технологии, необходимо либо задаться величиной диаметра первой ступени гидроцилиндра  $d_1$  и определить плечо  $h$  гидроцилиндра относительно оси опрокидывания кузова, либо задаться величиной плеча  $h$  гидроцилиндра и определить диаметр его первой ступени  $d_1$  (рис. 2).

Оба эти параметра связаны между собой уравнением

$$zh p_{ном} \frac{\pi d_1^2}{4} \eta_{м.г} = \frac{G_2 m}{\eta_{м.о}}, \quad (1)$$

где  $z$  — число гидроцилиндров на шасси автомобиля;  $\eta_{м.г}, \eta_{м.о}$  — механический КПД соответственно гидроцилиндра и опрокидывающего механизма. Из уравнения (1) имеем

$$h = \frac{4G_2 m}{z p_{ном} \pi d_1^2 \eta_{м.г} \eta_{м.о}}; \quad (2)$$

$$d_1 = 1,128 \sqrt{\frac{4G_2 m}{z p_{ном} h \eta_{м.г} \eta_{м.о}}}. \quad (3)$$

Диаметры последующих ступеней гидроцилиндра можно определить из условия обеспечения минимальной толщины стенок труб при необходимой их жесткости и оптимальной унификации. Минимальная толщина стенок труб гидроцилиндра позволяет при наименьшей его массе получить наибольшие эффективные площади ступени и, следовательно, наибольший расчетный объем гидроцилиндра.

При этом необходимо соблюдать условие, при котором максимальная деформация в радиальном направлении стенок труб

<sup>1</sup> Первой ступенью принято называть ступень, имеющую наибольший диаметр.

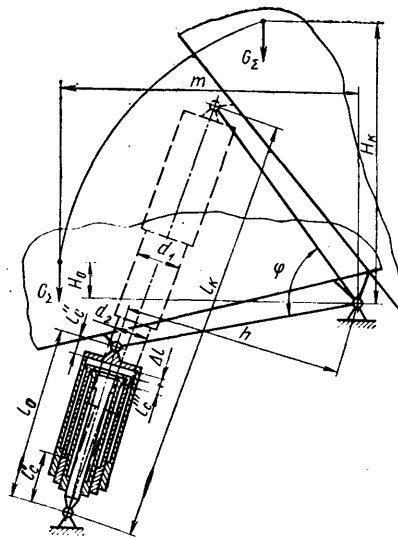


Рис. 2. Схема установки цилиндра опрокидывающего механизма ( $H_0$  — высота центра тяжести в начальном положении,  $H_k$  — высота центра тяжести в конечном положении)

отдельных звеньев, возникающая от действия давления рабочей жидкости, не должна превышать минимальный зазор в сопряжении звеньев телескопического гидроцилиндра во избежание заклинивания звеньев и задилов их поверхностей.

Для расчета тонкостенных симметричных оболочек используется формула [2]

$$\delta = \frac{p d_{вн}}{2\sigma_t}, \quad (4)$$

где  $\delta$  — толщина стенки цилиндра;

$d_{вн}$  — внутренний диаметр цилиндра;

$p$  — внутреннее давление рабочей жидкости;

$\sigma_t$  — нормальное напряжение, возникающее в тангенциальном направлении.

Деформацию стенок цилиндров в радиальном направлении, возникающую от действия внутреннего давления рабочей жидкости, определяют по формуле [3]

$$\Delta d = \frac{d_{вн}}{E} \sigma_t,$$

где  $E$  — модуль упругости, принимаемый для стали равным  $2,1 \cdot 10^6$  кгс/см<sup>2</sup>.

Подставляя значение  $\sigma_t$  в формулу (4), получим

$$\delta = \frac{p_{max} d_{вн}^2}{2\Delta d E}. \quad (5)$$

где  $p_{max}$  — максимальное давление рабочей жидкости.

Допустимая деформация  $\Delta d$  стенок в радиальном направлении назначается по выбранной посадке сопрягаемых цилиндров из условия предотвращения их заклинивания

$$\Delta d \leq \Delta d_{min},$$

где  $\Delta d_{min}$  — минимальный зазор в сопряжении.

Для расчета толщины стенки трубы каждой последующей ступени обычно пользуются не внутренним, а наружным диаметром, начиная с  $d_1$ , определенного по формуле (3).

Принимая во внимание равенство

$$d_{вн} = d_n - 2\delta,$$

где  $d_n$  — наружный диаметр ступени цилиндра, можно формулу (5) преобразовать в уравнение

$$4p_{max} \delta^2 - 2(2p_{max} d_n + \Delta d E) \delta + p_{max} d_n^2 = 0. \quad (6)$$

Решая это квадратное уравнение относительно  $\delta$ , получим

$$\delta = \frac{d_n}{2} + \frac{\Delta d E}{4p_{max}} - \sqrt{\frac{\Delta d E (4p_{max} d_n + \Delta d E)}{4p_{max}}}; \quad (7)$$

Тогда диаметр любой последующей ступени

$$d_{n+1} = d_n - 2\delta_n, \quad (8)$$

где  $d_n, \delta_n$  — соответственно диаметр и толщина стенки предыдущей ступени.

Практика показала, что наиболее компактен гидроцилиндр, у которого длины ходов  $l$  всех ступеней примерно равны.

При установке гидроцилиндра в начальное положение необходимо длину рабочего хода первой ступени уменьшить на величину  $\Delta l = 30 \div 40$  мм.

Тогда при известном числе ступеней  $n$

$$l \sum_{i=1}^n F_i = V_p + \Delta l F_1, \quad (9)$$

где  $F_1$  — площадь первой ступени гидроцилиндра.

Из формулы (9) ход одной ступени гидроцилиндра

$$l = \frac{V_p + \Delta l F_1}{\sum_{i=1}^n F_i}. \quad (10)$$

По величине принятого максимального давления рабочей жидкости  $p_{\max}$  и по эффективному диаметру первой ступени необходимо определить максимально возможное усилие по линии действия гидроцилиндра.

Исходя из величины этого усилия, можно определить линейные размеры деталей, являющиеся постоянными для данного гидроцилиндра, т. е. определить линейную константу гидроцилиндра  $l_c = l'_c + l''_c + l_c'''$  (рис. 2). Тогда длина гидроцилиндра в начальном положении (установочная)

$$l_0 = l_c + l + \Delta l, \quad (11)$$

а длина гидроцилиндра в конечном положении

$$l_k = l_0 + nl - \Delta l = l_c + l(n + 1). \quad (12)$$

С увеличением числа ступеней повышается коэффициент использования объема цилиндров  $K_v$  [1]. Однако при этом усложняется конструкция, ухудшается технологичность, увеличивается масса и повышается стоимость гидроцилиндров. Кроме того, с увеличением числа ступеней возрастает величина прогиба гидроцилиндра под нагрузкой, что приводит к повышению напряжений в отдельных участках звеньев и снижению долговечности гидроцилиндра. Вследствие этого в опрокидывающих механизмах современных автомобилей-самосвалов обычно устанавливают телескопические гидроцилиндры с наименьшим количеством выдвинутых звеньев с полным использованием пространства, предназначенного для гидроцилиндра.

В перевернутом положении (рис. 2) гидроцилиндры размещают преимущественно с одной ступенью двойного действия. В остальных случаях целесообразно устанавливать гидроцилиндры обычным способом.

Изложенная методика определения основных параметров гидроцилиндров опрокидывающего механизма использована на Белорусском автозаводе при проектировании опрокидывающего механизма автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 75 и 110 т, а также при разработке технического проекта автомобиля-самосвала грузоподъемностью 180 т и модернизированного автомобиля-самосвала грузоподъемностью 45 т.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сироткин З. Л., Крыжановский Н. К., Мацкевич И. С. — Экспресс-информация «Конструкция автомобилей», 1974, № 10.
2. Марутов В. А., Павловский С. А. Гидроцилиндры. М., «Машиностроение», 1966.
3. Мелик-Гайказов В. И. и др. Гидропривод тяжелых грузоподъемных машин и самоходных агрегатов. М., «Машиностроение», 1968.

УДК 629.113:621.833.3

## Расчет стойкости зубчатых зацеплений против заедания с учетом несущей способности масел

Канд. техн. наук А. С. ТЕРЕХОВ,

канд. техн. наук П. П. ЗАСКАЛЬКО, В. И. НЕКРАСОВ

Курганский машиностроительный институт

**УМЕНЬШЕНИЕ** размеров зубчатых передач современных автомобильных трансмиссий при одновременном увеличении мощности, передаваемой ими, уменьшает стойкость зацепления против заедания.

Существуют методики расчета стойкости зубчатых колес против заедания, учитывающие несущую способность масел. Эта способность определяется на шестеренчатых моделирующих стендах, например, по стандарту ФРГ DIN 51354 — на стенде FZG. Однако этот стенд не обеспечивает надежной оценки масел с высокими противозадирными свойствами, так как не позволяет создавать контактных напряжений выше 200 кгс/мм<sup>2</sup>.

На шестеренчатом моделирующем стенде IAE можно создавать контактные напряжения в зоне зацепления зубьев до 356 кгс/мм<sup>2</sup>, что позволяет оценивать несущую способность масел с высокими противозадирными свойствами.

На основе известных исследований А. И. Петрусевича, Ниманна, Лехнера, а также данных по сравнительному испытанию масел на стендах FZG и IAE [1—4] предлагается методика расчета зубьев шестерен на заедание с учетом несущей способности масел. Расчет сводится к сопоставлению удельной (приходящейся на единицу длины зуба) контактной нагрузки, которую масло может передать при заданных условиях (испытания на стенде IAE), с передаваемой фактически.

Коэффициент запаса против заедания определяется соотношением

$$K_3 = \frac{[q_m]}{q_{пр}} = 1,5 \div 2, \quad (1)$$

где  $[q_m]$  — предельная удельная контактная нагрузка заедания шестерен стенда IAE на данном масле (см. таблицу);  $q_{пр}$  — удельная контактная нагрузка для зубьев шестерни (в кгс/мм), приведенная к условиям работы стенда IAE.

Расчет по удельным контактным нагрузкам (в кгс/мм) по сравнению с расчетом по удельным контактным давлениям (в кгс/мм<sup>2</sup>) значительно проще и точнее, так как в этом случае нет необходимости учитывать деформацию зуба шестерни.

Нагрузка  $[q_m]$  определяется на стенде IAE или на стенде FZG с последующим пересчетом к условиям работы на стенде IAE. В различных нормативных материалах приводятся показатели, характеризующие критическую нагрузку заедания шестерен на испытываемом масле: ступени нагружения, крутящий момент и т. д. Для удобства определения искомой величины все эти показатели приведены на рис. 1. Режимы работы стендов IAE и FZG различны. Взаимосвязь удельных контактных нагрузок для зубьев шестерен этих стендов показана на рис. 2 и описывается зависимостью

$$[q_m]_{IAE} = 1,4 [q_m]_{FZG}. \quad (2)$$

Шестеренчатые модулирующие стенды IAE, FZG и др. достаточно сложны, дороги и поэтому не находят широкого применения. В последнее время для оценки противозадирных и противозадирных свойств масел широко используется четырехшариковая машина трения.

Эта машина значительно дешевле шестеренчатых стендов, кроме того, рабочие тела трения — шарики не являются дефицитными, как шестерни стендов. Проведение испытаний на четырехшариковой машине существенно дешевле, проще и быстрее по времени, чем на шестеренчатых стендах.

Нами получена корреляционно-регрессионная зависимость показателей, характеризующих противозадирные свойства масел на стенде IAE и четырехшариковой машине трения

$$\sigma_k = 0,667 (P_k + P_c) \pm 3,66 \text{ кгс/мм}^2, \quad (3)$$

где  $\sigma_k$  — контактное напряжение заедания на стенде IAE в кгс/мм<sup>2</sup>;

$P_k, P_c$  — соответственно критическая нагрузка заедания и нагрузка сваривания на четырехшариковой машине в кгс по ГОСТ 9490—75.

По результатам проведенных на машине трения испытаний масел с надежностью 0,95, приемлемой для инженерных расчетов, можно теоретически определить контактное напряжение заедания для данного масла на стенде IAE. Переход от  $\sigma_k$  к  $[q_m]$  осуществляется по рис. 1 или по таблице.

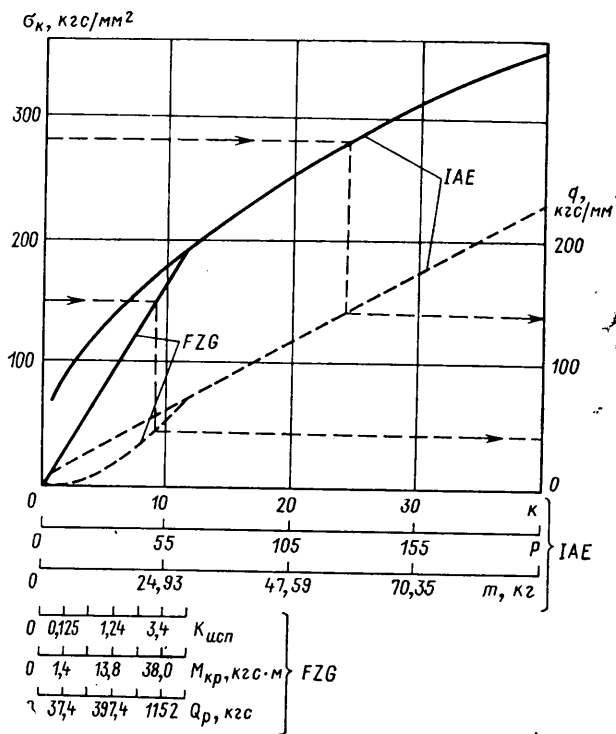


Рис. 1. Зависимость контактных напряжений  $\sigma_k$  (сплошные линии) и удельных контактных нагрузок  $q$  (штриховые линии) стендов IAE и FZG от параметров нагружения: для стенда IAE  $k$  — число ступеней нагружения;  $P$  — нагрузка в условных единицах;  $m$  — масса рычага с грузами; для стенда FZG  $M_{кр}$  — крутящий момент;  $Q_p$  — нагрузка на рычаг;  $K_{исп}$  — коэффициент нагрузки заедания

Масло	ГОСТ или ТУ	$\sigma_k$ в кгс/мм <sup>2</sup>	$[q_M]$ в кгс/мм
МТз-10п	ТУ 38-00184-72	184,5	64,6
МТ-16п	ГОСТ 6360-58	201	75,5
МТ-16п	ТУ 38-001117-73	213	84,4
ТС-10-ОТП	ТУ 38-101148-71	234	101
ТАп-15В	ТУ 38-101176-74	227	95,5
ТСЗп-16А	ТУ 38-401106-75	296	158,3
ТАД-17п	ТУ 38-101306-72	325	189,5

Наиболее сложно определение  $q_{пр}$ , т. е. приведение характеристик и условий работы реального зубчатого зацепления к условиям, характерным для стенда IAE. Величина  $q_{пр}$  определяется по формуле

$$q_{пр} = K_{пр} \frac{2M}{db \cos \beta}, \quad (4)$$

где  $M$  — крутящий момент на валу шестерни в кгс·мм;  
 $d$  — диаметр начальной окружности шестерни в мм;  
 $b$  — рабочая ширина зубчатого колеса в мм;  
 $\beta$  — угол наклона зубьев.

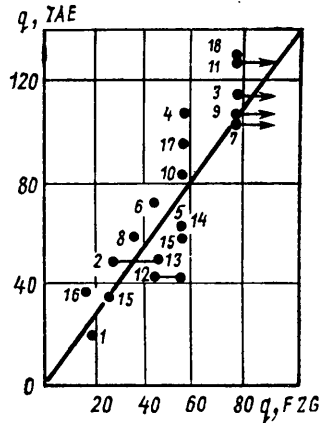
Коэффициент приведения учитывает геометрические характеристики зубчатых колес, качество их рабочих поверхностей, режимы работы передачи

$$K_{пр} = K_d K_a K_f K_T K_v K_t K_m, \quad (5)$$

где  $K_d$  — коэффициент, учитывающий динамический режим работы зацепления (перераспределение нагрузки);  
 $K_t$  — коэффициент, учитывающий температурный режим работы зубьев;  
 $K_a$  — коэффициент, учитывающий угол зацепления;  
 $K_f$  — коэффициент, учитывающий форму зуба;  
 $K_v$  — коэффициент, учитывающий скоростной режим работы зубчатого зацепления;  
 $K_T$  — технологический коэффициент, учитывающий качество рабочей поверхности зубьев;  
 $K_m$  — коэффициент, учитывающий материал колес.

При оценке коэффициентов, входящих в выражение (5), следует иметь в виду, что их величина определяется на основании различия между реальными и стеновыми условиями. В частности, поскольку твердость поверхности зубьев шестерен автомобилей HRC 58—61, твердость поверхности зубьев шестерен стенов FZG и IAE также HRC 58—61, не следует вво-

Рис. 2. Взаимосвязь удельных контактных нагрузок стенда IAE (стандарт IP 166/68, режим В, 4000 об/мин, 70°C) и стенда FZG (стандарт DIN 51354, режим А/8, 3/90; стрелками показано, что на стенде FZG заеданий нет): 1—6 — соответственно масла IP-1 — IP-6; 7—9 — соответственно масла DGMK-1 — DGMK-3; 10 — 12 — соответственно масла МК-4 — МК-6; 13 — масло О-274; 14 — масло О-250; 15 — масло О-240; 16 — масло ОМ-100; 17 — масло ОЕР-90В; 18 — масло ОЕР-90С



дуть в равенство (5) коэффициент, учитывающий твердость зубьев.

При выборе коэффициента  $K_m$  необходимо учитывать, что шестерни моделирующих стенов изготавливаются из никель-молибденовых (стенд IAE) и хромоникелевых (стенд FZG) сталей. Кроме того, нужно учитывать следующие положения о влиянии различных факторов на заедание зубьев шестерен [5—6]:

- 1) стали с высоким содержанием никеля по сравнению с хромомолибденовыми сталями обладают большей склонностью к заеданию;
- 2) цианированные и особенно азотированные поверхности зубьев обладают повышенной устойчивостью к заеданию;
- 3) зубчатые колеса, изготовленные из разнородных материалов и работающие в паре, имеют нагрузку заедания, промежуточную для случаев работы зубчатых колес, изготовленных из одноименных материалов;
- 4) макроструктура заготовки шестерни при отсутствии поверхностных дефектов на зубьях не влияет на нагрузку заедания.

Рассмотрим влияние геометрии зацепления, материала и вида обработки поверхности на несущую способность по заеданию.

Геометрия:	в %
$\alpha_n=20^\circ, m=4,5$ мм	100
$\alpha_n=30^\circ, m=4,5$ мм	120
$\alpha_n=20^\circ, m=3$ мм	110
$\alpha_n=20^\circ, m=4,5$ мм, коррекция	163
$\beta_n=0^\circ$ , прямозубая	100
$\beta_n=30^\circ$ , косозубая	76
Материал:	
закаленная легированная сталь	100
обычные стали	32
Вид обработки поверхности:	
шлифование	100
тонкое шлифование	120
хонингование (закалка)	80
фосфатирование	134

Коэффициент запаса против заедания увеличивается с ростом угла зацепления, с уменьшением модуля, при коррекции зубьев, при тонком шлифовании, а также при фосфатировании. Коэффициенты  $K_T$  и  $K_m$  можно выбрать на основании приведенных выше заключений. Коэффициент  $K_d$  выбирается на основании общепринятых в автомобилестроении норм.

При расчете  $K_{пр}$  угол зацепления учитывается введением специального коэффициента

$$K_a = \frac{\cos^2 \alpha}{0,884}, \quad (6)$$

где  $\alpha$  — угол зацепления зубьев в градусах (при  $\alpha = 20^\circ K_a = 1$ , при  $\alpha = 30^\circ K_a = 0,85$ ).

Существенное влияние на заедание зубьев оказывает их геометрия. Так, зацепление, у которого относительная скорость скольжения на головках зубьев ведущей и ведомой шестерен составляет 0,67 и 0,75 (соответственно форма зуба «А» и «L» шестерен стенда FZG), обладает 49% несущей способности по сравнению с зацеплением (форма «С»), у которого  $v_{ск}/v_0 = 0,44$  [2]. Подобное явление можно объяснить тем, что ввиду увеличения температуры поверхности зубьев возрастает температура масляного слоя и снижается его несущая способность.

Поправку для формы зуба можно рассчитать по формуле Ниманна [2], так как размеры шестерен стенов FZG и IAE близки

$$K_f = \left[ \frac{12,7(u+1)}{ud} \right]^2 \left[ 1 + \left( \frac{l_{max}}{10} \right)^4 \right] \sqrt{m_n}, \quad (7)$$

где  $u$  — передаточное число;

$l_{max}$  — максимальное расстояние по линии зацепления от полюса до выхода зуба из зацепления в мм;  
 $m_n$  — модуль в нормальном сечении в мм.

Температура смазочного масла в редукторе существенно влияет на надежность и долговечность его деталей, на срок службы масла и на противозадирную стойкость [7]. В первом приближении снижение несущей способности масляного слоя в условиях повышенной температуры масла можно учесть с введением температурного коэффициента

$$K_t = 0,634 + \frac{t_m}{260}, \quad (8)$$

где  $t_m$  — объемная температура масла в редукторе в °С.

Выражение (8) справедливо в интервале температур 95—160°С, когда  $K_t$  изменяется от 1 до 1,25 [8].

По результатам ряда исследований установлено, что влияние температуры на несущую способность масла более существенно, чем влияние, учитываемое выражением (8). Для масла МТ-16п (ГОСТ 6360—58), применяемого в трансмиссии многосменных автомобилей большой грузоподъемности, снижение несущей способности в диапазоне температур от 70 до 170°С можно учесть с помощью зависимости

$$K_t = \frac{t_m}{70} \left[ \left( \frac{t_m}{200} \right)^4 + 0,985 \right], \quad (9)$$

т. е. при увеличении температуры масла в указанном диапазоне предельная контактная нагрузка заедания снижается более чем в 3 раза.

Немаловажное значение для стойкости зубьев шестерен против заедания имеет скоростной режим работы зубчатого зацепления. Эта зависимость графически представлена в работе [2] для окружных скоростей, наблюдающихся у агрегатов трансмиссии автомобилей. С погрешностью, не превышающей 10%, ее можно аппроксимировать уравнением

$$K_v = \frac{2,42}{3,3 - 11 \lg \lg v_0}, \quad (10)$$

где  $v_0$  — окружная скорость шестерни в м/с (при  $v_0 = 16$  м/с  $K_v = 1$ , а при  $v_0 = 30$  м/с  $K_v = 1,7$ ).

Замена графических зависимостей, приведенных в некоторых из указанных выше работ, аналитическими выражениями позволяет использовать ЭВМ для проведения всего расчета. Например, для цилиндрической шестерни ведущего моста автомобиля с колесной формулой 8×8 при движении с максимальной скоростью по горизонтальной дороге в условиях жаркого климата  $v_0 = 20$  м/с,  $t_m = 160$ °С,  $M = 50$  кгс·м, т. е.

$$q_{пр} = K_d \frac{\cos^2 \alpha}{0,884} \left[ \frac{12,7(u+1)}{ud} \right]^2 \left[ 1 + \left( \frac{l_{max}}{10} \right)^4 \right] \sqrt{m_n} K_T \times \\ \times \frac{2,42}{3,3 - 11 \lg \lg v_0} \frac{t_m}{70} \left[ \left( \frac{t_m}{200} \right)^4 + 0,985 \right] K_M \frac{2M}{db \cos \beta} =$$

$$= 1,1 \cdot 1,0 \cdot 0,927 \cdot 1,0 \cdot 1,212 \cdot 3,19 \cdot 1,0 \cdot 16,0 = 63,1 \text{ кгс/мм.} \quad (11)$$

Для масел МТ-16п по ГОСТ 6360—58 и ТУ 38-001117—73, являющихся смазкой рассматриваемого зубчатого зацепления,  $[q_m]$  соответственно равно 75,5 и 84,4 кгс/мм (см. таблицу). При данном режиме работы коэффициент запаса против заедания составит в первом случае  $K_a = 1,2$ , а во втором —  $K_a = 1,34$ , т. е. небольшую величину. Однако, если масса автомобиля с грузом передается не на все ведущие оси при движении по пересеченной местности, что вполне характерно для автомобилей высокой и сверхвысокой проходимости, то нагрузки в агрегатах трансмиссии могут значительно превышать номинальные. В этом случае даже при более благоприятном скоростном режиме приведенная удельная контактная нагрузка будет близка к предельно допустимой или превысит ее.

Если в агрегатах трансмиссии автомобиля использовать рекомендуемое некоторыми инструкциями масло МТЗ-10п, у которого  $[q_m] = 64,6$  кгс/мм, то при нормальных условиях эксплуатации в жарком климате  $K_a = 1,0$ , а при тяжелых —  $K_a < 1$ . Следовательно, при использовании в агрегатах трансмиссии моторного масла МТЗ-10п устойчивость шестерен против заедания в условиях жаркого климата не гарантируется.

Из таблицы видно, что надежная работа агрегатов трансмиссии обеспечивается при условии использования трансмиссионных масел ТАп-15В, ТС-10-ОТП, ТАД-17и и других, содержащих эффективные противозадирные присадки и имеющих высокое значение  $\sigma_k$  [1].

Таким образом, предложенная методика позволяет определить коэффициент запаса  $K_a$  против заедания зубьев шестерен при заданных условиях, а также если известны режимы работы редуктора и его размеры, рассчитать действующую и приведенные нагрузки и определить требования к уровню противозадирных свойств трансмиссионного масла.

Моторные масла МТ-16п и МТЗ-10п, часто используемые в качестве трансмиссионных, не могут обеспечить противозадирную стойкость зубьев шестерен при тяжелых режимах работы автомобиля, так как не содержат противозадирных присадок.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Заскалько П. П. и др. «Химия и технология топлив и масел», 1976, № 7.
2. Lechner G. — „Mineraloeltechnik“, 1962, Bd 7, № 10.
3. „Journal of the Institute of Petroleum“, 1966, v. 52, № 507.
4. Bartz W. J. — „Mineraloeltechnik“, 1970, Bd 16, № 6.
5. Генкин М. Д., Кузьмин Н. Ф., Мишарин Ю. А. Вопросы заедания зубчатых колес, М., Изд-во АН СССР, 1959.
6. Niemann G., Lechner G. — „Paper ASME“, 1964.
7. Заскалько П. П. и др. — «Химия и технология топлив и масел», 1977, № 4.
8. Громан М. Б., Шлейфер М. Конические передачи с круговым зубом, М., «Машиностроение», 1964.

УДК 629.113.004

## Экспериментальное исследование радиуса качения тормозящего колеса

Канд. техн. наук М. А. ПЕТРОВ, Ю. В. ТЮНЕВ  
 Сибирский автомобильно-дорожный институт

**МЕТОДИКА** и экспериментальные данные по радиусу качения тормозящего колеса с различными шинами были опубликованы ранее [1]. Особый интерес представляет анализ этих данных для шин модели 0—43 с различным шагом и коэффициентом насыщенности рисунка протектора. Испытания показали, что тангенциальная эластичность этих шин однозначно определяется сцепными свойствами, так как любое изменение режима испытания, влекущее за собой уменьшение максимальной реакции по условиям сцепления, вызывает увеличение тангенциальной эластичности шин. Кроме того, коэффициент тангенциальной эластичности шин существенно меняется при изменении передаваемого тормозного момента.

На рис. 1 приведены результаты измерения коэффициента сцепления  $\Phi_{ср}$  для испытанных шин в виде светлых точек для вращающегося колеса и темных — для заблокированного колеса, равномерно распределенных в отведенной для данной шины области.

**22** Очередность областей (I—IV) по оси абсцисс соответствует увеличению шага рисунка протектора. Несмотря на значитель-

ный разброс результатов, приведенные данные свидетельствуют о значительном уменьшении коэффициента сцепления шин по мере увеличения шага  $t$  и снижения коэффициента насыщенности рисунка протектора  $k$ . Внутреннее давление воздуха  $p_0$  и вертикальная нагрузка на колесо  $\sigma_k$  оказывают меньшее влияние, однако в целом проявляются известные закономерности, свойственные внешнему трению резины, т. е. коэффициент трения уменьшается с увеличением нормального давления. Значения коэффициентов сцепления шин для вращающегося и для заблокированного колес имеют небольшое отличие, поэтому их можно принять одинаковыми.

Таким образом, увеличение коэффициента насыщенности рисунка протектора, увеличение нормальной нагрузки и уменьшение внутреннего давления воздуха вызывают возрастание максимальной сцепной силы, в результате чего должна уменьшаться тангенциальная эластичность шины.

Это положение подтверждается приведенными на рис. 2 зависимостями коэффициентов тангенциальной эластичности шин  $\lambda$  (сплошные линии) и  $\lambda_{ср}$  (штриховые линии) от передавае-



# Унификация вспомогательных автомобильных электродвигателей

А. В. ГАРШИНА, Е. М. КУЗНЕЦОВ, В. И. ЛУКЬЯНОВА,

В. А. ПЕТРОВ, М. Р. ПЯТАКОВА

НИИавтоприборов

**В НАСТОЯЩЕЕ** время выпускается около 50 типов автомобильных электродвигателей различного назначения. К ним относятся двигатели для привода вентиляционных, отопительных, стеклоочистительных установок и для привода подъема и опускания стекол и антенн, а также двигатели предпусковых подогревателей и т. д. Такое разнообразие электродвигателей привело к созданию большого числа их типоразмеров и модификаций.

Количество модификаций увеличивается также за счет индивидуальных требований автозаводов, связанных с конструктивными особенностями автомобилей и условиями компоновки на них электропривода. Причем конструкции отличаются, например, только направлением вращения валов, присоединительными размерами и т. д.

Роль электропривода в системах автомобиля с каждым годом непрерывно возрастает. Кроме того, выдвигаются новые требования, например, такие, как снижение шума, повышение безопасности движения, комфорта, надежности и долговечности, экономичность. Появилась потребность в электродвигателях новых назначений: для привода омывателей ветрового стекла; для привода вентиляторов системы охлаждения двигателей внутреннего сгорания; для привода фарочистителей; для стеклоочистительных и отопительных установок большей производительности.

Большинство создаваемых в настоящее время электродвигателей мощностью до 100 Вт имеют возбуждение от постоянных магнитов. Это позволяет не только значительно улучшить их технико-экономические показатели, но и добиться большей унификации электропривода.

С целью унификации выбраны четыре базовых типоразмера постоянных магнитов, позволяющих проектировать электродвигатели различного назначения мощностью от 5 до 100 Вт (табл. 1).

Новая серия электродвигателей для отопительных и вентиляционных установок разрабатывается на базе всех четырех типоразмеров магнитов. Электродвигатели этого назначения — самые массовые, они составляют около 60% их общего выпуска.

Производительность отопительных и вентиляционных установок в значительной степени зависит от характеристик электропривода. Вследствие этого внедрение более надежных и экономичных, чем серийные, электродвигателей с постоянными магнитами позволит значительно улучшить рабочие параметры этих установок и условия труда водителей автомобилей.

В табл. 2 приведены данные по электродвигателям первой новой серии и заменяемым ими серийным.

На базе типоразмера I магнитов разработаны электродвигатели взамен электродвигателей МЭ-11, МЭ-205 для вентиляторов, электродвигателей МЭ-201, МЭ-208 независимых отопителей, а также новый электродвигатель для обдува стекла.

Этот типоразмер магнитов позволяет проектировать электродвигатели мощностью 5—15 Вт при КПД 50%, превышающем в 2 раза КПД соответствующих серийных электродвигателей.

Как показали расчеты и исследования, типоразмер II магнита позволяет проектировать электродвигатели мощностью 25—40 Вт. Уже внедрены разработанные на этой базе электродвигатели МЭ-236 (25 Вт 12 В) и МЭ-237 (25 Вт 24 В).

Электродвигатель МЭ-236 заменяет сразу четыре серийных электродвигателя (см. табл. 2). Это оказалось возможным, поскольку новый электродвигатель — реверсивный, а для обеспечения частичного режима отопителя используется выносное добавочное сопротивление.

Электродвигатель МЭ-237 заменяет два серийных электродвигателя.

На базе типоразмеров III магнитов созданы электродвигатели мощностью 40—50 Вт для отопителей. Первый внедренный электродвигатель МЭ-250 предназначен для привода отопительной установки грузовых автомобилей. Для автомобилей ГАЗ и ЗИЛ разрабатывается аналогичный электродвигатель.

У электродвигателей с постоянными магнитами меньшая масса и габаритные размеры, чем у серийных, а присоединительные и установочные размеры для удобства в большинстве случаев сохранены такими же, как у серийных аналогов.

На базе типоразмеров IV магнитов проектируются электродвигатели мощностью до 100 Вт. В настоящее время освоено выпуск электродвигателя МЭ-272. Предназначен он для привода вентилятора радиатора системы охлаждения автомобиля ВАЗ-2103. Намечено также внедрить электродвигатель МЭ-272Б, который будет использоваться в отопительных и вентиляционных установках большой производительности, предназначенных для автомобилей ЗИЛ, и в системах кондиционирования воздуха микроавтобусов. Электродвигатели МЭ-272 и МЭ-272Б максимально унифицированы.

Как видно из табл. 2, коэффициент применяемости внутри каждой базы типоразмера магнитов электродвигателей отопительных установок составляет не менее 85%. Кроме того, электродвигатели с магнитами базовых типоразмеров I, II, III имеют аналогичное конструктивное исполнение и в них используется ряд одинаковых узлов и деталей.

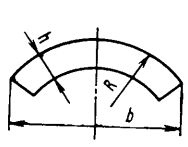
Новая серия моторедукторов для стеклоочистительных установок разрабатывается на базовых типоразмерах II и III магнита с использованием ряда узлов и деталей отопительных электродвигателей этих же типоразмеров. Причем в связи с повышением требований к безопасности движения автомобиля и с введением нового ГОСТа на стеклоочистительные установки это будут электродвигатели, отличающиеся от серийных не только рабочими параметрами, но и конструкцией. Вследствие этого непосредственная замена серийных электродвигателей новыми без доработки самих стеклоочистительных установок невозможна, и внедрение новых моторедукторов будет начато на перспективных автомобилях.

Это связано, например, с тем, что такие массовые серийные стеклоочистительные электродвигатели, как МЭ-14А, МЭ-5Е, МЭ-231, применяются в комплекте с выносным редуктором, а новые разработки являются моторедукторами. Кроме того, новая серия моторедукторов разрабатывается с учетом рекомендаций СЭВ по габаритным и присоединительным размерам.

Для перспективных стеклоочистителей требуются как односкоростные, так и двухскоростные моторедукторы.

Односкоростные моторедукторы мощностью до 7 Вт разрабатываются на базовом ти-

Таблица 1

Эскиз магнита	Типоразмер магнита	Мощность проектируемых электродвигателей в Вт	R в мм	h в мм	b в мм	l в мм	Остаточная индукция Вг в Тл, не менее	Коэффициентная сила $H_c$ в А/м, не менее
	I	5—15	23,5	7,2	40	20	0,33	$207 \cdot 10^3$
	II	25—40	29	7,7	51,6	30	0,36	$215 \cdot 10^3$
	III	40—60	35,5	7,7	64	30	0,33	$207 \cdot 10^3$
	IV	60—100	65	7,0	64*	28	0,31	$216 \cdot 10^3$

\* Размер дан для двух магнитов, составляющих полюс.

Таблица 2

Электродвигатель новой серии	Типоразмер магнита	Год внедрения	Коэффициент применяемости в %	Серийный электродвигатель
МЭ-251 . . . . .	I	1979	85	МЭ-11 МЭ-201 МЭ-205 МЭ-208
МЭ-236 . . . . .	II	1976	95	МЭ-211 МЭ-218 МЭ-219 МЭ-220
МЭ-237 . . . . .	II	1975	95	МЭ-233 МЭ-247
МЭ-250 . . . . .	III	1976	95	МЭ-226 МЭ-226Б МЭ-226В МЭ-226Е
МЭ-272Б . . . . .	IV	1977	85	—

поразмере II магнитов. Первый такой моторедуктор МЭ-241 внедрен и применяется в стеклоочистительной установке автомобилей ВАЗ. На базе этого моторедуктора разрабатываются моторедукторы с коэффициентом применяемости около 90% для перспективных автомобилей ГАЗ, МАЗ и УАЗ. Незначительные конструктивные различия каждой модификации связаны с индивидуальными требованиями автозаводов и номинальным напряжением питания.

Причем при необходимости эти моторедукторы в комплекте с реле прерывистой работы могут обеспечить два режима работы стеклоочистителя.

Базовый типоразмер III магнитов использован для создания двухскоростных моторедукторов с выходной мощностью от 8 до 20 Вт, с пусковым моментом до 3 кгс·м. Такой диапазон мощностей обеспечивается с изменением только обмоточных данных якоря моторедукторов. Вторая скорость моторедукторов этого типа получается за счет применения третьей щетки, устанавливаемой под определенным углом к основному.

Для обеспечения четкого останова стеклоочистителей в заданном положении используется динамическое торможение электродвигателя, что легко осуществить при возбуждении от постоянных магнитов.

В настоящее время уже прошли испытания двухскоростные моторедукторы для трехщеточного стеклоочистителя автомобилей МАЗ с панорамным стеклом, для стеклоочистителя новой модели автомобиля «Волга» и других автомобилей ГАЗ. Планируется разработать моторедукторы для перспективных автомобилей «Москвич», ЗИЛ, БелАЗ.

Требования автозаводов по компоновке моторедукторов привели к созданию двух модификаций, которые отличаются присоединительными размерами. Коэффициент применяемости моторедукторов этой базы 85%.

Создание новой серии моторедукторов для привода щеточного фарочистителя было вызвано повышением требований к безопасности движения.

Уже разработаны и готовятся к внедрению моторедукторы для фарочистителей автомобилей ВАЗ, «Москвич» и автобусов всех видов. Предполагается также использовать эти моторедукторы в системе очистки фар грузовых автомобилей некоторых моделей и в качестве стеклоочистителя заднего стекла автомобилей ВАЗ. При разработке этой серии за базовую принята конструкция моторедуктора для очистки круглой фары диаметром 170 мм автомобиля ВАЗ-2121 с углом качания выходного вала 65°.

Моторедуктор включает в себя электродвигатель постоянного тока мощностью 7 Вт, напряжением 12 В с возбуждением от изотропного кольцевого магнита.

Весь механизм редуктора состоит из двухступенчатой цилиндрической передачи с передаточным числом 48,3 и шарнирного четырехзвенника, обеспечивающего преобразование вращательного движения в качательное. На выходном конце вала электродвигателя нарезана семизубцовая шестерня первой ступени редуктора. Меняя выходную шестерню редуктора с запрессованным в ней на разных диаметрах пальцем, можно получить моторедуктор с различным углом качания выходного вала. Место запрессовки пальца влияет также и на направление движения щетки фарочистителя. Моторедуктор снабжен микровыключателем, обеспечивающим укладку щеток в парковое положение.

Для фарочистителей разработано несколько модификаций моторедукторов, отличающихся длиной вала, различными углами качания и способами подвода питания. Коэффициент применяемости этих изделий 93,5%.

Электродвигатели предпусковых подогревателей используют для обеспечения надежного пуска двигателя внутреннего сгорания при низких температурах окружающего воздуха.

Назначение электродвигателей этого типа — подача воздуха для поддержания горения в бензиновых подогревателях, подача воздуха и топлива, а также обеспечение циркуляции жидкости теплоносителя в дизельных подогревателях. В подогревателях устанавливают электродвигатели постоянного тока, мощность которых колеблется от 5 до 280 Вт в зависимости от теплопроизводительности подогревателя.

Электродвигатели мощностью 5—75 Вт используют для бензиновых подогревателей, а мощностью 180—280 Вт — для дизельных.

К электродвигателям предпусковых подогревателей предъявляются специальные требования: высокие значения КПД и работоспособность при крайне низких температурах. Эти электродвигатели имеют высокую частоту вращения и работают в кратковременном режиме.

Конструктивно электродвигатели бензиновых подогревателей МЭ-202, МЭ-202Б, МЭ-230 выполнены аналогично электродвигателям отопительных установок. С освоением производства постоянных магнитов их можно заменить электродвигателями этих типов, разработанными на базе типоразмера I и II магнита, что позволит значительно улучшить характеристики в части уменьшения потребляемых токов за счет исключения потерь в обмотках возбуждения.

Электродвигатели дизельных подогревателей автомобилей и тракторов составляют незначительную долю в общем числе автотракторных электродвигателей (~1,5%). Они не имеют ничего общего с остальными моделями ни по параметрам (большая мощность и высокая частота вращения), ни по габаритным и присоединительным размерам. Конструкции электродвигателей, отвечающие специальным требованиям, высоко трудоемки и менее технологичны по сравнению с конструкциями электродвигателей отопителей. В настоящее время существуют пять типов электродвигателей дизельных подогревателей. Их технические характеристики приведены в табл. 3.

Таблица 3

Тип электродвигателя	Напряжение в В	Мощность в Вт	Частота вращения в об/мин
Для предпускового подогревателя тракторов			
МЭ-222 . . . . .	12	220	6000
МЭ-256 . . . . .	24	220	6000
МЭ-256Б . . . . .	24	200	7000
Для предпускового подогревателя автомобилей			
МЭ-252 . . . . .	24	180	6500
МЭ-252Б . . . . .	24	280	8000

Электродвигатели обеих групп (автомобильные и тракторные) выполнены на одной базе железа якоря, но отличаются длиной пакета и обмоточными данными. Основное различие их состоит в размере шеек вала под резиновое уплотнение нагнетателя, что приводит к разунификации крышек. Коэффициент применяемости электродвигателей каждой группы довольно высок (~70%). В дальнейшем предполагается сократить номенклатуру выпускаемых электродвигателей за счет замены трех электродвигателей тракторных подогревателей одним — МЭ-256Б. Ведутся исследования с целью выявления возможности создания электродвигателя этого назначения на базе типоразмера IV магнита. Дальнейшая унификация электродвигателей дизельных подогревателей автомобилей и тракторов должна осуществляться путем идентификации отдельных параметров.

Выбранные четыре базовых типоразмера магнита позволяют разрабатывать вспомогательный автомобильный электропривод любого назначения.

# Влияние схемы установки кондиционеров воздуха на топливную экономичность автобуса

Е. А. МАЛИНИН, А. А. БЫКОВ, М. А. ЦИМБАЛЮК

НАМИ

**Б**ОЛЬШИНСТВО отечественных автобусных заводов проявляют интерес к применению кондиционеров на перспективных автобусах. При выборе модели кондиционера необходимо прежде всего учитывать влияние его массы и конструктивных особенностей на топливную экономичность автобусов. На рис. 1 показаны основные схемы (I—IV), автобусных систем кондиционирования воздуха.

Рассмотрим порядок расчета расхода топлива и мощностной баланс автобуса при принятых вариантах установки кондиционеров.

Расход топлива на единицу пробега автобуса определяется по формуле.

$$Q_S = \frac{Q_t}{v_a} \text{ г/км}, \quad (1)$$

где  $Q_t = g_e N_e$  — расход топлива в г/ч;

$v_a$  — скорость автобуса в км/ч;

$g_e$  — удельный расход топлива в г/л. с. ч;

$N_e = N_\psi + N_w + N_j$  — эффективная мощность двигателя, затрачиваемая на преодоление сопротивлений движению, в л. с.;

$N_\psi, N_w, N_j$  — соответственно мощности двигателя в л. с., затрачиваемые на преодоление дорожного сопротивления, аэродинамического сопротивления движению автобуса, на преодоление при разгоне сил инерции приведенной массы автобуса.

Подставляя все известные величины в выражение (1), получим

$$Q_S = \frac{632 G_a}{\eta_e \eta 270} \left( \psi + \frac{k F v_a^2}{G_a 3,6^2} + \frac{\delta j}{g} \right), \quad (2)$$

где  $G_a$  — масса автобуса в кг;

$\psi$  — коэффициент сопротивления, учитывающий покрытие, состояние и профиль дороги;

$\eta_e$  — эффективный КПД двигателя;

$\eta$  — КПД трансмиссии;

$F$  — лобовая площадь автобуса в м<sup>2</sup>;

$k$  — коэффициент сопротивления воздуха в кгс·с<sup>2</sup>/м<sup>4</sup>;

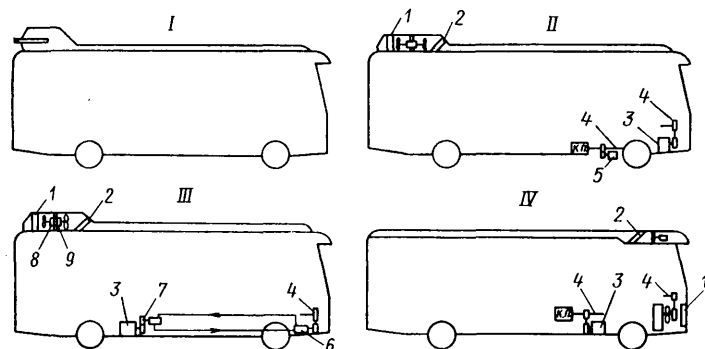
$\delta$  — коэффициент условного увеличения массы автобуса, учитывающий влияние инерции вращающихся частей двигателя, трансмиссии и всех колес;

$j$  — ускорение автобуса в м/с<sup>2</sup>.

Затраты мощности двигателя при установке одноблочного автономного кондиционера по схеме I (рис. 1) определяются по формуле

$$N_{eI} = N_w + N_\psi + N_j + \Delta N'_w + \Delta N'_\psi. \quad (3)$$

В формуле (3) отражены расходы мощности на кондиционер в виде членов  $\Delta N'_w$  и  $\Delta N'_\psi$ . Величина  $\Delta N'_w$  определяется увеличенным аэродинамическим сопротивлением автобуса с надстройкой (кондиционер выступает за габариты стандартного автобуса и создаст увеличение его миделева сечения



на  $\Delta F$ , которое для расчетов по формуле (2) можно принять равным 5—10% величины миделева сечения серийного автобуса, не оборудованного кондиционером). Величина  $\Delta N'_\psi$  обуславливается массой кондиционера и при расчете по формуле (2) может быть выбрана в интервале 100—1000 кг.

Удельные расходы топлива двигателя автобуса на 100 кг груза для расчетов можно принимать на основании экономических характеристик, представленных на рис. 2 и 3.

При размещении кондиционера на автобусе по схеме II (рис. 1) величину затрат мощности двигателя определяют по формуле

$$N_{eII} = N_w + N_\psi + N_j + \Delta N'_w + \Delta N'_\psi + N_k + \Delta N_{jk} + N_r + \Delta N_{jr}. \quad (4)$$

При размещении кондиционера по этой схеме затраты мощности на кондиционер определяются членами уравнения (4)  $\Delta N'_w, \Delta N'_\psi, N_k, N_r, \Delta N_{jk}, \Delta N_{jr}$ .

Величины  $\Delta N'_w$  и  $\Delta N'_\psi$  определяются так же, как для схемы I на рис. 1, а  $N_k, \Delta N_{jk}, N_r, \Delta N_{jr}$  — затратами мощности на привод компрессора и дополнительного генератора и на преодоление инерции вращающихся частей компрессора и дополнительного генератора при разгоне автобуса.

При размещении кондиционера на автобусе по схеме III (рис. 1) затраты мощности на кондиционер подсчитывают по уравнению

$$N_{eIII} = N_w + N_\psi + N_j + \Delta N'_w + \Delta N'_\psi + N_{гн} + \Delta N_{jгн}. \quad (5)$$

Величины  $\Delta N'_w$  и  $\Delta N'_\psi$  определяют так же, как для схемы I. Величины  $N_{гн}$  и  $\Delta N_{jгн}$  обуславливаются расходом мощ-

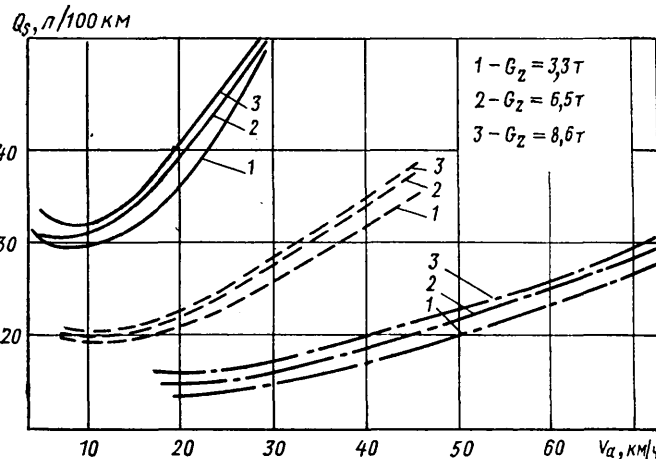


Рис. 2. Дорожные экономические характеристики автобуса с дизелем с различными нагрузками  $G_z$  на первой (сплошные линии), второй (штриховые линии) и третьей (штрихпунктирные линии) передачах

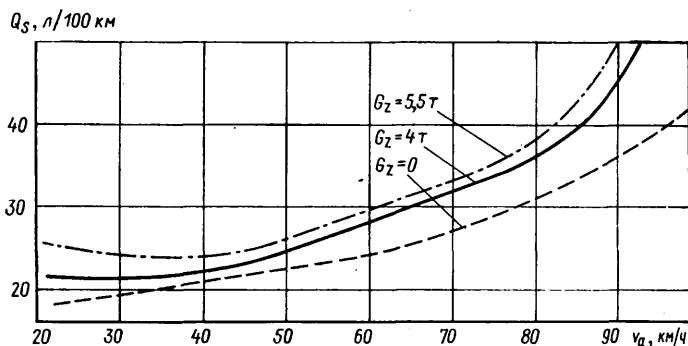


Рис. 3. Экономическая характеристика автобуса с карбюраторным двигателем

ности на привод гидронасоса и на преодоление инерции его вращающихся частей.

При размещении кондиционера на автобусе по схеме IV (рис. 1) затраты мощности двигателя автобуса определяются по следующей формуле:

$$N_{eIV} = N_{\omega} + N_{\psi} + N_j + \Delta N'_{\psi} +$$

$$+ N_k + \Delta N_{jk} + N_{в.кон}. \quad (6)$$

Значение  $\Delta N'_{\psi}$  обуславливается массой кондиционера, а  $N_k$  и  $N_{jk}$  — затратами мощности на привод кондиционера и преодоление инерции его вращающихся частей.

Величина  $N_{в.кон}$  определяется расходом мощности на привод электровентилятора воздухоохладителя кондиционера.

Экспериментальные данные по затратам мощности на привод вспомогательных агрегатов могут быть приняты по совместным исследованиям Львовского политехнического института и Львовского автобусного завода<sup>1</sup>.

На основании данных затрат мощности двигателя автобуса по уравнениям (1)—(6) и уравнению, приведенному в указанной выше работе, определяются необходимые затраты мощности и топлива, связанные с установкой кондиционера на авто-

<sup>1</sup> Атоян К. М. и др. — «Автомобильная промышленность», 1965, № 3.

Схема установки кондиционера на автобус	Затраты мощности в л. с.							Расход топлива в кг/ч	Перерасход топлива от кондиционера $\Delta Q_f$ в кг/ч
	$N_{\omega}$	$N_{\psi}$	$N_k$	$N_{ГН}$	$N_{Г}$	$N_{в.кон}$	$N_e$		
I	41,71	42,67	—	—	—	—	84,38	21,09	1,25
II	41,71	42,26	9	—	1	—	93,97	23,49	3,65
III	41,71	42,26	—	12	—	—	95,97	23,99	4,15
IV	38,12	42,26	10	—	—	—	90,38	22,59	2,75
Кондиционер отсутствует	38,12	42,25	—	—	—	—	79,37	19,84	—

бус. В таблице приведен пример расчета расходов топлива при использовании указанных схем кондиционеров на автобусе на установившемся режиме движения ( $v_a = \text{const}$ ). Для расчета приняты следующие величины: скорость движения автобуса  $v_a = 70$  км/ч, масса автобуса без кондиционера  $G_a = 10\,230$  кг, масса кондиционера в схеме I 350 кг, масса кондиционера в схемах II, III, IV 250 кг, миделево сечение автобуса  $F = 7$  м<sup>2</sup>, увеличение миделевого сечения автобуса от установки кондиционера на автобусе по схемам I, II, III  $\Delta F = 0,66$  м<sup>2</sup>, коэффициент суммарного сопротивления дороги  $\psi = 0,014$ , коэффициент обтекаемости автобуса  $k = 0,05$  кгс·с<sup>2</sup>/м<sup>2</sup>, удельный расход топлива на 1 л.с.·ч для карбюраторного двигателя  $g_e = 0,25$  кг/л.с.·ч, КПД механической трансмиссии 0,9.

В схеме IV мощность компрессора учитывается в затратах мощности гидронасоса и гидродвигателя ( $N_{ГН}$ ).



УДК 629.113:621.983

## Сокращение расхода проката путем применения стали непрерывной разливки для штамповки автомобильных деталей

И. И. ПРОКОФЬЕВА, М. В. ТАРАТОРИНА, М. Л. ХИНА,

К. У. КОМАРОВА, Ю. Н. СЕРГЕЕВ, В. И. ПУСТОВАЛОВ,

д-р техн. наук О. А. ГАНАГО, Г. М. БЕЗРУКОВ

НАМИ, Автозавод им. Ленинского комсомола, Московский автозавод им. И. А. Лихачева

**С**ОКРАЩЕНИЕ расхода проката черных металлов — одна из основных задач повышения эффективности производства автомобильной техники. Применение стали непрерывной разливки для штамповки деталей автомобилей и двигателей является одним из путей решения поставленной задачи. Поэтому штамповка деталей непосредственно из непрерывнолитых заготовок круглого или квадратного сечения представляет значительный интерес, так как позволяет исключить применение проката.

Исследования показали возможность применения непрерывнолитой заготовки стали 45 сечением 80×80 мм, полученной на вертикальной машине непрерывной разливки завода «Сиб-электросталь», для штамповки коленчатых валов автомобиля «Москвич». Опытная партия коленчатых валов была отштампована непосредственно из непрерывнолитой заготовки без дополнительного обжатия. Резка на мерные заготовки производилась на пиле. По химическому составу материал непрерывнолитой заготовки соответствовал стали 45 (ГОСТ 1050—74).

Штамповка коленчатых валов производилась по технологии, действующей на Автозаводе им. Ленинского комсомола. В процессе штамповки и последующих производственных операций — обрезки облоя, термической обработки, правки, обработки резанием, шлифования и сверления, закалки ТВЧ — каких-либо затруднений отмечено не было.

Механические свойства при статическом растяжении и ударную вязкость материала опытных и серийных коленчатых валов определяли на образцах, вырезанных из щека (табл. 1). Твердость опытных коленчатых валов (HV 204—207) находилась на верхнем пределе интервала твердости, указанного на чертеже. Твердость серийных валов была близка к нижнему пределу.

Механические свойства образцов, вырезанных в продольном направлении из щека опытных коленчатых валов, отштампо-

ванных из непрерывнолитых заготовок стали 45, удовлетворяют требованиям ГОСТ 1050—74 к прокату стали 45. Микроструктура материала опытных и серийных коленчатых валов идентична и представляет собой сорбитообразный перлит, небольшое количество пластинчатого перлита и феррит в виде сетки.

Предел выносливости материала коленчатых валов определяли на образцах, вырезанных в продольном направлении из щека, расположенных между первой и второй и соответственно между третьей и четвертой шатунными шейками опытных и серийных коленчатых валов. Образцы диаметром 7 мм испытывались при изгибе с вращением на машине МУИ-6000 с частотой вращения 6000 об/мин на базе  $10 \cdot 10^6$  циклов. Пределы выносливости материала опытных и серийных коленчатых валов соответственно равны 32 и 23 кгс/мм<sup>2</sup>.

Кроме испытаний стандартных образцов были проведены испытания частей коленчатых валов на долговечность и статическую прочность по методике АЗЛК. Опытные и серийные валы испытывали параллельно. Испытания на долговечность выполнялись на гидравлической пульсаторной машине. На первом этапе испытаний нагружалась консольная третья коренная шейка при зажатых четвертой шатунной и второй коренной, на втором этапе — консольная первая коренная шейка при зажатых второй коренной и первой шатунной. К консольной шейке на плече 17 мм прикладывалась циклическая нагрузка, изменяющаяся от 500 до 8000 кгс. В галтели шейки создавались пульсирующие напряжения с частотой 600 циклов в минуту. Изгибающий момент, прикладываемый к испытываемому валу, равнялся 135 кгс·м, а напряжение при изгибе составляло 19,8 кгс/мм<sup>2</sup>. Параллельно с опытными коленчатыми валами испытания на долговечность и статическую прочность подвергались серийные коленчатые валы (табл. 2). Долговечность оценивалась количеством циклов до разрушения.

Номер коленчатого вала	Способ разлики металла	Номер образца	Направление вырезки образцов относительно оси симметрии щеки	$\sigma_B$ в кгс/мм <sup>2</sup>	$\sigma_T$ в кгс/мм <sup>2</sup>	$\delta$ в %	$\psi$ в %	$a_H$ в кгс·м/см <sup>2</sup>	$HVB^*$ в кгс/мм <sup>2</sup>	Номер коленчатого вала	Способ разлики металла	Номер образца	Направление вырезки образцов относительно оси симметрии щеки	$\sigma_B$ в кгс/мм <sup>2</sup>	$\sigma_T$ в кгс/мм <sup>2</sup>	$\delta$ в %	$\psi$ в %	$a_H$ в кгс·м/см <sup>2</sup>	$HVB^*$ в кгс/мм <sup>2</sup>		
3	Непрерывный То же	1	Продольное	74,6	46,7	18,3	46,4	5,54	204	7	Обычный	1	Продольное	70,4	35,3	16,0	20,85	3,72	177		
		2		75,2	47,4	21,0	47,3	6,03	204			2		70,8	35,3	17,3	27,4	3,89	180		
4	.	1	То же	76,5	47,6	18,7	45,5	5,38	207	8	.	1	.	68,7	34,6	19,7	43,6	4,55	179		
		2		76,3	48,7	18,0	45,8	5,72	209			2		68,9	34,7	22,3	44,3	4,55	189		
5	.	1	.	76,8	48,1	20,3	47,6	6,18	207	12	.	1	.	68,5	33,4	20,3	40,1	5,38	182		
		2		77,4	47,3	19,3	45,5	5,38	207			2		69,4	33,9	17,3	28,4	4,06	182		
				76,13	47,63	19,2	46,35	5,70					69,45	34,53	18,8	34,11	4,35				
3	.	1	Поперечное То же	75,3	47,0	15,0	41,8	5,38	207	7	.	1	Поперечное	70,4	35,0	19,3	28,1	4,21	175		
		2		74,7	47,7	19,7	47,5	6,37	207			2		70,5	36,0	24,0	41,1	5,72	167		
4	.	1	.	74,0	47,1	20,0	45,6	5,87	209	12	.	1	.	66,4	31,95	14,7	26,4	4,06	170		
		2		76,8	48,1	20,3	47,6	6,18	207			2		68,8	34,6	19,0	34,5	4,21	179		
5	.	1	.	Образец испорчен при изготовлении					5,72	207	7	.	1	.	69,02	34,39	19,2	32,52	4,55		
		2		78,0	46,2	11,7	28,8	5,72	204	2											
				76,08	47,54	17,4	37,6	5,85													

\* Твердость  $HVB$  определяли вдавливанием шарика диаметром 5 мм при заданной нагрузке  $P=750$  кгс.

Таблица 2

Номер коленчатого вала	Количество пульсаций до разрушения при испытании на долговечность		Нагрузка при статическом разрушении в кгс	
	Нагружение первой коренной шейки	Нагружение третьей коренной шейки		
Опытные коленчатые валы, отштампованные из непрерывно литой заготовки				
1	56 000	65 000	12 100	
2	63 000	61 000	11 800	
3	75 000	64 000	11 600	
4	46 500	118 000	12 250	
5	54 000	62 000	11 500	
6	61 000	104 000	10 800	
Серийные коленчатые валы				
7с	44 500	48 000	10 500	
8с	69 000	66 000	10 350	
9с	59 000	87 000	9 600	
10с	66 000	46 000	9 600	
11с	55 000	35 000	10 200	
12с	82 800	55 000	10 000	
13с	37 000	Не определяли То же	9 700	
14с	46 000		9 600	
15с	26 000*		9 500	
		57 412	56 166	9 890

\* На шейке имеется подрез при шлифовании, поэтому при подсчете средней величины количества пульсаций до разрушения вал № 15с в расчет не принимался.

Статическому разрушению подвергались участки коленчатых валов, оставшиеся после испытаний на долговечность. Нагрузка прикладывалась к щеке между второй коренной и третьей шатунной шейками, опорами служили щеки между первой шатунной и первой коренной и соответственно между четвертой шатунной и третьей коренной шейками. Результаты испытаний свидетельствуют о несколько более высокой статической прочности опытных коленчатых валов по сравнению с серийными.

Кроме лабораторных испытаний были проведены стендовые испытания на надежность по ГОСТ 14846-69 в течение 300 ч, показавшие, что по износостойкости коренных и шатунных шеек опытные коленчатые валы не уступают серийным валам.

Промышленная партия коленчатых валов, отштампованных из непрерывнолитых заготовок стали 45 сечением 80×80 мм, была изготовлена на Автозаводе им. Ленинского комсомола и передана в эксплуатацию. В течение трех лет в автохозяйствах г. Москвы на автомобилях «Скорая помощь», «Связь» и др. находятся под контролем 89 коленчатых валов этой партии. Пробег автомобилей с опытными коленчатыми валами к настоящему времени составляет примерно 106 тыс. км. За период эксплуатации двигателей с коленчатыми валами из стали непрерывной разлики не отмечено выхода валов из строя

по причинам, связанным с качеством материала и термической обработкой.

Коленчатые валы автомобиля «Москвич» из стали 45 непрерывной разлики приняты к внедрению на Автозаводе им. Ленинского комсомола, что позволит экономить ежегодно 1500 т стального проката.

Непрерывнолитая заготовка стали 45 производства завода «Сибэлектросталь» была также опробована на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева при штамповке правой чашки дифференциала автомобиля ЗИЛ-130. Штамповка опытной партии (28 шт.) проводилась в кузнечном цехе завода. Заготовки нарезались на пиле, перед штамповкой осуществлялась их осадка до сечения 100×100 мм, соответствующего сечению применяемого проката. Последующая штамповка и термическая обработка выполнялись по действующей на заводе технологии. Дефектов на поверхности поковок после очистки их от окалины отмечено не было.

Исследование физико-механических свойств материала опытных и серийных поковок чашки дифференциала показало, что примерно двукратное обжатие с прошивкой центральной части

Таблица 3

Направление вырезки образцов относительно оси детали	$\sigma_B$ в кгс/мм <sup>2</sup>	$\sigma_T$ в кгс/мм <sup>2</sup>	$\delta$ в %	$\psi$ в %	$a_H$ в кгс·м/см <sup>2</sup>	$HVB$ (измерена на продольных темплетах) в кгс/мм <sup>2</sup>
Опытная штамповка из непрерывно литой заготовки						
Продольное	67,76	35,85	18,83	42,0	4,14	182-185
	67,04	35,85	16,0	42,0	4,29	
	68,07	36,7	18,66	42,0	4,10	
Поперечное	67,6	36,13	17,8	42,0	4,17	189-193
	69,85	40,62	20,3	44,63	4,29	
	64,93	36,48	20,0	45,36	3,88	
Продольное	67,7	37,99	19,26	45,21	4,13	189-193
	63,46	34,01	17,83	45,01	4,41	
	65,29	35,48	22,0	42,55	4,43	
Поперечное	64,93	34,59	21,0	44,56	4,75	189-193
	64,56	34,7	20,27	44,01	4,53	
	64,22	36,9	19,5	45,56	4,96	
Поперечное	63,77	35,83	20,3	46,35	4,96	189-193
	67,71	36,35	19,33	43,12	5,08	
	65,23	36,36	19,7	45,01	5,0	

по оси детали при штамповке обеспечивает получение плотности металла, не уступающей плотности серийной поковки. Микроструктура опытной и серийной поковок в нормализованном состоянии также одинакова и представляет собой перлит и феррит. Твердость соответствует требованиям чертежа (*HV* 163—197): у опытной поковки *HV* 182—185, у серийной *HV* 189—193.

Механические свойства при статическом растяжении и ударная вязкость образцов, вырезанных из опытной и серийной поковок чашки дифференциала в продольном и поперечном направлении относительно оси детали, практически равноценны (табл. 3).

После окончательной механической обработки опытная и серийная чашки были подвергнуты испытаниям на долговечность в лабораторной механической испытательной машине по методике ЗИЛ. Испытания проводились на гидропульсационной машине ПДМ-100Пу при частоте пульсаций 600 циклов в минуту и изменении нагрузки в пределах одного цикла от нуля до 100 тс. После 5 млн. циклов на обеих чашках не было отме-

чено изменений, свидетельствующих о начале усталостного разрушения, и испытания были прекращены.

Чашка дифференциала автомобиля ЗИЛ из стали 45 рекомендована к внедрению, что позволит экономить в год 2500 т проката.

Положительные результаты применения металла, изготовленного на вертикальной машине непрерывной разливки завода «Сибэлектросталь», показали возможность его использования для штамповки деталей автомобилей и двигателей.

В настоящее время рассмотрена номенклатура деталей, которые могут быть переведены на штамповку из непрерывнолитых заготовок. Московским автозаводом им. И. А. Лихачева и ИАМИ проведено опробование штамповки коленчатых валов, вилок карданного шарнира и других деталей из непрерывнолитых заготовок стали 45 диаметром 130 мм и сечением 74×74 мм, полученных на горизонтальной машине непрерывного литья заготовок НПО «Тулачермет». Разработаны предварительные технические требования к качеству непрерывнолитых заготовок, которые будут уточняться по мере накопления опыта работы.

УДК 621.431.73

## Нанесение регулярного микрорельефа методом вибронакатывания на гильзах цилиндров дизелей

В. Н. БУНТОВ, А. Б. НОВИКОВ,

канд. техн. наук Ю. А. ЛЕГЕНКИН, В. С. НОВИКОВ, О. А. ОРЛОВА

Ярославский моторный завод

**В** ЦЕЛЯХ уменьшения склонности к задирам и повышения износостойкости гильз цилиндров некоторых модификаций четырехтактных двигателей ЯМЗ на их рабочую поверхность наносится регулярный микрорельеф. Благодаря полученной системе канавок установленного рисунка удерживается масляная пленка и улучшаются условия смазки в зоне трения.

При выборе метода нанесения микрорельефа предпочтение было отдано вибронакатыванию, так как измерения партии гильз с канавками, выполненными вибронакаткой и многошариковой раскаткой, показали, что при прочих равных условиях деформация их рабочей поверхности при многошариковой раскатке значительно выходит за пределы допуска.

Материал гильзы — специальный чугун перлитной структуры, твердость рабочей поверхности диаметром 130<sup>+0,06</sup> мм после закалки ТВЧ *HRC* 42—50. Перед вибронакатыванием гильза хонингуется мелкозернистыми алмазными брусками до шероховатости *Ra*=0,2 мкм и разбивается по внутреннему диаметру на размерные группы.

Чтобы выбрать оптимальные режимы вибронакатывания, проведены исследования характера процесса. При этом число оборотов изделия составляло 12,5—30 в минуту; подача 2—3,5 мм/об; число двойных ходов 1410—2860 в минуту; усилие накатывания 35—90 кгс; диаметр шарика 4 мм.

Площадь, занимаемая канавками, составляла 25—32% от номинальной площади рабочей поверхности гильзы.

При выборе параметров вибронакатывания важнее значение имеет глубина канавки. Зависит она как от усилия прижима

шарика, так и от твердости деформируемой поверхности заготовки.

На рис. 1 показана зависимость глубины канавки  $h_k$  от усилия вибронакатывания  $P$ .

Лучшие результаты приработки при длительных стендовых испытаниях на двигателях были у гильз с синусоидальным рисунком и непересекающимися канавками глубиной 0,012—0,02 мм, с шагом соседних синусоид 3,42 мм и средней площадью 27%.

Износ деталей цилиндра-поршневой группы с вибронакатанными гильзами несколько уменьшился. Задиры и схватывания в период заводских испытаний и дальнейшей эксплуатации двигателей резко сократились.

Для вибронакатывания гильз в массовом производстве разработан и изготовлен специальный высокопроизводительный четырехпозиционный станок с полуавтоматическим циклом работы (рис. 2). Каждая позиция станка имеет шпиндельную бабку с устройством для гидравлического зажима гильзы и ее вращения. Вибронакатывание осуществляется при помощи самодельной головки 1, имеющей осциллирующее устройство и механизм, создающий усилие накатывания. С целью повышения производительности каждая головка снабжена тремя оправками 2, расположенными под углом 120°. В качестве деформирующего элемента используются стальные шарикоподшипники 3 диаметром 4 мм (ГОСТ 3722—60), расположенные в одной горизонтальной плоскости.

Виброголовка работает по следующему циклу: быстрый под-

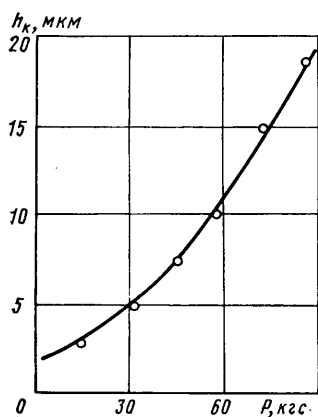


Рис. 1. Зависимость глубины канавок от усилия вибронакатывания.

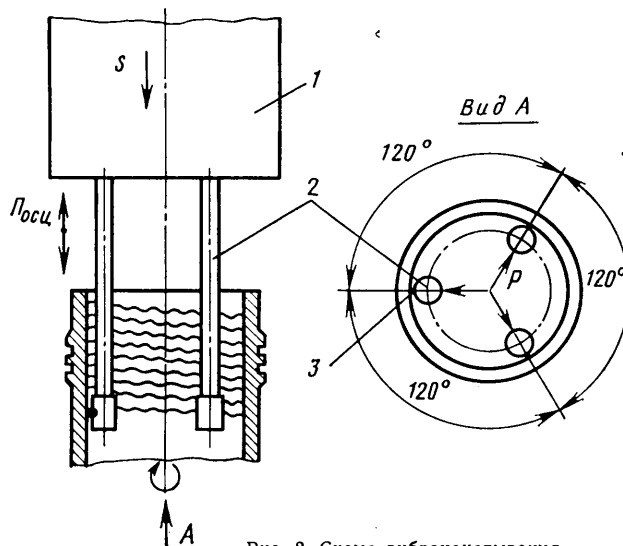


Рис. 2. Схема вибронакатывания.

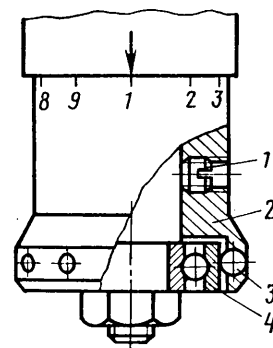


Рис. 3. Держатель деформирующего шарика.

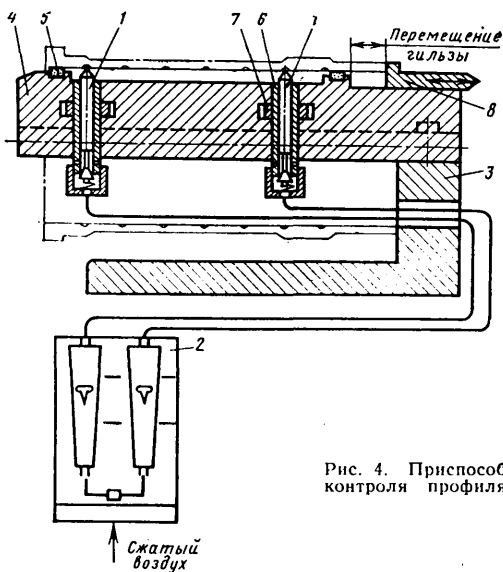


Рис. 4. Приспособление для контроля профиля рельефа

времени и характеру износа шариков, подвергнутых азотированию, хромированию и цинкованию. Лучшую стойкость, однако, показали шарики по ГОСТ 3722—60 без дополнительной термообработки и покрытия.

Шарикоподшипники № 60200 (ГОСТ 7242—70), наружная обойма 4 которых, являясь опорой деформирующего шарика, подвержена износу, для сокращения расхода используют повторно. С этой целью зона контакта деформирующего шарика смещена с центра обоймы ближе к торцу.

При выработке на обойме лунки выше допустимой величины подшипник поворачивается другим торцом.

Техническая характеристика станка следующая:

Количество рабочих позиций	4
Количество рабочих оправок	12 (3×4)
Число оборотов шпинделя детали в минуту	26,5
Подача виброголовки в мм/об	10,26
Частота осцилляции в дв. ход/мин	2860
Амплитуда осцилляции в мм	2
Усилие вибронакатывания одного шарика в кгс	90
Смазочно-охлаждающая жидкость	Масло
Производительность в дет/ч	индустриальное 240

Профиль рельефа (глубина канавки) контролируется измерительным приспособлением (рис. 4).

В основу измерения заложен принцип контактного пневматического преобразователя с конической заслонкой (угол конуса 20°), роль которого выполняют два осяпывающих наконечника 1 (рис. 4) с радиусом при вершине  $r = 0,5-0,05$  мм.

Регистрирующим устройством служит двухтрубный ротаметр 2.

Проверяемая гильза внутренней рабочей поверхностью устанавливается на закрепленную в корпусе 3 консольную оправку 4 с двумя твердосплавными опорными поясками 5. В оправку вмонтированы два пневмопреобразователя, состоящие из втулки 6, наконечника 1 и гайки 7, служащей для регулирования зазоров. Сжатый воздух при постоянном давлении по двум ветвям поступает к ротаметру и пневмопреобразователям.

При перемещении гильзы вдоль оси, которое осуществляется толкателем 8, осяпывающие наконечники постоянно контактируют с измеряемой поверхностью и, попадая в канавку, преобразуют линейные перемещения (глубину канавки) в соответствующие изменения расхода воздуха. Показания отсчитываются по шкалам ротаметра. Наличие двух разнесенных измерителей позволяет одновременно контролировать глубину рельефа в верхнем и нижнем сечениях гильзы. Настройка и тарировка шкал ротаметра осуществляются по эталону.

вод — разжим рабочих оправок и поджим шариков к накачиваемой поверхности; рабочая подача  $s$ , включаемая одновременно с осциллирующим движением  $P_{осц}$  оправок; отжим рабочих оправок и быстрый отвод головки в исходное положение. При возвращении головки в исходное положение обработанная гильза автоматически высвобождается из приспособления.

Размерная стойкость комплекта трех одновременно работающих шариков составляет 15 гильз. Для сокращения времени на смену изношенных шариков на оправках установлены многоступенчатые (на девять шариков) держатели деформирующих шариков револьверного типа (рис. 3).

При износе шарика необходимо ослабить стопорный винт 1 (рис. 3) и повернуть сепаратор 2 на одно деление до совмещения соответствующей цифры со стрелкой на оправке. Смена шариков 3 производится одновременно на всех оправках виброголовки.

С целью установления оптимальной стойкости деформирующих элементов были проведены сравнительные испытания по

УДК 621.744.3

## Автоматическая линия безопочной формовки

Канд. техн. наук В. Н. СИЗОВ, Г. Ф. СКОБЕЛИН,

Н. И. БЕХ, Ю. В. ПРОТАСОВ, А. А. ШМОНИН

НИИТавтопром, Волжский автозавод им. 50-летия СССР

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИМ институтом технологии автомобильной промышленности разработана автоматическая линия безопочной формовки модели 7058 с размером формы  $600 \times 500 \times 120 \div 300$  мм. В 1974—1976 гг. на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР изготовлено девять таких линий.

Автоматическая линия предназначена для изготовления бестержневых и стержневых чугунных отливок массой до 5 кг пескоструйно-прессовым методом безопочной горизонтально-стопочной формовки.

Цикловая производительность линии 300 форм в час (при толщине формы 200 мм), а с учетом максимального времени на постановку стержней стержнеукладчиком (15 с) — 240 форм в час. Годовая производительность автоматической линии 5—7 тыс. т отливок в год при двухсменной работе, коэффициенте использования 0,7 и средней массе отливок в форме 8—10 кг.

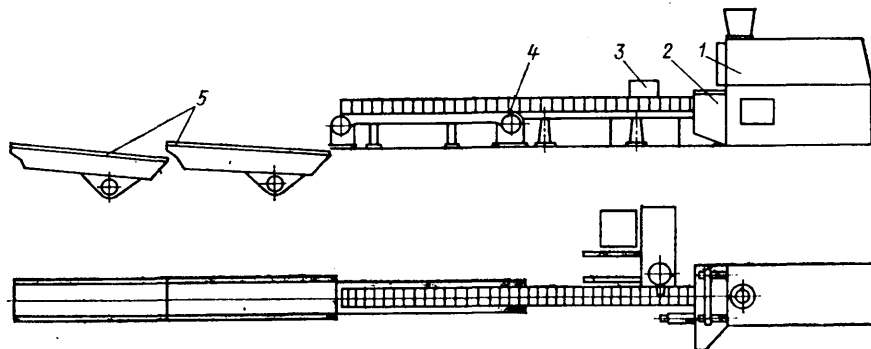
Линия, схема которой представлена на рисунке, состоит из следующих агрегатов: формовочного автомата 1, стержнеукладчика 2, заливочной машины 3, транспортирующей системы 4 и двух выбивных установок 5.

Формы, изготовленные на формовочном автомате, выталкиваются по донной плите на металлический склиз транспортирующей

шей системы. При этом контрлад формы (со стороны плиты противодействия) стыкуется с ладом ранее изготовленной формы (со стороны прессовой плиты), образуя непрерывную стопку, которая циклически перемещается на шаг, равный толщине формы.

На склизе крайние формы фиксируются поджимом сверху. Плоскость металлического склиза совпадает с плоскостью донной плиты, ось проходного автомата — с осью системы транспорта. Допускается непараллельность модельных плит в пределах 0,1 мм на высоту 500 мм, несоосность штырей — не более 0,03 мм. Это обеспечивает высокую точность сборки форм при спаривании и их транспортировке от формовочного автомата к участку заливки.

Стержни, набираемые оператором на плите стержнеукладчи-



ка, находящегося на отдельной позиции вне зоны перемещения стойки, удерживаются на этой плите за счет разрежения, создаваемого вакуумным насосом. В момент установки стержней в форму вакуум отключается, стержни с некоторым натягом заходят в знаковую часть и фиксируются в форме. Последующая форма накрывает стержни.

Вертикально-разъемные формы заливаются из двух сменных ковшей емкостью в 500 кг, поочередно устанавливаемых на заливочную машину. Поворот ковша осуществляется на уровне носка, поэтому при равных углах поворота и постоянной угловой скорости в форму поступают равные порции металла. Литниковая чаша расположена в середине формы, допускается ее смещение в сторону заливки на 100 мм. Перемещение горизонтальной стойки на участке заливки, охлаждения и далее к выбивным установкам производится формовочным автоматом.

Транспортирующая система, состоящая из неподвижного склиза и ленточного транспортера, служит только механизмом, поддерживающим и передающим формы от формовочного автомата к выбивным установкам. Помимо этого ленточный транспортер перемещает в режиме доработки залитые формы, которые необходимо убрать в конце рабочей смены или при замене оснастки. Длина всей системы (стационарный склиз 6,4 м, ленточный транспортер 13 м) определяется временем охлаждения отливок и прочностными характеристиками формовочной смеси. Время охлаждения отливок 16—20 мин. Минимальный коэффициент запаса прочности форм 1,7.

Выбивка залитых форм производится на двух выбивных виброинерционных установках, расположенных последовательно в один ряд. Степень отделения формовочной смеси от отливок, по данным Волжского автозавода им. 50-летия СССР, составляет 98%. С выбивных установок отливки с литниками подаются на пластинчатый конвейер, где происходит отбивка отливок от литников и дальнейшая транспортировка их в короба. Формовочная смесь проходит через решетку выбивных устройств и затем поступает в систему сесуеборки.

Основными параметрами пескодувно-прессового метода являются величина предварительного уплотнения, давление прессования и давление надува. Экспериментальные исследования показали, что величина предварительного уплотнения составляет 1,2—1,4 г/см<sup>3</sup>, давление надува смеси 3 кгс/см<sup>2</sup>, давление прессования до 20 кгс/см<sup>2</sup>, окончательное уплотнение смеси 1,7—1,75 г/см<sup>3</sup>. Измерения твердости производились твердометром фирмы Дитерт в характерных точках формы, включая полости вокруг моделей по боковой поверхности, около литниковых частей и в срезе от надувной щели. Результаты исследований показали следующие особенности процесса изготовления форм: твердость  $T_{cp} = 92 \pm 5$  ед.,  $T_{min} = 87$  ед.,  $T_{max} = 97$  ед., неравномерность уплотнения форм  $\Delta T = T_{max} - T_{min} = 10$  ед. Полости формы со стороны прессовой плиты и плиты противодавления имеют примерно равную твердость. Твердость в верхней части формы ниже на 2—3 ед. по сравнению с твердостью в нижней части формы, что объясняется влиянием внешнего трения смеси о модельные плиты по высоте и понижением живой силы песчано-воздушной струи. В полости литниковой чаши снижения твердости не обнаружено. В полости надувной щели твердость формы в среднем на 10—12 ед. ниже по сравнению с остальными участками. Это можно объяснить шероховатостью среза формы в зоне надува в конце цикла за счет противодавления воздуха давлением песчано-воздушной смеси.

Основное направление оптимизации свойств формовочной смеси заключается в существенном повышении ее сырой прочности и некотором снижении влажности при сохранении высокой податливости. Выполнение указанных требований позволяет существенно повысить степень уплотнения (до 90 ед. и более), обеспечить этим стабильную высокую точность и повышенную чистоту поверхности отливок.

К уровню основных физико-механических свойств смеси, необходимых для стабильной работы линии, предъявляются следующие требования:

Влажность в %	3,0—3,4
Газопроницаемость в %	100—125
Прочность образца в кгс/см <sup>2</sup> :	
в сыром состоянии	1,7—2,1
в сухом состоянии	3,0—4,5
Масса образца в г	138—142
Текучесть (по методике АФА) в ед.	69—72
Зерновой состав (модуль мелкости по АФА) в ед.	80—90
Содержание в %:	
глинистой составляющей	11—12
мелких частиц (менее 0,1 мм)	12—15
Потери при прокаливании в %	3—4

Для примера приведем состав смеси (в %), принятый на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР, который обеспечивает получение этих свойств:

Оборотная смесь	100
Песок ИКОИБ (ТУ 2-043-194-69) обогащенный классифицированный	2,8—3,5
Бентонит Аскан-глина (МВТУ 6-12-30-69)	0,6—0,9
Уголь гранулированный (ТУ УГП-70)	0,08—0,16
Крахмалит (ТУ РСФСР 196-69)	0,1—0,15

Основой смеси являются высококачественные обогащенные высушенные классифицированные пески. В качестве связующей добавки используются высококачественные бентониты, что позволяет обеспечить высокую сырую прочность смеси без общего увеличения содержания глинистой составляющей и при некотором снижении содержания влаги. Для придания смеси пластичности, улучшения качества отпечатка и стабилизации прочностных свойств формы в смесь рекомендуется вводить крахмалит (могул) — продукт специальной обработки кукурузного крахмала, хорошо поглощающий и удерживающий влагу. В качестве противопригарной добавки в смесь вводят каменный уголь в виде гранул. Это позволяет сохранить газопроницаемость смеси на необходимом уровне и увеличить период сгорания угля, в результате чего максимум газового давления в форме создается уже после образования достаточно прочной корки застывшего металла, препятствующей проникновению газов из формы в металл.

Конструкция автоматической линии и технологический процесс безопочной формовки обеспечивают изготовление отливок, не уступающих по качеству и точности отливкам, получаемым на линиях «Дизаматик-2011», работающих на Волжском автозаводе им. 50-летия СССР.

Анализ качества отливок по размерной (см. таблицу), весовой точности и чистоте поверхности проводился по четырем партиям отливок (100 шт. в каждой партии на одно наименование), изготовленных на линиях модели 7058 и «Дизаматик-2011». Результаты измерения и взвешивания отливок обрабатывались методом математической статистики. Шероховатость литой поверхности оценивали с помощью двойного микроскопа МИС-11.

Размеры отливок относительно плоскости разреза	Распределение размеров отливок по классам точности (ГОСТ 1855—55) в %					
	I	II	III	I	II	III
Линейные:	„Дизаматик-2011“			Модель 7058		
перпендикулярно	44	39	17	63	22	15
параллельно	58	38	4	42	53	5
Диаметральные перпендикулярно и параллельно	53	42	5	56	39	5

Видно, что 85—95% отливок соответствуют I и II классам точности на размер и 5—15% отливок — III классу. Нижний уровень точности 85% характерен для линейных размеров отливок перпендикулярно плоскости разреза. Примерно 95% отливок соответствуют нормам точности I и II классов по линейным размерам параллельно плоскости разреза и диаметральным размерам перпендикулярно и параллельно этой же плоскости. Некоторое снижение размерной точности, перпендикулярной разрезу, объясняется нагружением форм формовочным автоматом при транспортировке стопки. Массы отливок, изготовленных на обеих линиях, укладываются в нормы I класса точности по ГОСТ 1855—55, качество литой поверхности соответствует III классу чистоты по ГОСТ 2789—73.

В 1975 г. НИИТавтопром разработан проект линии безопочной формовки модели 7083 с размером формы 800×600×150÷400 мм. Линия предназначена для изготовления отливок массой до 30 кг. Ее цикловая производительность 300 форм в час. Эта линия отличается от автоматической линии модели 7058 применением следующих узлов: автоматического заливочного дозатора с подогревом, тележки для смены модельных комплектов, шагающего транспортера на всю длину стойки форм, стержнеукладчика с горизонтальным перемещением в зону установки стержней.

Линии моделей 7058 и 7083 введены в типаж комплексных автоматических литейных линий и рекомендуются для массового и крупносерийного производства отливок.



# Влияние профилирования шлифовальных кругов на съём припуска при двустороннем торцевшлифовании

Канд. техн. наук А. В. ЗАРЕЦКИЙ

Всесоюзный научно-исследовательский конструкторско-технологический институт подшипниковой промышленности

**Н** ЕСМОТРЯ на широкое применение двусторонних торцевшлифовальных станков в автомобильной промышленности, недостаточная изученность обеспечиваемых этим методом условий формообразования создает значительные трудности при настройке станков, ставя результат обработки в непосредственную зависимость от квалификации и опыта наладчика.

Рекомендации по настройке рассматриваемых станков, основанные на практическом опыте отдельных специалистов, имеют субъективный характер и поэтому не могут одинаково успешно распространяться на различные встречающиеся в практике случаи обработки. Трудности усугубляются, кроме того, наличием конструктивных разновидностей станков, отличающихся принятым методом профилирования кругов и компоновкой. Указанные особенности требуют дифференцированного подхода к настройке станков, производительность и точность которых во многом зависят от формы и взаимного расположения кругов, как это показано, например, в работах [1 и 2] применительно к станкам с прямолинейной подачей изделий между кругами.

Настройка двусторонних торцевшлифовальных станков включает в себя профилирование шлифовальных кругов и их ориентирование (поворот) относительно оси круговой подачи. С этой целью применяются устройства для профилирования (правки) кругов с прямолинейной или круговой подачей алмаза.

Рассмотрим геометрическую интерпретацию механизма влияния условий профилирования круга на съём припуска при двустороннем торцевшлифовании с круговой подачей, которая основана на допущении о достаточно малом влиянии динамики процесса. Такое допущение позволяет применить упрощенную модель (рис. 1) для исследования влияния формы рабочего пространства, определяемой методом профилирования, на съём припуска и характер нагружения шлифовального круга.

Сечения  $B-B$  и  $\Gamma-\Gamma$  на рис. 1 представляют собой только один из анализируемых далее случаев профилирования круга. Кроме того, главный вид выполнен без учета влияния поворотов кругов в связи с малостью углов  $\alpha$  и  $\beta$  их поворота относительно плоскости траектории алмаза.

При радиусной правке положение оси  $O$  качания рычага  $1$  с алмазом  $2$  на станках разных фирм не всегда совпадает с положением, показанным на рис. 1. Поскольку иное положение оси  $O$  и неравенство радиуса  $OA$  правки радиусу  $R_d$  траектории движения осей обрабатываемых деталей  $3$  не ме-

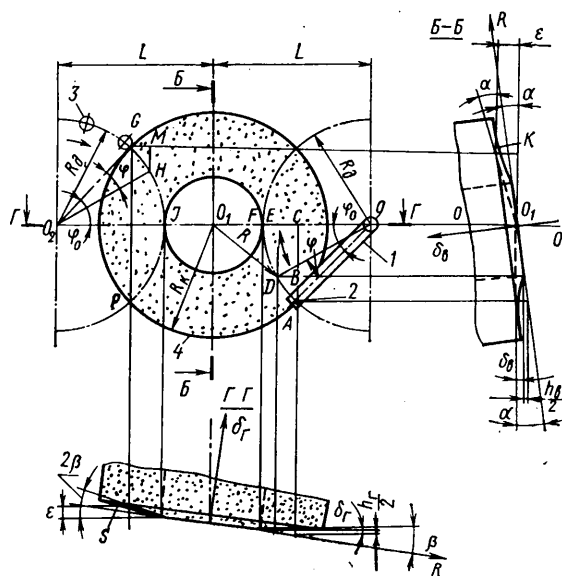


Рис. 1. Схема профилирования круга при радиусной правке:  $K, S$  — образующие рабочей поверхности шлифовального круга;  $R$  — текущий радиус, определяющий расстояния точек рабочей поверхности круга от его оси  $O_1$

няет характера профилирования круга  $4$ , рассмотрим только показанный на рис. 1 случай, как более рациональный с точки зрения простоты настройки станка, жесткости и компактности устройства для правки круга.

В рассматриваемых условиях угол  $\varphi$  характеризует одновременно положение алмаза на траектории  $ADF$  (см. рис. 1) и соответствующее ему положение обрабатываемой детали  $3$  в рабочем пространстве станка на траектории  $GHI$ , а угол  $\varphi_0$  определяет рабочие участки указанных траекторий. По аналогии с работой [3] правку круга с вертикальным поворотом на угол  $\alpha$  будем для краткости называть вертикальной правкой, а с горизонтальным поворотом на угол  $\beta$  — горизонтальной правкой.

Глубина  $\delta_b = DE \operatorname{tg} \alpha$  врезания алмаза в круг при вертикальной правке (рис. 1, сечение  $B-B$ ) выражается в функции угла  $\varphi$  зависимостью

$$\delta_b = R_d \operatorname{tg} \alpha \sin(\varphi_0 - \varphi).$$

С учетом того, что  $\delta_b = \frac{\epsilon}{2}$  при  $\varphi = 0$ ,

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\epsilon}{2R_d \sin \varphi_0}, \quad (1)$$

где  $\epsilon$  — технологический припуск, который должен быть снят при шлифовании.

В результате вертикальной правки круга величина съема  $h_s$  при повороте изделия на угол  $\varphi$  определяется расстоянием между точками  $G$  и  $H$  ( $A$  и  $D$ ) в вертикальной плоскости. Следовательно, закон изменения съема ( $h_s = MH \operatorname{tg} 2\alpha$ ) с учетом малости встречающихся на практике углов  $\alpha$ , позволяющих принять  $\operatorname{tg} 2\alpha = 2 \operatorname{tg} \alpha$ , можно представить в виде

$$h_s = \frac{\epsilon}{\sin \varphi_0} [\sin \varphi_0 - \sin(\varphi_0 - \varphi)]. \quad (2)$$

При этом закон изменения скорости съема ( $v_s = \frac{dh}{dt}$ ) принимает вид

$$v_s = \frac{6\epsilon n_s}{\sin \varphi_0} \cos(\varphi_0 - \varphi), \quad (3)$$

где  $n_s$  — частота вращения подающего диска в об/мин.

Зависимости (2) и (3) представлены на рис. 2 и 3 кривыми  $1$ , построенными, как и другие кривые, для частного случая обработки изделий диаметром  $36$  мм при  $R_d = 280$  мм;  $\varphi_0 = 38^\circ$ ;  $\epsilon = 0,03$  мм;  $n_s = 1$  об/мин. Расстояние между осями круга, подающего диска и рычага с алмазом  $L = 465$  мм.

Кривые  $1$  и зависимости (2) и (3) показывают, что при вертикальной правке путь контакта изделия с кругом уменьшается вдвое по сравнению со случаем вертикальной настройки при шлифовании кругом с плоской торцевой поверхностью [3], в результате чего соответственно возрастает скорость съема. Особенностью вертикальной правки является также наличие калибрующего участка (дуга  $IP$ ), образующегося в результате того, что траектория  $ADF$  алмаза расположена в плоскости, перпендикулярной оси подачи  $O_2$ .

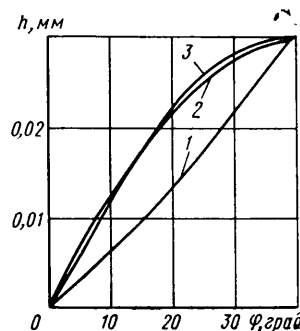


Рис. 2. Изменение величины съема припуска при шлифовании

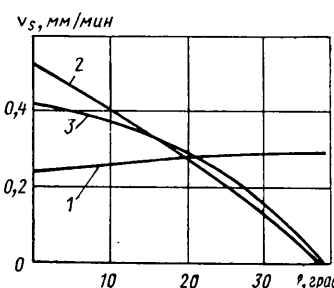


Рис. 3. Изменение скорости съема припуска при шлифовании

При горизонтальной правке (см. рис. 1, сечение  $\Gamma-\Gamma$ ) с поворотом круга на угол  $\beta$  ( $\delta_r = EF \operatorname{tg} \beta$ ,  $h_r = GM \operatorname{tg} 2\beta$ ) формулы для определения угла  $\beta$ , необходимого для съема припуска  $\epsilon$ , величины  $h_r$  и скорости  $v_s$  съема имеют вид

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\epsilon}{2R_d(1 - \cos \varphi_0)}; \quad (4)$$

$$h_r = \frac{\epsilon}{1 - \cos \varphi_0} [\cos(\varphi_0 - \varphi) - \cos \varphi_0]; \quad (5)$$

$$v_s = \frac{6\epsilon n_s}{1 - \cos \varphi_0} \sin(\varphi_0 - \varphi). \quad (6)$$

Зависимости (4)–(6) показывают, что условия съема припуска, обеспечиваемые горизонтальной правкой, не отличаются от условий шлифования плоским кругом с горизонтальной настройкой [3]. Идентичность указанных условий иллюстрируется также кривыми 2 (рис. 2 и 3), представляющими зависимости (5) и (6) для рассматриваемого в качестве примера случая обработки.

Из сопоставления зависимостей (1) и (4) видно, что для съема одного и того же припуска  $\epsilon$  необходимый поворот в вертикальной плоскости значительно меньше, чем в горизонтальной, что обеспечивает более благоприятные условия формирования точности изделий.

Как было показано выше, при вертикальной и горизонтальной правке съем припуска завершается на верхнем участке рабочего пространства при  $\varphi = \varphi_0$ . Поэтому в рассматриваемом аспекте комбинированная правка с поворотом кругов в обеих плоскостях на углы  $\alpha$  и  $\beta$  одновременно не представляет интереса.

Для определения законов изменения величины  $h$  и скорости  $v_s$  съема припуска при шлифовании кругами с коническими рабочими торцами обратимся к схеме, представленной на рис. 4. Величину съема будем определять по изменению ординаты точки  $C$  при ее перемещении к точке  $B$  в результате поворота подающего диска на угол  $\varphi$  со скоростью подачи относительно центра  $O_1$ . Поскольку центры изделий перемещаются при этом по дуге окружности радиуса  $R_d$ , линия контакта изделия с кругом совпадает с линией пересечения его конической рабочей поверхности с цилиндром радиуса  $R_d$ , уравнение которой с учетом  $h = R_d \operatorname{tg} \alpha - Y$  (рис. 4) дает выражение для определения величины  $h$  в функции абсциссы  $x$ :

$$h = \operatorname{tg} \alpha (R_k - \sqrt{R_d^2 - L^2 + 2Lx}), \quad (7)$$

где  $R_k$  — радиус круга.

Дифференцируя выражение (7), находим

$$\frac{dh}{dx} = \frac{L \operatorname{tg} \alpha}{\sqrt{R_d^2 - L^2 + 2Lx}}. \quad (8)$$

Для определения закона изменения припуска и скорости съема в функции угла  $\varphi$  выразим  $x$  через  $\varphi$  [ $x = L - R_d \cos(\varphi_0 - \varphi)$ ], а  $\operatorname{tg} \alpha$  — через технологический припуск  $\epsilon$  (см. рис. 4):

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\epsilon}{R_k - (L - R_d)}.$$

После ряда преобразований с учетом  $v_s = \frac{dh}{dt}$  и  $\omega \approx 0, 1n_s$  получим окончательно

$$h = \frac{\epsilon}{R_k - (L - R_d)} \left( R_k - \sqrt{L^2 - 2LR_d \cos(\varphi_0 - \varphi) + R_d^2} \right); \quad (9)$$

$$v_s = \frac{-6n_s \epsilon LR_d \sin(\varphi_0 - \varphi)}{\left[ R_k - (L - R_d) \sqrt{L^2 - 2LR_d \cos(\varphi_0 - \varphi) + R_d^2} \right]}. \quad (10)$$

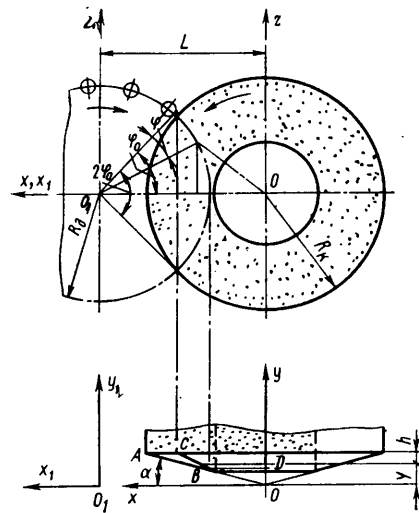


Рис. 4. Схема для определения закономерностей съема припуска при шлифовании кругами с конической рабочей поверхностью

Зависимости (9) и (10) показывают, что съем припуска завершается при  $\varphi = \varphi_0$ , скорость съема  $v_s$  уменьшается с увеличением угла  $\varphi$  и становится равной нулю при  $\varphi = \varphi_0$ ; при  $\varphi = 0$  скорость съема максимальна.

Зависимости (9) и (10) представлены на рис. 2 и 3 кривыми 3. Из графиков видно, что условия съема припуска при шлифовании кругами с конической рабочей поверхностью близки к условиям, обеспечиваемым горизонтальной радиусной правкой круга.

Таким образом, при радиусной правке с поворотом оси круга в вертикальной плоскости съем припуска происходит только на расположенной со стороны входа половине рабочего пространства. В результате скорость съема при прочих равных условиях увеличивается в 2 раза по сравнению с вертикальной настройкой при обработке плоским кругом.

Условия съема, обеспечиваемые радиусной правкой с поворотом оси круга в горизонтальной плоскости, идентичны условиям шлифования плоским кругом с горизонтальной настройкой.

Шлифование кругами с конической рабочей поверхностью по характеру изменения величины и скорости съема мало отличается от шлифования плоскими кругами, оси которых повернуты в горизонтальной плоскости.

Определяемый методом настройки станка закон изменения припуска при шлифовании влияет на характер нагружения и износа шлифовальных кругов после их правки, стабильность и точность процесса обработки. Изложенные выше и в работе [3] представления позволяют подойти к рассмотрению особенностей формирования точности изделий при двустороннем торцешлифовании с учетом влияния исходной формы рабочего пространства, определяемой методом профилирования шлифовальных кругов.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Ящерицын П. И., Кузьменкова Д. М. — «Промышленность Белоруссии», 1968, № 1.
2. Кузнецов А. М., Байор Б. Н., Козлов Б. А. — В сб.: Подшипниковая промышленность, № 3. М., НИИНавтопром, 1972.
3. Зарецкий А. В. Влияние настройки станка на съем припуска при двустороннем шлифовании с круговой подачей. — «Труды ВНИПП», 1974, № 6 (82).

# О рациональном выборе шейки вала, обрабатываемого на многокруговом станке, для контроля прибором активного контроля

Н. В. ЕМЕЦ

Украинский заочный политехнический институт

**В** НАСТОЯЩЕЕ время многокруговые круглошлифовальные станки используются в автомобильной промышленности для одновременного шлифования трех-шести шеек коленчатых и распределительных валов. Диаметр одной из шеек вала контролируется прибором активного контроля, который управляет работой станка. Диаметры остальных шеек регулируются при настройке станка либо изменением диаметров шлифовальных кругов, либо радиальным перемещением штоков люнетов (если шейки обрабатываются в люнетах).

При шлифовании партии валов на многокруговом станке вследствие затупления шлифовальных кругов упругие отжатия в технологической системе станка возрастают, в результате чего диаметры шеек выходят за пределы поля допуска. Поскольку жесткости технологической системы станка в сечениях, где расположены шейки, неодинаковы, то величину диаметров шеек партии валов лимитирует шейка, которая расположена в сечении технологической системы станка, имеющем минимальную жесткость.

Погрешность по жесткости можно уменьшить путем рационального выбора шейки, диаметр которой будет контролироваться прибором активного контроля. Для установления соответствующих аналитических зависимостей в качестве исходных примем величины жесткости технологической системы многокругового станка в местах расположения  $n$  шеек вала  $j_1, j_2, \dots, j_n$ .

При обработке второго вала шлифовальная бабка перемещается на величину

$$\Delta u_{c.k.} = \frac{\Delta P_y}{j_{c.k.}},$$

где  $\Delta P_y$  — приращение радиальной силы после обработки одного вала в результате затупления шлифовального круга;  $j_{c.k.}$  — жесткость технологической системы станка в сечении, где расположена шейка, размер которой контролируется прибором активного контроля.

Поскольку все шлифовальные круги смонтированы на одном шпинделе, то диаметры всех шеек вала по этой причине будут уменьшены на  $2\Delta u_{c.k.}$ .

Погрешность диаметра  $i$ -й шейки выразится зависимостью

$$\Delta d_{ji} = 2(\Delta u_{c.k.} - \Delta y_i) = 2 \left( \frac{\Delta P_y}{j_{c.k.}} - \frac{\Delta P_y}{j_i} \right) = 2\Delta P_y \frac{j_i - j_{c.k.}}{j_{c.k.} j_i}. \quad (1)$$

При равномерном расположении погрешности по жесткости относительно настроечных размеров с плюсом и минусом

$$|\Delta d_{ji}|_{j_i=j_{\min}} = |\Delta d_{ji}|_{j_i=j_{\max}}.$$

Используя равенство (1) и условие  $|\Delta d_{j_{\min}}| = |\Delta d_{j_{\max}}|$ , получим

$$2\Delta P_y \left| \frac{j_{\min} - j_{c.k.}}{j_{c.k.} j_{\min}} \right| = 2\Delta P_y \frac{j_{\max} - j_{c.k.}}{j_{c.k.} j_{\max}}.$$

Разрешив данное уравнение относительно  $j_{c.k.}$ , получим

$$j_{c.k.} = \frac{2j_{\min} j_{\max}}{j_{\max} + j_{\min}}. \quad (2)$$

Для сравнения определим величину погрешности по жесткости при установке скобы прибора активного контроля для шейки с  $j_{c.k.} = j_{\max}$  и для шейки с величиной  $j_{c.k.}$ , определенной по формуле (2). При этом положим, что  $j_i = j_{\min}$ . Тогда при  $j_{c.k.} = j_{\max}$

$$\Delta d_j = 2\Delta P_y \frac{j_{\min} - j_{\max}}{j_{\max} j_{\min}}.$$

При

$$j_{c.k.} = \frac{2j_{\min} j_{\max}}{j_{\max} + j_{\min}} \quad \Delta d_j = \Delta P_y \frac{j_{\min} - j_{\max}}{j_{\max} j_{\min}}.$$

Как видно из вычислений, величина погрешности вдвое меньше при использовании выражения (2).

Таким образом, при установке скобы прибора активного контроля на многокруговом станке целесообразно учитывать изложенные соображения.

УДК 629.113:621.78

## Влияние химического состава и микроструктуры упрочненного слоя на свойства стали 40X после низкотемпературной нитроцементации

Канд. техн. наук Т. Г. ДЕМИДОВА,

канд. техн. наук В. Н. ГЛУЩЕНКО,

канд. техн. наук В. М. ЗИНЧЕНКО, Г. А. КОНДРАШЕВА

Московский автомеханический институт, НИИТавтопром

**ЦЕЛЮ** работы являлось исследование связи химического состава и микроструктуры упрочненного слоя с циклической прочностью и износостойкостью стали 40X, подвергнутой улучшению и низкотемпературной нитроцементации (кратковременному газовому азотированию). Химический состав стали следующий: 0,4% С, 0,34% Si, 0,68% Mn, 0,99—1,11% Cr, 0,12% Ni, 0,02% Al, 0,025% S, 0,025% P. Низкотемпературную нитроцементацию образцов для испытаний на усталость и на износ проводили в шахтной печи в атмосфере, состоящей из 50% аммиака и 50% природного газа, при температуре 570°C и продолжительности выдержек от 4 до 15 ч. Размеры рабочего пространства печи: диаметр 450 мм, высота 1200 мм; материал тигля — сталь марки Ст. 3 с защитной обмазкой для устранения каталитического влияния на диссоциацию аммиака. Расход рабочей атмосферы поддерживался на уровне, обеспечивающем степень диссоциации аммиака  $\alpha = 35 \div 42\%$ . Образцы с температуры насыщения охлаждали в воде.

34

Концентрацию углерода и азота в слое определяли по стружке толщиной 0,025 мм, снимаемой послойно с поверхности об-

разцов. Испытания на усталость проводили на машине МУИ-6000 по схеме чистого изгиба вращающихся образцов диаметром 8,5 мм с надрезом (радиус надреза  $r = 0,75$  мм). Износостойкость определяли на машине конструкции НИИТавтопрома при возвратно-поступательном движении образцов по поверхности пластины из стали P18 (HRC 58—62) при контактной нагрузке  $P = 750$  кгс/см<sup>2</sup> со смазкой.

Изменение содержания углерода С и азота N в поверхностном слое в зависимости от продолжительности  $T$  насыщения показано на рис. 1. Из анализа диаграммы следует, что при низкотемпературной нитроцементации углерод диффундирует на незначительную глубину  $h$ . Так, уже на расстоянии 0,05 мм (выдержки 4 и 8 ч) — 0,075 мм (выдержки 10 и 15 ч) от поверхности концентрация углерода в слое соответствует исходному содержанию в исследуемой стали.

На расстоянии 0,15—0,25 мм от поверхности имеется зона, обедненная углеродом на 0,02—0,04% относительно концентрации его в стали. Это свидетельствует о диффузии углерода из матрицы к поверхности слоя.

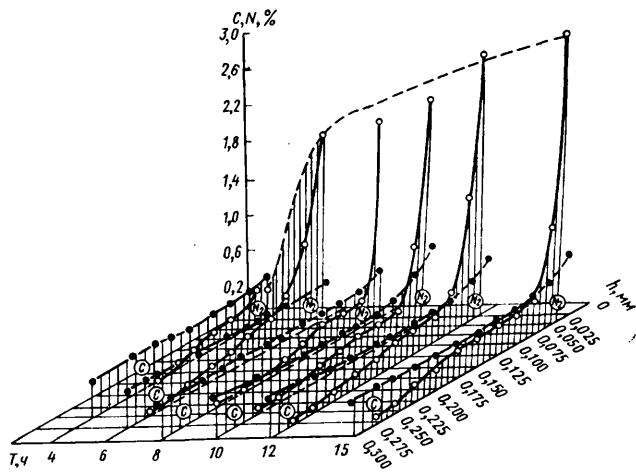


Рис. 1. Влияние продолжительности низкотемпературной нитроцементации на содержание углерода и азота в поверхностном слое стали 40X

Азот диффундирует значительно глубже. Максимальное содержание азота в первой стружке 2,8—3,0% достигается после 12 ч насыщения. Надо полагать, что пониженная концентрация азота на поверхности образцов после обработки в течение 4 ч не характеризует истинного содержания этого элемента в карбонитриде после данной выдержки, а является следствием того, что доля высокоазотистой карбонитридной фазы (0,008—0,012 мм) в первой стружке этих образцов составляет всего 40—50%.

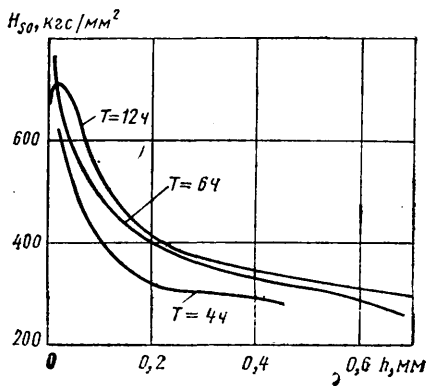


Рис. 2. Распределение микротвердости по глубине нитроцементированного слоя стали 40X

Выявлен резкий перепад концентрации азота в диапазоне глубин 0,025—0,050 мм, соответствующих внутренней границе карбонитридного слоя. При исследованных параметрах процесса наиболее интенсивное насыщение азотом наблюдается в течение первых 6 ч обработки, а затем скорость процесса уменьшается.

Микроструктура поверхностного слоя нитроцементированной стали состоит из трех зон: карбонитридной, переходной и диффузионной.

Карбонитридная зона при исследовании на оптическом микроскопе обнаруживается в виде белой нетравящейся структуры. В наружных частях карбонитридного слоя, особенно при больших выдержках, отмечена пористость, приводящая к снижению микротвердости  $H_{50}$  у самой поверхности (рис. 2).

Переходная зона состоит из темной легкоотравляющейся основы, условно названной азотистым трооститом (как было показано, пониженное содержание углерода относится именно к этой зоне), и из карбонитридов, располагающихся либо по границам зерен в виде тонких прожилок, либо в виде участков, вдающихся в матрицу.

Диффузионная зона по своей микроструктуре неоднородна и состоит из азотистого троостита и пересыщенного азотом твердого  $\alpha$ -раствора — азотистого мартенсита. Количественное соотношение троостита и мартенсита изменяется по мере удаления от поверхности.

Как следует из структурной диаграммы (рис. 3), построенной по результатам исследований, протяженность каждой из названных зон определяется продолжительностью выдержки при нитроцементации. Предел выносливости  $\sigma_{-1}$  зависит от соотношения толщин переходной и карбонитридной зон и от отношения толщины всего слоя насыщения к радиусу образца (см. таблицу).

Продолжительность выдержки в ч	Толщина в мм			$\frac{\Delta_1}{\Delta_2}$	Общая толщина нитроцементированного слоя $h_{общ}$ в мм	Перепад микротвердости в переходной зоне в %	$\frac{h_{общ}}{r_{общ}}$	Предел выносливости $\sigma_{-1}$ в кгс/мм <sup>2</sup>
	карбонитридного слоя $\Delta_1$	переходной зоны $\Delta_2$						
4	—	—	—	—	0,23	—	6,5	38
6	0,010	0,018	1,8	0,33	3,2	—	9,4	52
8	0,020	0,025	1,25	0,47	3,7	—	13,5	50
12	0,035	0,028	0,8	0,57	6,1	—	16,3	45
15	0,042	0,026	0,6	0,62	7,6	—	17,7	43

Анализ данных по влиянию времени обработки на качество карбонитридной фазы, соотношение структурных зон, распределение микротвердости по глубине нитроцементированного слоя и уровень предела выносливости образцов показывают, что наиболее благоприятной с точки зрения упрочнения является структура с качественным карбонитридным слоем и развитой переходной зоной, обеспечивающей плавное снижение твердости (см. таблицу и рис. 2). В случае отсутствия переходной зоны (что было обнаружено у партии образцов после обработки с нарушением технологического процесса) отмечено падение предела выносливости на 20%. Снижение циклической прочности при выдержках свыше 6—8 ч можно объяснить превышением оптимальных значений общей толщины диффузион-

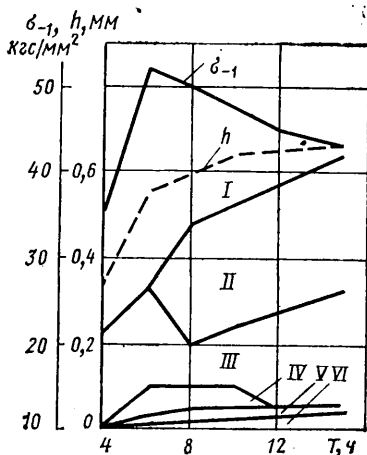


Рис. 3. Зависимость микроструктуры поверхностного слоя и предела выносливости стали 40X от продолжительности низкотемпературной нитроцементации: I — сорбит (отпуска); II — азотистый мартенсит; III — азотистый мартенсит + азотистый троостит; IV — азотистый троостит + азотистый мартенсит; V — азотистый троостит и карбонитриды; VI — карбонитридная зона

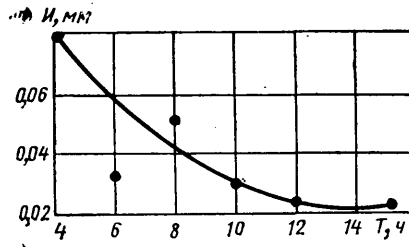


Рис. 4. Зависимость износа образцов от продолжительности низкотемпературной нитроцементации

ного слоя, что сопровождается уменьшением уровня создаваемых внутренних напряжений сжатия в поверхностном слое и увеличением деформации образцов. Кроме того, сказывается увеличивающаяся пористость внешней зоны карбонитридного слоя, облегчающая зарождение усталостных трещин на поверхности нитроцементированного слоя.

Как видно из результатов проведенных исследований, оптимальное отношение общей толщины упрочненного слоя к радиусу образца в месте надреза равно примерно 9,5%.

Результаты испытаний на износостойкость стали 40X после низкотемпературной нитроцементации (рис. 3 и 4) показали, что износостойкость  $I$  определяется в основном протяженностью карбонитридного слоя. При исследованных контактных нагрузках  $P=750$  кгс/см<sup>2</sup> переходная и диффузионная зоны не оказывают определяющего влияния на износостойкость. Незначительная пористость в карбонитридном слое не снижает износостойкости. Можно даже предположить, что открытая пористость в нем улучшает условия работы, удерживая смазку на поверхности трения.

## ВЫСОКОПРЕЦИЗИОННЫЕ ПРИБОРЫ ДЛЯ АТТЕСТАЦИИ И ИЗМЕРЕНИЯ ДЛИН

**В** АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ, как и в других отраслях промышленности, для линейных измерений сравнительным методом широко применяются контактные интерферометры. Их используют при аттестации концевых мер и калибров высоких классов точности, а также при исследованиях, требующих получения результатов измерений с высокой степенью достоверности.

Принцип работы контактных интерферометров всех типов основан на использовании двухлучевой интерференции света, возникающей без участия измеряемого объекта и действующей как масштабный механизм высокой чувствительности. Черная ахроматическая полоса интерференции белого света служит указателем положения измерительных наконечников как для неподвижной шкалы основной трубки (окулярной или экранной), так и для неподвижного перекрестия сетки дополнительной трубки.

Контактный интерферометр модели 264 (рис. 1) предназначен для замены прибора модели 224 (ИКПВ). Он отличается улучшенной конструкцией стойки и стола, повышенной чувствительностью микроподачи стола, более совершенным стопором, исключающим смещение показаний по шкале при фиксировании стола. Интерферометр дополнен устройствами для контроля диаметров шаров, роликов, проволоки, толщины тонкой стальной ленты и др.

Интерферометр модели 266 аналогичен по конструкции и схеме прибору модели 264, но вместе с тем оснащен устройством для контроля микропроволочек с высокой точностью.

Контактные интерферометры как вертикального, так и горизонтального типа

(соответственно моделей 250 и 251) имеют экранные насадки вместо окуляров, что значительно снижает утомляемость контролеров, повышает удобство и производительность работы на приборе, уменьшает возможности ошибок отсчета при измерениях.

В настоящее время приборы модели 250 заменяются более совершенными двойными контактными интерферометрами модели 272 с экранами (рис. 2). У прибора новой модели основание 1 жестко соединено со стойкой 2, по которой перемещается кронштейн 3. В кронштейне укреплена основная трубка 4 с экранной насадкой 5. Вторая, дополнительная трубка смонтирована внутри основания. Ось измерительного наконечника дополнительной трубки точно совпадает с осью измерительного наконечника 6 основной трубки. Назначение дополнительной трубки — фиксировать правильность первоначального положения предметного стола 7 с измеряемой деталью. Это положение контролируется по изображению интерференционных полос на экране бленды 8. На экранной насадке укреплен фонарь 9 с теплофильтром и конденсором 10. Кронштейн 3 перемещается по направляющим с помощью маховика 11 и закрепляется в заданном положении двумя винтами 12. Тонкое перемещение основной трубки вдоль оси измерения на длину до 5 мм осуществляется через червячную передачу головкой 13. При необходимости быстрой подачи передачи отключается и перемещение трубки осуществляется маховиком 14, после чего трубка стопорится винтом. Стол 7 перемещается по всей оси микроподачей, осуществляемой через рычаг и червячную передачу головкой 15.

Внутри основания установлен механизм одновременного арретирования измерительных наконечников основной и дополнительной трубок арретиром 16.

Измерительный стержень подвешен на двух кольцевых пружинах. Измерительное усилие регулируется винтом с помощью отвертки и специального весового приспособления, входящих в комплект принадлежностей к прибору.

Экранная насадка состоит из корпуса, в котором с помощью плоских пружин закреплены зеркала. В насадке 5 смонтирована обойма с экраном-шкалой. Шкала может перемещаться ручкой 17 для настройки ее на нуль. К экранной насадке предусмотрены три шкалы с разной ценой деления.

На основании прибора сзади находится фонарь, являющийся источником света для дополнительной трубки, которая состоит из тех же элементов, что и основная, только вместо оптики, образующей микроскоп, в дополнительной трубке имеется тубус, объектив которого проектирует изображение интерференционных полос на экран бленды. Принцип работы обеих трубок одинаков.

В фонаре основной трубки использована лампа типа СЦ69, 6В, 25Вт, включаемая через трансформатор напряжением 127/220/8 В, и реостат для регулирования свечения лампы. В фонаре дополнительной трубки установлена лампа типа СЦ80, 8В, 9Вт, включаемая через тот же трансформатор.

С целью исключения теплового влияния оператора предусмотрена прозрачная ширма.

Более совершенным прибором является двойной окулярный интерферометр вертикального типа модели 271 (рис. 3).

Автомобильная промышленность № 10, 1978 г.

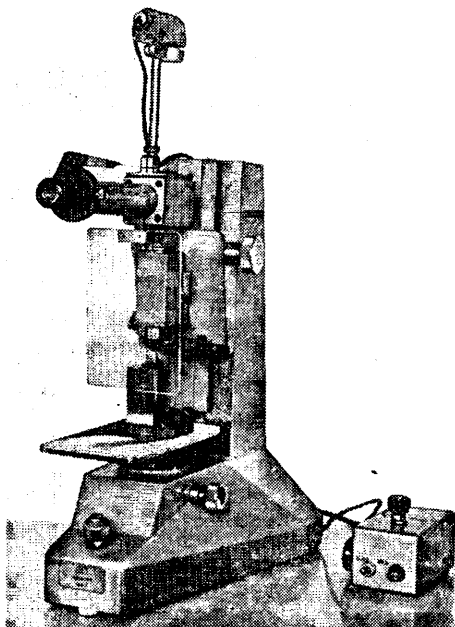


Рис. 1

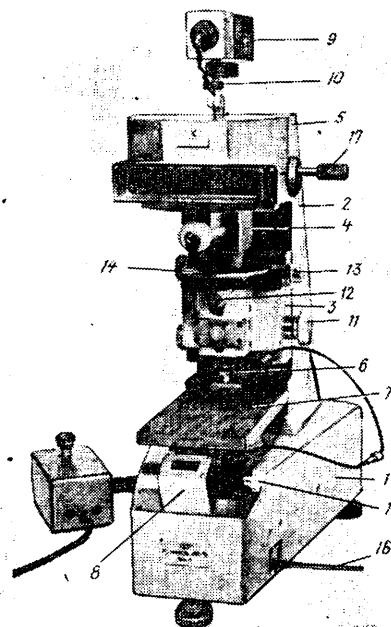


Рис. 2

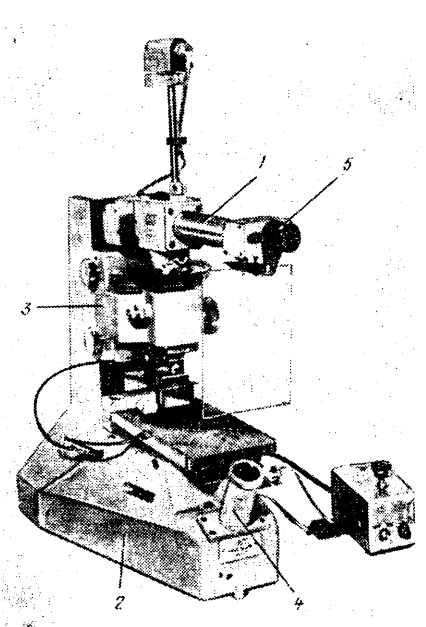


Рис. 3

Он состоит из основной трубки 1, основания 2 со стойкой и кронштейном 3, а также дополнительной трубки 4. Оптическая схема прибора аналогична схеме, принятой в модели 272, но вместо экранной насадки используется окуляр 5, который может поворачиваться на оси для установки на любой штрих шкалы. В окулярной головке имеются три шкалы с разной ценой деления, каждая из шкал вводится в поле зрения окуляра поворотом ручки. Перемещение измерительного стержня, кронштейна 3 и трубки 1, а также арретирование наконечников основной и дополнительной трубок производится такими же устройствами, как у прибора модели 272.

Представляет интерес окулярный контактный интерферометр горизонтального типа модели 273 (рис. 4), который значительно отличается от выпускавшегося ранее подобного прибора модели 225 (ИКПГ). Интерферометр состоит из жесткой станины 1, бабок, несущих трубку 2, лини 3 и предметного стола 4. Конструкция устройств крепления узлов прибора улучшена. Главное достоинство новой модели заключается в возможности измерения внутренних размеров с весьма высокой точностью. Внутренние измерения осуществляются с помощью скоб 5, надеваемых на трубку 2 и линюль 3. Измерительные рычаги подвешены в скобах на плоских пружинах, регулировка их проста и удобна.

На приборе можно проводить измерения отверстий диаметром от 3—5 мм, предполагаемая погрешность измерений находится в пределах 0,3—0,5 мкм. Такая погрешность, при современном уровне технических измерений внутренних размеров, является достаточно высокой.

Прибор модели 269 с электронным индикатором контакта, выпускаемый заводом «Калибр», предназначен для высокоточных (погрешность 0,0003—0,0005 мм) относительных измерений внутренних размеров изделий. Его можно использовать также для измерений наружных размеров. На жесткой станине 1 прибора (рис. 5) смонтирован универсальный предметный стол 2 со встроенными микрометрическими узлами. В бабке 3 зажаты трубка 4 и микроузел 5. Два измерительных наконечника 6, расположенных на кронштейнах 7, соедине-

Рис. 4

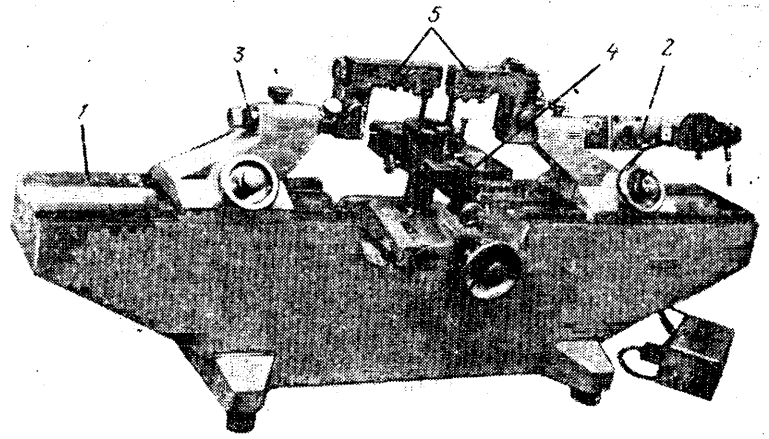
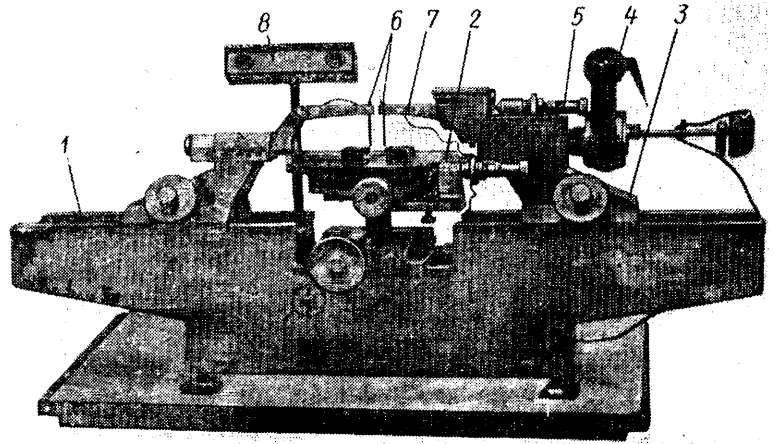


Рис. 5



ны с электронными индикаторами контакта. Это позволяет проводить точные измерения с усилием, близким к нулевому, и исключает погрешности, вносимые измерительным усилием в результаты измерения. Момент контакта фиксируется мерцанием сектора, видимого на табло 8 в глазке электронного индикатора. Установка прибора на заданный размер осуществляется по блокам концевых мер длины, применяемым без струбцин, что исключает появление погрешностей, связанных с применением

струбцин, их деформацией, усилием зажима блока мер в струбцине, установкой струбцин на измерительную позицию и др.

Линия измерения совмещается с диаметром измеряемого отверстия по методу хорды, что значительно повышает точность совмещения. Погрешность определения момента контакта измерительного наконечника с деталью находится в пределах 0,02—0,05 мкм.

Технические характеристики рассмотренных приборов приведены в табл. 1.

Таблица 1

Показатели	Модель прибора					
	264	266	271	272	273	269
Тип прибора	Вертикальный		Вертикальный двойной		Горизонтальный	
Диапазон измерений в мм: наружных размеров	0—150	0,03—0,05	0—100	0—100	0—225 (диаметры), 0—500 (длины)	0—200
внутренних размеров	—	—	—	—	10—150	3—200
Число сменных шкал	—	—	3	3	3	—
Цена деления шкалы в мкм	0,05—0,2	0,2	0,02	0,05; 0,1	0,05—0,2	0,05—0,2
Основная погрешность прибора <sup>1</sup> в мкм	$\pm (0,05 \pm 0,1)$ в зависимости от цены деления шкалы	$\pm 0,3$	$\pm 0,03/0,02$ на участке шкалы 0—20 делений; $\pm 0,04/0,03$ на участке шкалы 20—50 делений	$\pm 0,03/0,02$ на участке шкалы 0—20 делений; $\pm 0,04/0,03$ на участке шкалы 20—50 делений	$\pm (0,06 \pm 0,2)$ в зависимости от цены деления шкалы	До 0,2
Допускаемый размах показаний в мкм	0,02	0,02	0,01—0,03	0,01—0,03	0,02 (без стола), 0,05 (со столом)	0,02 (без стола), 0,05 (со столом)
Предел измерения по шкале в делениях	$\pm 50$	$\pm 50$	$\pm 50$	$\pm 50$	$\pm 50$	$\pm 50$
Измерительное усилие в сН	1,2	1,2	0,8	0,8	2,6	Близко к нулевому
Габаритные размеры в мм	280×400×500	280×400×740	260×490×700	260×500×700	360×500×1290	550×500×1200
Масса в кг	55	56	66	62	109	124

<sup>1</sup> В числителе приведены данные для интерферометра, в знаменателе — для трубки при цене деления шкалы 0,05 мкм.

Потребность автомобильной промышленности в концевых мерах значительна. Аттестация наборов концевых мер занимает много времени, при этом требуется большое число контрольного персонала и создание термостатированных помещений для проведения аттестации. Чрезвычайно важно проведение аттестации с большой производительностью, без снижения достоверности результатов проверки наборов мер. Серийные средства аттестации мер, обладающие повышенной производительностью, и опытные образцы таких приборов специализированной промышленностью уже выполнены.

Известны также приборы для аттестации концевых мер с высокой производительностью, выпускаемые за рубежом. Так, на интерферометрах японской фирмы Цугами эта операция выполняется при непрерывном контроле одновременно 15 мер размером до 25 мм. На интерферометрах японских фирм Токио Сокухон и Ниппон Котаки можно проверить, по данным фирм, одновременно четыре концевые меры длиной до 1000 мм абсолютным методом. В приборах предусмотрено автоматическое регулирование температуры и применение вакуумных камер для аттестации. Разница между величинами, измеренными ведомственным проверочным центром и национальной лабораторией метрологии, допускается до 0,03 мкм.

Французская фирма Пресизьон механик выпускает контактные интерферометры с самотормозящимся измерительным наконечником, исключающим возможность удара при контактировании. Оптическая схема прибора позволяет получить интерференционную картину, полюсы которой при движении измерительного стержня вверх или вниз расходятся по краям или сходятся к центру поля зрения. Возбужденные в фотозаэлементе синусоидальные колебания направляются в электронную часть прибора, усиливаются и далее направляются в формирующий каскад, откуда выходят в виде импульсов прямоугольной формы. В результате дифференцирования этих импульсов образуются следующие попеременно положительные или отрицательные короткие импульсы. Положительные импульсы при помощи ограничителя выделяются, поступая в счетную схему прибора. Каждый из импульсов соответствует прохождению одной интерференционной полосы, что равно перемещению измерительного стержня на длину полуволны. Импульсы (интерференционные полосы) непосредственно отсчитываются десятичным счетчиком, а результат соответствует числу полос, умноженному на длину полуволны используемого света. Кроме того, импульсы могут быть отсчитаны также двоичным счетчиком, единица отсчета которого представляет собой значение длины полуволны света. Таким образом, показания счетчика соответствуют числу отсчитанных длин полуволн. На двоичном счетчике получается фактический размер изделия в двоичном числении. Генератор и преобразователь системы счисления позволяют перейти к десятичной системе для возможности получения результатов отсчета в десятых долях интерференционной полосы на десятичном счетчике.

Интерферометры с цифровым отсчетом были вылащены, кроме того, фирмами США и Японии.

Отечественной промышленностью предполагается выпуск гаммы электронных дилномеров в вертикальном и горизонтальном исполнении с ценами деления

0,02—0,1 мкм и пределами измерений до 160 мм у вертикальных дилномеров и до 500 мм — у горизонтальных. Приборы будут работать с преобразователями бокового и осевого действия с отсчетом по стрелочному или цифровому отсчетному устройству. Практика работы позволит установить преимущества и целесообразность использования измерительных электронных приборов.

Измерение с помощью лазерных интерферометров имеет ряд достоинств по сравнению с другими методами контроля. Основными из них являются высокая точность измерения, возможность измерения абсолютным и относительным методами, неконтактным и контактным способами. Применение оптических квантовых генераторов (лазеров) позволяет получать интерференционную картину при разностях хода лучей в сотни метров. Излучение, даваемое лазером, обладающая высокой когерентностью и монохроматичностью, сконцентрировано в очень узком луче малой расходимости. Это дает возможность проверять отклонение поверхностей от заданных геометрических форм (прямолинейность, плоскостность), соосность валов и отверстий, а также контролировать нелинейные величины (равномерность перемещения, скорость и ускорение).

Использование лазера в качестве источника света позволяет получить новое качество в оптических методах измерения. Действие лазера основано на индуцированном излучении, или, как называют этот эффект, «отрицательном поглощении», состоящем в том, что возбужденный атом высвечивается под действием внешнего излучения. Индуцированное излучение происходит в том же направлении, что и вызвавшее его излучение, в одинаковой с ним фазе и частоте. Индуцированное свечение совокупности атомов дает коррелированное излучение.

Газовые лазеры, действующие за счет электрического разряда через газ, осуществлены в гелиево-неоновых лазерах. Под действием электрического разряда атомы гелия переходят в возбужденное состояние и при столкновении с атомами неона безызлучательно передают им энергию, осуществляя накачку неона и соответственно давая генерацию на двух-трех частотах в инфракрасной области и на одной частоте — в красной области излучения.

Гелиево-неоновый лазер (рис. 6) состоит из газоразрядной трубки 1, заклеенной с двух сторон стеклянными пластинами 2 и 3. Колба трубки заполнена гелиево-неоновой смесью в соотношении 5:1 при суммарном давлении около 1 мм рт. ст. Газоразрядная трубка содержит анод 4 и катод 5. По обе стороны трубки, перпендикулярно ее оси, помещены два зеркала: плоское 6 и волнутое 7, обладающее высоким коэффициентом отражения. Зеркала установлены на держателях, позволяющих проводить тонкую регулировку. Все элементы размещены на жестком корпусе 8.

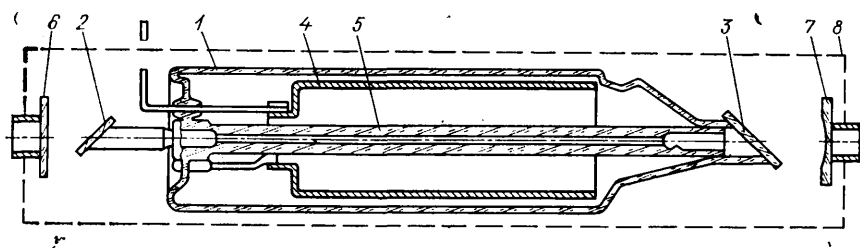


Рис. 6

Лучи, возникшие в газоразрядной трубке, многократно отражаются от зеркала. Одно из зеркал полупрозрачное, в результате чего из системы происходит излучение. Если потери энергии на отражение от зеркал и излучение меньше, чем усиление на длине трубки, то яркость лучей возрастает, пока поддерживается инверсия. Поскольку многократно отражаются лишь лучи, падающие на зеркала под малыми углами, то возникает поток энергии большой концентрации, сосредоточенной в очень малом телесном угле порядка 30°.

Лазер, как источник света, характеризуется стабильностью и повторяемостью частоты излучения. Промышленные образцы гелиево-неоновых лазеров имеют стабильность частоты порядка 5·10<sup>-7</sup>—5·10<sup>-6</sup>. Известны способы стабилизации частоты путем автоподстройки, заключающиеся в изменении расстояния между зеркалами с помощью следящей системы.

В настоящее время лазеры широкого назначения с гелиево-неоновыми трубками выпускаются серийно. В стадии разработки находятся лазеры с повышенной стабильностью частоты излучения. Технические характеристики серийно выпускаемых лазеров отечественного производства приведены в табл. 2.

Таблица 2

Показатели	Модель лазера	
	ЛГ-55	ЛГ-56
Длина волны в Å . . . . .	6328	6328
Мощность излучения в МВт . . . . .	2	2
Угловая расходимость в мн . . . . .	10—15	10
Долговечность в ч . . . . .	500	500
Габаритные размеры в мм . . . . .	363×58×72	363×58×72
Масса в кг . . . . .	1,5	1,7

В практике измерений линейных величин наиболее широко используют двухлучевой интерферометр. Применение лазера упрощает оптическую систему интерферометра за счет устранения коллиматора. Высокая когерентность излучения лазера обеспечивает получение интерференционной картины в любом месте после сложения интерферирующих лучей без применения систем, имеющих в своей схеме проектор или микроскоп в качестве выходной системы. В настоящее время в отечественной и зарубежной промышленности используется ряд схем, по которым выполняются лазерные интерферометры. Одна из этих схем разработана институтом Госстандарта СССР.

На точность лазерных интерферометров влияют отклонения температуры, давления и относительной влажности воздуха от нормы, а также вибрация. По данным английской фирмы Ренк Тейлор Гобсон, следует вводить следующие поправки на отклонения: для температуры воздуха +0,96·10<sup>-6</sup> на каждый градус отклонения от 20°C; для давле-

ния воздуха  $0,27 \cdot 10^{-6}$  на каждый миллибар от 1022 мбар (1 мбар = 0,75 мм рт. ст.); для относительной влажности воздуха  $+0,1 \cdot 10^{-6}$  на каждые 10% влажности, отклоняющихся от нормальной (50%).

В Англии Национальной физической лабораторией разработана схема одноплечевого интерферометра с двумя полупрозрачными пластинами и одним отражателем. Основные достоинства этой схемы заключаются в разделении лазера и интерферометра, получении интерференционной картины в двух направлениях, отсутствии референтного плеча интерферометра.

На ВДНХ СССР демонстрировался лазерный измеритель линейных перемещений модели ИПЛ-7 отечественного производства. Этот прибор использован в качестве измерительного и отсчетного устройства в прецизионной координатно-измерительной машине. Его можно применять в цехах заводов автомобильной промышленности, в лабораториях научно-исследовательских институтов точного машиностроения, метрологии, электронной техники.

Принцип работы прибора основан на подсчете количества длин волны высокостабильного источника излучения, укладываемых на контролируемом отрезке. Величина измеряемого перемещения определяется по результатам этого подсчета и известному с высокой точностью ( $\pm 5 \cdot 10^{-8}$ ) значению длины волны. В качестве источника излучения использован одночастотный стабилизированный гелиево-неоновый лазер с длиной волны

Основные параметры	Фирма-изготовитель и страна		
	Хьюлетт Паккард, США	Катлер- Хаммер, США	Ренк Тейлор Гобсон, Англия
Диапазон измерений 1 мм	0—60	0—45	0—5
Цена деления шкалы в мкм/м	0,01—0,1	0,1—0,2	1
Основная погрешность в мкм/м	0,5	0,5	$\pm 1$ мкм/5 м
Предельная скорость измерений в м/мин	18	10	18
Масса в кг	25	30	52

излучения 0,83 мкм. Прибор состоит из трех узлов: датчика с лазером, подвижного углового отражателя, устанавливаемого на перемещающемся объекте, и аппаратной стойки. Предусмотрена возможность автоматического ввода поправки на изменения температуры, давления и влажности воздуха. Информацию о величине контролируемого размера вводят в ЭВМ через специальный разъем или устройство для программного управления станком (прибором).

Лазерный измеритель повышает точность измерений в 5—7 раз и сокращает время прецизионных измерений. Точность измерений обеспечивается, если угловой поворот подвижного объекта с отражателем не превышает  $\pm 10''$  на всей длине перемещения и если изменение температуры в течение одного цикла измерений не превышает  $\pm 0,1^\circ\text{C}$ .

Технические характеристики лазерных интерферометров приведены в табл. 3.

Отечественными заводами выпущены

лазерные интерферометры ИПГ-7, ИПГ-10\* и опытные экземпляры донецких измерительных приборов: ДИП-1 для угловых и линейных перемещений, ДИП-2 для измерений перемещений путем сравнения с естественной константой — длиной волны излучения лазера, а также скоростей до 0,3 м/с, определяемых разностью перемещений за известный промежуток времени.

Оснащение метрологических служб заводов и предприятий автомобильной промышленности производственными и высокоточными средствами аттестации концевых мер и калибров, а также средствами измерений деталей высоких классов точности является важным, экономически эффективным мероприятием.

**А. В. ЭРВАЙС**

\* Ведерников В. М., Кирьянов В. П., Лебедев Г. А. Применение лазерных интерферометров для контроля и юстировки измерительных систем тяжелых станков. — «Станки и инструмент», 1978, № 4.

УДК 79.113.001.4:620.1.05

## СТЕНД ДЛЯ ОБКАТКИ И ИСПЫТАНИЯ ВЕДУЩИХ МОСТОВ АВТОМОБИЛЕЙ КАМАЗ

ДЛЯ ОБКАТКИ и испытания ведущих (средних и задних) мостов автомобилей КАМАЗ ГКТИАвтопром спроектирован контрольно-технологический стенд (рис. 1). На стенде выявляются дефекты в главной передаче, межосевом дифференциале, колесных тормозах, в картере моста. Стенд работает в полуавтоматическом режиме.

### Техническая характеристика стенда

Число одновременно испытываемых мостов	1
Электродвигатель привода:	
тип	4А132М
мощность в кВт	11
частота вращения в об/мин	1500
Частота вращения ведущего вала шпиндельной бабки в об/мин	1000
Нагрузка	Тормозами колес испытываемого моста
	Пневматический
	Ручное
Привод нагружения	2350×2171×2950
Управление нагрузкой	
Габаритные размеры (без электрошкафа) в мм	

Контролируемыми параметрами являются ток в цепи якоря электродвигателя, давление воздуха, подводимого к мосту, блокировка межосевого дифференциала.

Конструкция стенда и работа его в полуавтоматическом режиме позволили совместить две технологические операции — обкатку моста и его разворот (кантование) на  $180^\circ$  вокруг продольной оси после обкатки. По установленному технологическому процессу мосты собираются в положении, при котором дно

картера находится внизу. В таком же положении они поступают на стенд для обкатки. На участок сборки задней подвески мосты после обкатки должны поступать перевернутыми на  $180^\circ$  вокруг продольной оси, т. е. дном картера вверх. В таком виде они поступают на главный конвейер сборки автомобиля и устанавливаются на раму. Выполнение

обеих операций (обкатки и кантования) с одной установки позволило значительно сократить технологическое время на кантование, а также высвободить производственные площади, необходимые для осуществления этого процесса.

Стенд (рис. 2) состоит из станины 1 сварной конструкции, на которой размещены механизмы 2 управления нагрузкой, опоры 3, опорные ролики 4 с закрепленными на них ограждениями 5, привод 6, шпиндельная бабка 7, снабженная насадкой-ловителем 8, панель

управления 9, рукава 10 подвода сжатого воздуха, пульт 11 контрольно-измерительных приборов, кантователь 12, обкатываемый мост 13, виброизоляционные опоры 14. Все перемещения исполнительных органов осуществляются пневмоприводом.

Для удобства обслуживания аппаратуры привода (ремонта и замены золотников, дросселей и т. п.) в станине сделаны дверцы и съемные крышки. Управление пневмоприводом электрическое. Органы управления вынесены на панель 9, находящуюся на правом ограждении 5. Электрооборудование стенда размещено в отдельном шкафу, установленном рядом со стендом.

Быстрое соединение и передача вращающего момента от электродвигателя привода 6 на ведущий вал редуктора обкатываемого моста осуществляются при помощи подвижной шпиндельной бабки 7 с плавающим валом, на котором устанавливаются сменные насадки-ловители 8, соединяемые с фланцем ведущего вала редуктора моста. Соответствующая быстросменная насадка-ловитель устанавливается в зависимости от типоразмера моста, в связи с чем шпиндельная бабка 7, выдвигаясь, совершает короткий либо длинный ход.

Для ориентирования моста при обкатке относительно оси плавающего шпинделя с насадкой-ловителем служат опоры, на которые устанавливается обкатываемый мост. В зависимости от типораз-



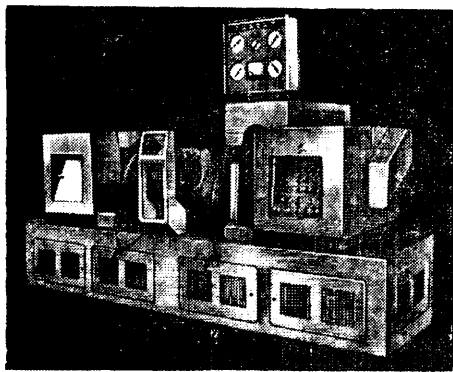


Рис. 1. Внешний вид стенда

мера моста опоры регулируются по высоте, а левое и правое ограждения с опорными роликами сдвигаются или раздвигаются. Такие конструктивные особенности стенда, как выдвижение шпindelной бабки на различную длину хода, наличие комплекта сменных насадок-ловителей, установка опор на различную высоту, перемещение ограждений с опорными роликами, делают стенд универсальным в применении, т. е. на стенде можно испытывать разные мосты, близкие по типоразмерам мостам автомобилей КамАЗ.

Нагрузка на полуосях при обкатке создается механизмами управления на-

грузкой; ими регулируется давление сжатого воздуха, подводимого к тормозным камерам испытуемого моста.

Давление, подводимое к тормозным камерам моста, к его картеру и к сети межосевого дифференциала, измеряется манометрами, расположенными на пульте контрольно-измерительных приборов. О работе в полуавтоматическом цикле и об окончании обкатки также указывают контрольные лампы, установленные на этом пульте. Для удобства контроля за работой стенда и снятия показаний пульт расположен в верхней части станины перед рабочим местом испытателя.

Для отладки стенда на работу в полуавтоматическом режиме и настройки на различные по типоразмерам мосты предусмотрен наладочный режим. Управление в наладочном режиме производится с панели управления при помощи кнопок, предназначенных для подачи следующих команд: подъем и опускание опор, открывание и закрывание ограждений, сдвигание и раздвигание опорных роликов с ограждениями, перемещение шпинделя вперед и назад на длинный или короткий ход, вращение шпинделя вперед или назад, остановка шпинделя. После отладки стенда с помощью тумблера режимов устанавливается полуавтоматический режим.

В настоящее время два таких стенда внедрены на автозаводе Камского объединения по производству большегруз-

ных автомобилей. Стенды работают во взаимодействии с транспортной системой, подъемные механизмы которой обеспечивают автоматическую установку на стенд испытуемого моста и снятие с него обкатанного.

Загрузка стенда при работе в полуавтоматическом режиме происходит следующим образом. Когда поднимутся опоры 3 и откроются крышки ограждения 5, стенд будет готов к приему изделия. После того как обкатчик включит автоматический вызов, мост, находящийся на подвеске, механизмами транспортной системы перемещается к стенду и помещается в опускную секцию. Секция с мостом, заняв строго определенное положение над стендом, вначале быстро, а затем медленно и плавно опускается на опоры.

Обкатчик подсоединяет рукава подвода сжатого воздуха к тормозным камерам и через резьбовое отверстие под сапун к картеру моста, а при обкатке средних мостов — и к сети межосевого дифференциала и, кроме того, электрический металлоуказ — к микропереключателю. После этого нажатием кнопки стенд включается в работу для выполнения первой части полуавтоматического цикла обкатки. При этом закрываются ограждения и в зависимости от конструкции моста на определенное расстояние выдвигается бабка с плавающим шпинделем, который на малой частоте вращения ловит своей насадкой-ловителем фланец ведущего вала редуктора моста. Зайдя в зацепление, привод вращения шпиндельной бабки выходит на режим, соответствующий номинальной частоте вращения коленчатого вала. Затем включается подача сжатого воздуха давлением 6 кгс/см<sup>2</sup> к механизму управления напругой и к золотнику, который управляет включением механизма блокировки межосевого дифференциала, а также подается избыточное давление 0,2—0,25 кгс/см<sup>2</sup> в картер моста.

При обкатке для проверки срабатывания механизма блокировки межосевого дифференциала среднего моста с пульта управления включается золотник подачи воздуха к сети межосевого дифференциала. При этом должны сработать механизм блокировки и микропереключатель моста, а на пульте контрольно-измерительных приборов — загореться контрольная лампа.

Задний мост обкатывается с подтормаживанием полуосей, средний мост испытывается со заблокированным дифференциалом, при этом проверяется качество сборки, критерием которого являются степень и характер шума (определяются субъективно на основании опыта обкатчика). Субъективная оценка характера стуков и шумов в зацеплении шестерен моста обусловлена тем, что выпускаемые отечественной промышленностью шумомеры предназначены только для измерений степени общего шума. Такие приборы не могут быть использованы также и потому, что пределы измерения частотных полос у них значительны. При этом собственные шумы стенда и цеха накладываются на шум исследуемой передачи моста, что ведет к искажению результатов исследования частотного состава шумового спектра передачи и может быть причиной установления «ложного» брака мостов.

Поскольку каждое зубчатое зацепление (как в заднем, так и в переднем мосту) должно иметь свой допустимый узкий частотный состав шумового спек-

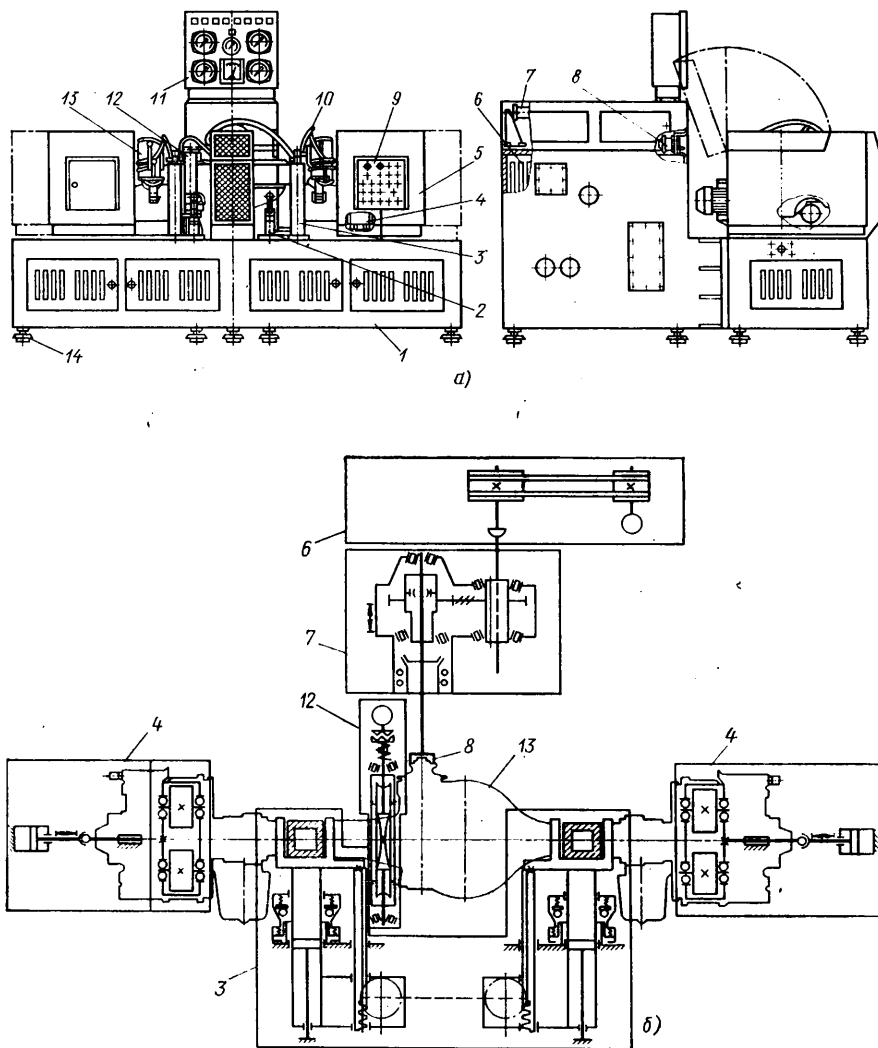


Рис. 2. Общий вид стенда (а) и кинематическая схема (б)

ра, то очевидно, что для оценки качества сборки того или иного зацепления необходим прибор, отрегулированный на конкретную узкую частотную полосу и не чувствительный к посторонним шумам.

При выпуске отечественной промышленностью прибора с такими характеристиками он будет установлен на стенде, что предусмотрено конструкцией последнего.

В процессе обкатки проверяются правильность регулировки тормозов, ход штока тормозной камеры, герметичность прокладок под фланцем редуктора, а также отсутствие течи масла при избыточном давлении в картере моста через сальники, места соединений, поры литья и сварные швы. Обнаруженные мелкие дефекты, устранение которых не требует разборки изделия, исправляются непосредственно на стенде. Если обнаружены дефекты, для устранения которых необходима разборка изделия, мост опускной секцией снимается со стенда и подве-

ным электрическим краном отправляется на участок устранения дефектов на специальный стенд.

Во время обкатки испытатель следит за показаниями контрольно-измерительных приборов. Как только загорится лампа, сигнализирующая об окончании обкатки, останавливается вращение шпинделя, отсоединяются от моста все рукава подвода сжатого воздуха и электроэнергии. Масло из картера редуктора, залитое перед сборкой, сливается в централизованную магистраль отработанного масла.

После этого обкатчик кнопкой включает стенд для выполнения второй части полуавтоматического цикла. При этом шпиндельная бабка с насадкой-ловителем выходит из зацепления с ведущим валом редуктора моста и возвращается в исходное положение, опускаются опоры, мост ложится своими барабанами на опорные ролики и кантуется механизмом

разворота на 180° вокруг продольной оси. По завершении кантования опоры подводятся под мост, после чего открываются крышки ограждений. Обкатчик включает механизм подъема опускной секции, и мост, установленный в подвеске, сначала медленно снимается с опор стенда, а затем ускоренно поднимается к транспортной системе. При этом опоры занимают исходное положение, они готовы принять следующий мост. Как только опускная секция поднимется в крайнее верхнее положение, транспортная система захватывает подвеску с мостом и отправляет ее на линию сборки. Чистое время обкатки моста составляет 3 мин.

Внедрение стендов для обкатки и испытания ведущих мостов на автозаводе Камского объединения по производству большегрузных автомобилей обеспечивает значительную экономию средств.

**С. И. КОБЫЛЯНСКИЙ**

УДК 629.113.002.72

## НОВЫЕ РЕШЕНИЯ В ОБЛАСТИ СБОРКИ ИЗДЕЛИЙ

**ЦЕНТРАЛЬНОЕ** правление НТО Машпром совместно с Министерством автомобильной промышленности, Министерством станкостроительной и инструментальной промышленности, Министерством тракторного и сельскохозяйственного машиностроения и Министерством строительного, дорожного и коммунального машиностроения в целях широкого привлечения научно-технической общественности к решению задач сборочного производства провело в 1977 г. Всесоюзный конкурс «На лучшую работу по совершенствованию технологии, механизации и автоматизации сборки изделий в машиностроении».

На конкурсе представлено 85 работ специалистов сборочного производства 55 предприятий, научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций, вузов, в том числе от предприятий и организаций Министерства автомобильной промышленности поступила 21 работа. Из представленных работ одна удостоена первой премии, двум работам присуждена вторая премия и две работы получили третью премию. Кроме того, еще 13 работ предприятий и организаций Министерства автомобильной промышленности награждены дипломами Центрального правления НТО Машпром. Авторам работ, удостоенных первой, второй, третьей премий и дипломов, одновременно присвоено звание дипломанта конкурса «Сборка-77» с вручением дипломов Центрального правления НТО Машпром.

Первой премии Всесоюзного конкурса удостоена работа «Новый автосборочный комплекс», выполненная работниками Московского автозавода им. И. А. Лихачева А. К. Котовым, К. В. Ефимовым, Н. Д. Павловым, А. Ф. Малашкиным, В. С. Удаловым, Г. И. Асеевым, Ю. И. Георгиевским, Ю. В. Кимом, В. В. Дмитриевым и др.

При разработке сборочных систем в новом автосборочном комплексе в качестве основного критерия принят рост производительности труда. Для этого разработаны сборочные конвейеры новых конструкций, удовлетворяющие тре-

бованиям технологии сборки. Были созданы механизированные и автоматизированные транспортные линии подачи узлов и агрегатов с подсортировки на общую сборку. Выполнен комплекс мероприятий, базирующихся на научной организации труда, на основе внедрения последних достижений науки и техники в области сборочных и транспортно-складских работ. Принципиальной основой для комплексной механизации и автоматизации сборочных и транспортно-складских работ явилось исключение тяжелого ручного труда рабочих-сборщиков.

Комплекс включает в себя: автосборочный складской и административно-бытовой корпуса, а также межцеховую транспортную подвесную линию.

Сборка автомобилей (двухосных и трехосных) осуществляется в сборочном корпусе на поточно-механизированных линиях, оснащенных специальными кранами-штабелерами для разгрузки, укладки и подачи рам к сборочным конвейерам; манипуляторами для укладки рам на сборочные конвейеры; механизмами для переворачивания шасси автомобилей; установками для автоматического съема колес с подвесных толкающих конвейеров и подачи их на сборочные конвейеры.

Рабочие места слесарей-сборщиков оснащены высокоэффективным пневмострументом для сборки резьбовых соединений, удобной организационной оснасткой и тарой, исключающими лишние перемещения при выполнении операций.

Автоматическая подача в автосборочный корпус тяжелых и крупногабаритных узлов автомобилей, циркуляционное накопление и выдача их на сборочные конвейеры в заданной программой сборки последовательности обеспечиваются шестью системами подвесных толкающих конвейеров. Подача средних и мелких узлов на сборочные конвейеры выполняется системой подвесных грузонесущих конвейеров и моноконвейеров.

Сборка основных узлов (передние оси и мосты, задние мосты и балансирные

тележки, платформы, колеса) осуществляется в складском корпусе на поточно-механизированных конвейерных линиях, оснащенных механизированным инструментом, подъемно-транспортным оборудованием и системой автоматической навески собранных узлов на подвески толкающих конвейеров.

Испытания автомобилей выполняются на участках диагностики, оснащенных стендами с беговыми барабанами и современным диагностическим оборудованием. Отделка и сдача автомобилей выполняются на шести конвейерах пластинчатого типа, на которых установлены камеры подкраски и сушки автомобилей, готовых к сдаче.

Управление системой подвесных конвейеров и автосборочным корпусом автоматизировано на основе использования средств современной вычислительной техники.

Второй премии Всесоюзного конкурса удостоены работники Горьковского автозавода С. И. Серов, В. М. Воронин, Б. С. Синович, В. С. Барочкин, Я. М. Хасин, К. И. Хлопотин, В. Н. Баринков, Л. Б. Нечиперович, А. Г. Пархоменко, Н. П. Родимов за работу «Комплексный участок механизированных линий сборки заднего моста автомобиля ГАЗ-53А».

Участок состоит из пяти автоматизированных линий: линии сборки узла дифференциала и ведущей шестерни; линии сборки редуктора; двух линий подсортировки барабанов со ступицами; линии сборки и обкатки задних мостов. На линиях работает 27 многошпиндельных гайковертов, 6 контрольных и испытательных автоматов, 8 прессовых автоматов, 10 специальных автоматов (нанесения герметика, клейнения, кантования и т. д.).

Поступление корпусных деталей на линии, передача узлов с одной линии на другую происходят автоматически. Линии оснащены рядом автономных подсортировочных полуавтоматов и автоматов: полуавтоматом по подбору распорного кольца, автоматами для свинчивания резьбовых деталей, автоматами сборки сальника с пружиной, автоматом для

запрессовки штифта в гайку крепления ступицы.

Сборка заднего моста начинается со сборки узлов дифференциала и ведущей шестерни в приспособлениях-спутниках. Спутники перемещаются на линии штангой с их фиксацией на рабочих позициях. Спутники возвращаются цепным транспортером, расположенным внутри станины. Отдельные сборочные станки, входящие в линию, работают в автоматическом или полуавтоматическом цикле.

Собранные узлы специальным оператором автоматически снимаются со спутников и переносятся на линию сборки редуктора, которая включает в себя четыре транспортные системы: вспомогательный транспорт, предназначенный для перемещения узлов дифференциала и ведущей шестерни к позициям их установки в редуктор; накопитель картеров редукторов, на который картеры автоматически подаются с подвешенного конвейера; основной транспорт, где пооперационно происходит сборка узла редуктора; накопитель собранных редукторов, служащий для транспортировки редукторов к линии сборки и обкатки задних мостов. Проходя накопитель, редукторы захватываются автооператором и автоматически загружаются в шестипозиционный карусельный агрегат обкатки, на котором редуктор обкатывается под нагрузкой.

При обкатке проверяется уровень шума шестерен в редукторе и нагрев подшипникового узла. После обкатки редукторы автоматически устанавливаются автооператором на накопитель. Обкатанные редукторы из накопителя доставляются транспортером на линию сборки и обкатки задних мостов, на которую подвешенным конвейером автоматически загружаются картеры задних мостов. По окончании сборки мосты автоматически раздаются на два шестипозиционных обкаточных стенда, где осуществляются обкатка мостов в течение 2,5 мин. После обкатки мосты автоматически снимаются со стендов и устанавливаются на шаговый транспортер, перемещающий мосты к подвешенному конвейеру. На одной из позиций шагового транспортера выполняется автоматическое клеймение порядкового номера моста.

Подсборочные барабаны со ступицами подаются транспортером на линию сборки и обкатки задних мостов к автомату, выполняющему надевание их на ось картера заднего моста.

Внедрение в производство комплексного участка позволило исключить ручной труд при выполнении операций сборки, контроля и испытаний, а также при транспортировке и установке собираемых деталей и узлов, что позволило высвободить значительное число рабочих-сборщиков, улучшить качество изделий, облегчить условия труда и повысить производительность труда на 90%.

Вторая премия Всесоюзного конкурса присуждена также за работу «Автомат для селективного комплектования и сборки подшипников качения», выполненную работниками Восьмого государственного подшипникового завода (г. Харьков) В. И. Боковым, С. А. Тониз, В. И. Ивахно.

Автомат сортирует кольца и комплекзует однорядные шариковые подшипники с наружным диаметром 40—62 мм. Он обеспечивает рассортировку на размерные группы только внутренних колец. Отклонение от номинального раз-

мера дорожки качения наружного кольца, определяемое на отдельной контрольной позиции, суммируется поочередно с отклонениями размеров пяти участвующих в процессе комплектования групп шаров. Результат алгебраического суммирования является основанием для определения соответствующей размерной группы внутренних колец.

Внутренние кольца сначала попадают на измерительную станцию автомата, а затем в соответствующую ячейку накопителя, который накапливает в процессе сортировки кольца тридцати размерных групп и выдает их на сборочную позицию из соответствующей ячейки по команде блока комплектования. Шарик определенного размера в интервале  $\pm 30$  мкм загружаются в бункеры.

В отличие от известного способа сортировки колец подшипников качения при их сборке, при котором сортируют лишь один вид колец, а другие по одному в паре с телом качения устанавливаются на измерительное устройство, показывающее необходимый для сборки размер кольца из рассортированных ранее по группам, данный способ позволяет вести процесс комплектования одновременно с несколькими размерными группами тел качения. Это позволяет увеличить вероятность и производительность процесса селективного комплектования подшипников при ограниченном числе размерных тел качения.

В настоящее время на заводе изготовлены и внедрены 26 автоматов для селективного комплектования и сборки подшипников качения.

Третья премия Всесоюзного конкурса присуждена работникам Ярославского завода топливной аппаратуры В. А. Бесчастнову, А. М. Печенкину, В. Н. Тучину за работу «Механизация сборки топливного насоса высокого давления на операции: установка заглушек в корпус насоса».

Ранее операция по установке нижней крышки с уплотнительной прокладкой на корпус топливного насоса осуществлялась слесарем-сборщиком на конвейере.

По предложению авторов, конструкция насоса была изменена. Крепление нижней крышки к корпусу топливного насоса было предложено осуществлять посредством запрессовки чашечных заглушек по 6 шт. в шестисекционном насосе и по 8 шт. в восьмипозиционном насосе. Заглушки запрессовываются на специальном прессе с использованием специального приспособления. При движении штока выполняется одновременная запрессовка заглушек в корпус насоса.

Замена резьбовых соединений на пресовные позволила без ухудшения эксплуатационных характеристик изделия повысить степень механизации процесса сборки насосов, снизить трудоемкость процесса и улучшить условия труда рабочих.

Третьей премии Всесоюзного конкурса удостоена также работа «Комплексно-механизированный участок сборки велосипедов», выполненная работниками Пермского машиностроительного завода им. Октябрьской революции Ю. Ю. Губановым, В. И. Иванченко, В. Г. Постанововой, К. И. Поляковой, И. С. Юговой, Е. Г. Ягодиной, А. Е. Печенкиным.

Участок включает в себя подвесные и напольные конвейеры, полуавтоматы, поточные линии, специальные агрегатные станки и другое оборудование.

Подача деталей на участок сборки из механических, гальванического и деревообрабатывающего цехов, а также участка окраски осуществляется электрокарами и специальными автомобилями с последующей подачей непосредственно на рабочие места подвесными и напольными конвейерами. Передние и задние колеса доставляются специальными автомобилями на склад колес, где они разгружаются кран-балкой. Из склада колеса подаются подвешенным конвейером на рабочие места подцентровки с последующей передачей их подвесными конвейерами к главному конвейеру сборки. Сборка велосипедов осуществляется на главном сборочном конвейере. Собранные велосипеды навешиваются на подвесной конвейер регулировки и консервации, где происходит окончательная регулировка, контроль и автоматическая консервация в электростатической камере. Далее велосипед доставляется этим же конвейером на упаковку. Упаковка готовых велосипедов производится на напольных конвейерах, после чего велосипеды передаются конвейером на погрузочную эстакаду, с которой их погружают на автомобили.

Диплома Центрального правления НТО Машпром удостоена работа «Комплексно-механизированный участок сборки колес грузовых автомобилей», представленная работниками Горьковского автозавода В. И. Шапкиным, М. М. Тельманом, Н. Я. Мальковым, Н. К. Синцовой, К. А. Мясниковым, В. Н. Баланным, С. А. Пиковским, Ю. А. Ермаковым, А. Ф. Борисовым, В. А. Рысиным.

Дипломов удостоены работники Восьмого государственного подшипникового завода (г. Харьков) И. Т. Гуревич, М. А. Афанасьев, С. Т. Спольник за работу «Полуавтомат для навинчивания гаек».

Полуавтомат предназначен для навинчивания гаек на крепежные втулки подшипников качения. Принцип работы полуавтомата основан на многократном включении привода вращения гайки в прямом и обратном направлениях, чтобы обеспечить совпадение ниток резьбы гайки и втулки.

Дипломом отмечена работа «Линия изготовления и сборки одновитковых секций якорей электрических машин», выполненная работниками МКТЭИ Автопрома М. Е. Маханеком, А. Г. Андреевым, И. А. Рубинчиком, Я. И. Боренштейном, В. В. Гоценко, Л. М. Альтманом, М. М. Гольдманом, А. Ф. Барцким, А. А. Максевичем, М. Л. Щелкуновой.

Отличительной особенностью линии являются механизмы образования секций спутника в виде съемного приспособления спутника, снабженного элементами фиксации и взаимодействия с рабочими органами станков.

Дипломами награждены работники Волжского автозавода им. 50-летия СССР В. И. Петрухно, А. И. Ивашковский, А. П. Брызгалов за работу «Устройство для соединения болтов с шайбами».

Устройство включает в себя: матрицу, в гнезда которой засыпают и закладывают шайбы; вилку, захватывающую болты из тары; срезанную вилку для ориентирования болтов по гнездам корпуса, в котором на оси закрепляется матрица и в пазы вставляются вилки. Устройство внедрено в 1977 г.

Дипломом отмечена работа «Подвеска для сборки и регулировки велосипедов на подвешенном конвейере», выполненная

работниками Харьковского велосипедного завода им. Г. И. Петровского В. Н. Христиан, Л. В. Жогиной, В. С. Грызловым и В. М. Прилуцким.

Подвеска прикрепляется к цепному подвесному конвейеру с помощью траверсы. Она имеет подпружиненную тележку с четырьмя роликами, которые при движении подвески катятся по двум вспомогательным направляющим, создавая подвеске жесткое устойчивое крепление.

Рама велосипеда трубой устанавливается на две губки подвески и зажимается. Конструкция подвески позволяет наклонять раму в процессе сборки вперед и назад под углами 45 и 90° и поворачивать раму вокруг вертикальной оси подвески на 360°, что создает удобство при сборке велосипедов.

Подвеска для сборки и регулировки велосипедов на подвесном конвейере общей сборки внедрена на Харьковском велосипедном заводе им. Г. И. Петровского.

Дипломами награждены работники НИИТавтопрома В. М. Архипкин, С. И. Витвицкий, В. А. Либерсон, М. И. Максименко за работу «Установка с автоматической дозировкой смазки».

Установка позволяет смазывать полость водяного насоса в процессе его сборки густой смазкой с автоматической

выдачей дозированной порции смазки.

Дипломами награждены работники Камского объединения по производству большегрузных автомобилей Н. П. Широш, Л. И. Андреева, А. А. Вайнберг, Ф. П. Надеев за работу «Унификация стенов для сборки мелких узлов и организация рабочего места сборщика». Унифицированные узлы сборочных стенов позволяют сократить трудоемкость проектных работ и в 3—4 раза уменьшить сроки изготовления сборочного оборудования. Наибольшая эффективность применения стенов достигается при рациональной организации рабочих мест сборщиков, когда исключаются лишние движения во время выполнения сборочных операций и улучшаются условия труда сборщиков.

Диплома удостоена работа «Механизированный участок сборки баллонов для сжиженного газа», выполненная работниками УНИПТИМАШа П. В. Быковым, Е. М. Земсковым, Г. А. Кулагием, Б. В. Зубовым, Н. Т. Напидениным, Р. Ф. Тепомисур, В. А. Егоровым, Т. Н. Михеевой.

Механизированный участок объединяет комплекс для сборки баллонов, в который входят монорельс с двумя электротальями; сборочный и транспортный подвесные конвейеры; испытательный стенд; сборочные подвески и др. Внед-

рение на участке сборочных подвесок позволило ликвидировать межоперационные передачи баллонов, исключить время на фиксацию и расфиксацию баллонов при сборке на подвижных стендах, которая осуществлялась до внедрения. Механизированный участок внедрен на Рязанском заводе автомобильной аппаратуры.

Проведенный Всесоюзный конкурс «На лучшую работу по совершенствованию технологии, механизации и автоматизации сборки изделий в машиностроении» показал, что в автомобильной промышленности успешно решаются задачи по снижению трудоемкости, повышению производительности и облегчению условий труда в сборочных производствах. Накопленный этими заводами опыт должен быть изучен и проанализирован специалистами сборочных производств других заводов отрасли. Это даст положительный эффект в деле ускорения научно-технического прогресса в области технологии, механизации и автоматизации сборки изделий на тех заводах, где еще недостаточно уделяется внимания вопросам снижения трудоемкости, повышения производительности труда и облегчения труда рабочих в сборочных производствах.

**В. К. ЗАМЯТИН, В. Г. СИЛУЯНОВ**

УДК 621.74:65.017.56

## АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЕ ЗА РУБЕЖОМ

### Легковой автомобиль «Мерседес-Бенц 280СЕ»

Фирма Даймлер-Бенц выпустила новый легковой автомобиль модели «Мерседес-Бенц 280СЕ» с приводом на передние колеса. Кузов автомобиля — пятиместный типа купе (рис. 1). Двигатель — шестицилиндровый с водяным охлаждением. Блок цилиндров выполнен из чугуна, а головка блока — из алюминиевого сплава. Рабочий объем цилиндров двигателя 2746 см<sup>3</sup>, мощность 142 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 5750 об/мин. Коробка передач — четырехступенчатая автоматическая. Масса полностью снаряженного автомобиля 1619 кг. Максимальная скорость 200 км/ч. База — 2710 мм, длина — 4762 мм.

„Car and Driver“, 1978, т. 23, № 8, с. 80.

### Новые автомобили фирмы Рено

Фирма Рено начала выпуск нового четырехдверного легкового автомо-

биля Рено 18 (рис. 2) с четырехцилиндровым двигателем и приводом на передние колеса. Автомобиль изготавливается четырех модификаций: «TL» и «GTL» — рабочим объемом цилиндров 1397 см<sup>3</sup>, мощностью 64 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 5500 об/мин; «TS» и «GTS» — рабочим объемом цилиндров 1647 см<sup>3</sup>, мощностью 79 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 5500 об/мин. Блок цилиндров выполнен из чугуна, а головка блока — из алюминиевого сплава. На автомобиле модели Рено 18 GTS установлена пятиступенчатая автоматическая коробка передач. Масса снаряженного автомобиля 950 кг. База автомобиля 2438 мм, длина 4369 мм, ширина 1676 мм.

Кроме того, фирма выпускает новую модель Рено 20TS. Автомобиль оснащен четырехцилиндровым двигателем мощностью 110 л. с. при частоте вращения коленчатого вала 5500 об/мин. Максимальный крутящий момент двигателя при  $n=3000$  об/мин — 17 кгс·см, степень сжатия — 9,2. Распределительный вал размещен в головке блока двигателя. Карбюратор — двухкамерный фирмы Вебер. В оборудование кузова автомоби-

ля входят электрические стеклоподъемники, дистанционный привод регулирования положения фар и централизованная электромагнитная система блокирования дверных замков.

Максимальная скорость автомобиля 176 км/ч.

„Autocar“, 1978, т. 148, № 4249, с. 27—31.

„KFZ Betrand und Automarkt“, 1977, т. 67, № 21, с. 50—51.

### Электромобиль на «солнечных батареях»

В США разработан новый электромобиль Хонсер (Honsen-Honda Solar Electric propulsion) — автомобиль Хонда (Япония) с электрическим приводом. При создании этой модели автомобиль Хонда оборудовали девятью энергетическими модулями, преобразующими энергию солнечного излучения в электрическую мощностью 100 Вт. Для подзарядки батарей необходим шестичасовой солнечный день. Энергии батарей достаточно для питания электромобиля напряжением 36 В, при движении автомобиля в течение 6 ч со скоростью 62 км/ч. На автомобиле оставлен карбюраторный двигатель, которым можно пользоваться при полной разрядке батарей. Солнечные модули MOD 2144 фирмы Сенсор Текнолоджи (США) мощностью по 10,6 Вт, состоят из 44 силиконовых элементов. Специальная герметизирующая масса защищает элементы от воздействия атмосферных и дорожных факторов.

„Design News“, 1977, 33, № 9, с. 22.



Рис. 1



Рис. 2

## Автомобили фирмы Тойота

Фирма Тойота (Япония) в 1978 г. поставила на производство две новые (престижные) модели легковых автомобилей «Карина» (рис. 3) и «Селика» (рис. 4). На оба автомобиля устанавливаются четырехцилиндровые рядные карбюраторные двигатели мощностью в зависимости от степени сжатия 9,0—9,8 соответственно

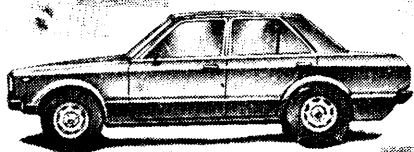


Рис. 3



Рис. 4

55—80 кВт (75,9—109 л. с.) при частоте вращения коленчатого вала 5200—6200 об/мин. Максимальный крутящий момент 125 и 138 Нм (12,7 и 13,0 кгс·м) при частоте вращения коленчатого вала 4000 и 5200 об/мин. У двигателя пятиопорный коленчатый вал и верхнее расположение клапанов. Максимальная скорость автомобилей соответственно 167 и 180 км/ч.

Передний и задний мосты обеих моделей автомобилей имеют независимую подвеску со стабилизатором поперечной устойчивости и пружинными амортизаторами. Двухконтурная тормозная система действует на передние дисковые и задние барабанные тормоза. Задний мост снабжен регулятором тормозных усилий. Оба автомобиля оборудованы шинами 165 SR13.

Фирма Тойота подготовила также к производству новую модель легкового автомобиля Тойота-Старлейт с двигателем рабочим объемом 986 см<sup>3</sup> и популярную в Европе спортивную модель авто-

Характеристика	Модель автомобиля		
	„Карина“	„Селика“	„Старлейт“
Габаритные размеры в мм:			
длина	4230	4330	3680
ширина	1630	1635	1525
высота	1395	1320	1380
База в мм	2500	2500	—
Ширина колеи в мм:			
передней оси	1335	1350	—
задней оси	1290	1310	—
Радиус поворота в м	10,8	10,8	—
Масса в кг (в зависимости от конструкции)	975—1000	980 (990, 1010)	735
Полезная нагрузка в кг (в зависимости от конструкции)	415—440	460 (450, 430)	405

мобиля «Королла-Лифтбук» (рис. 5). Двухдверный кузов этой модели имеет также заднюю дверь. Двигатель — карбюраторный рабочим объемом 1290

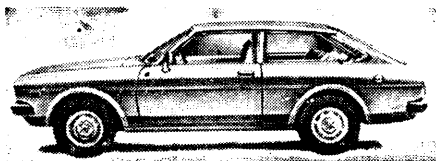


Рис. 5

(1600) см<sup>3</sup>. В таблице приведены некоторые технические данные последних моделей легковых автомобилей фирмы Тойота.

„Strassenverkehr“, 1978, № 6, с. 214.

### Сборочный конвейер компании Хонда Мотор

Японская автомобильная компания Хонда Мотор применила на своих заводах в г.г. Кумамото и Ваки новую конвейерную систему, в которой каждый рабочий индивидуально регулирует скорость своего продвижения по конвейерной линии. Компания назвала ее системой свободного потока. Если рабочему для выполнения операции требуется больше времени, чем это позволяет ход конвейера, он с помощью педали останавливает конвейерную линию, отделяет от конвейера обрабатываемый им двигатель и продолжает работать с ним на одном месте, в то время как конвейер продолжает свое перемещение. Как указывает компания Хонда Мотор, новая система повысила про-

изводительность труда и качество продукции и будет внедрена на всех заводах фирмы, расположенных в Японии.

«Парейд», 9 января 1977 г., с. 20.

### Автобус, работающий на водородном топливе

В научно-исследовательском центре фирмы Даймлер-Бенц (ФРГ) в г. Штутгарте в 1977 г. проводились эксплуатационные испытания автобуса с двигателем, работающим на водородном топливе. При этом использовали серийный четырехцилиндровый карбюраторный двигатель рабочим объемом 2,3 л, мощностью 72 л. с. при 4800 об/мин и степени сжатия 9,0. Рециркуляция газов в цилиндре составляет 25%. Газообразный водород в объеме 50 м<sup>3</sup> нагнетается в баллон, содержащий гидрид титана. Одной заправки баллона хватает на пробег автобуса 100—150 км. Отличительной особенностью используемого баллона является наличие в нем змеявки, по которому циркулирует горячая вода, обеспечивающая выделение водорода из гидрида титана. Такая силовая установка вырабатывает энергию 650 кВт/кг, что значительно больше, чем можно получить при использовании кислотных аккумуляторов (20 кВт/кг). Срок службы баллона не ограничен, баллон абсолютно безопасен, так как водород хранится в нем в связанном состоянии. Перед заправкой водородом баллон должен быть охлажден до температуры окружающей среды и промыт обычной холодной водой.

„Automobiltechnische Zeitschrift“, 1977, № 2, с. 45.

УДК 629.113:658.5.011(0.93)

## СОЛДАТ РЕВОЛЮЦИИ, ОРГАНИЗАТОР ПРОИЗВОДСТВА И. С. ГАГИН

**И**ВАН СЕМЕНОВИЧ ГАГИН относится к тем видным организаторам советского автомобильного производства старшего поколения, которые закладывали прочный фундамент этой отрасли народного хозяйства.

И. С. Гагин родился в 1896 г. в деревне Гушино Миценского района Орловской области. Его родители, выходящие из крестьян, были вынуждены в поисках заработка покинуть деревню. Отец работал в Донбассе на шахтах, мать — прачкой по найму. От непосильного труда отец вскоре заболел и умер.

В 1910 г. И. С. Гагин приехал в Москву и поступил учеником слесаря на

фабрику металлических изделий, а затем в 1913 г., изучив автомобильное дело, стал шофером-слесарем в одной из московских мастерских. Через два года он был призван на военную службу и определен в первую запасную автомобильную роту, расположенную в Петрограде.

В годы первой мировой войны в Петрограде был дислоцирован ряд автомобильных рот и мастерских, выполнявших ремонт автомобильной техники, прибывающей с фронтов империалистической войны. Подавляющее большинство этих рот, состоявших из солдат-рабочих, призванных в армию с крупнейших заводов

и фабрик страны, под воздействием большевистских армейских организаций было настроено против царского самодержавия и поддерживало революционные лозунги большевиков.

И. С. Гагин чутко прислушивался к голосу большевиков и на примере своего жизненного опыта убеждался в справедливости их требований и призывов. Вот почему в событиях Февральской революции 1917 г. он принимал активное участие.

Большое влияние на его революционное самосознание оказала речь В. И. Ленина, произнесенная 3 апреля 1917 г. с броневика на Финляндском вокзале, в

которой великий вождь призвал рабочих, солдат и матросов к борьбе за победу социалистической революции. После этого знаменательного события И. С. Гагин окончательно связал свою судьбу с большевистской партией. Когда началась Октябрьская социалистическая революция, он, не колеблясь, перешел на ее сторону и с оружием в руках активно защищал ее завоевания. В ночь на 25 октября 1917 г. он вместе с солдатами и матросами в группе бронированных автомобилей штурмовал Зимний Дворец.

После Октябрьского вооруженного восстания в Петрограде И. С. Гагин активно работал в Революционном Военном Комитете (РВК), являвшемся чрезвычайным органом пролетарской диктатуры. Будучи шофером-красногвардейцем, он выполнял ответственные поручения видных руководителей РВК Н. И. Подвойского и А. Д. Садовского.

До переезда Советского правительства в Москву И. С. Гагин работал шофером в Смольном, в 1918 г., когда правительство переехало в Москву, — шофером в Кремле.

В апреле 1918 г. И. С. Гагин вступил в ряды ВКП(б).

В 1924 г. он, как опытный специалист автомобильного дела, был назначен заведующим гаражом ВЦИК СССР, в должности которого работал до 1928 г.

В годы первых пятилеток, когда в стране осуществлялась индустриализа-

ция народного хозяйства, И. С. Гагин был выдвинут на ответственную работу в автомобильной промышленности. В 1928 г. он был назначен директором 4-го Государственного автомобильного завода «Спартак» (бывшие каретные и авторемонтные мастерские П. П. Ильина в Москве), ставшего вскоре филиалом завода АМО.

В это время завод «Спартак» осваивал производство первых в стране малолитражных автомобилей «НАМИ-1» под руководством талантливых конструкторов Н. Р. Бриллинга, К. А. Шарапова, А. А. Липгарта. В 1928—1931 гг. было выпущено 512 таких автомобилей с кузовами, изготовленными на заводе АМО. Этот четырехместный автомобиль с двигателем мощностью 22 л. с., имевший скорость 75 км/ч, создавался полностью из отечественных материалов.

И. С. Гагин все свои силы и знания отдавал производству первых советских малолитражных автомобилей. Опыт работы с автомобилями «НАМИ-1» и «НАТИ-2», писал впоследствии один из создателей К. А. Шарапов, имел большое значение в истории развития советского автостроения, ибо на нем воспитывались кадры специалистов, способные создавать более совершенные конструкции.

В 1930 г. И. С. Гагин был направлен на учебу во Всесоюзную Промышленную Академию, которую успешно закончил в 1934 г. После учебы он работал в

системе заводов Московского автозавода (ныне Московский автозавод им. И. А. Лихачева): директором завода пожарных автомобилей, директором карбюраторного завода, начальником экспериментального цеха.

В 1936 г. И. С. Гагин был командирован в США с целью ознакомления с достижениями автомобильного производства этой страны, изучения опыта и приемки оборудования для советских автозаводов.

В годы Великой Отечественной войны И. С. Гагин, работая сначала директором завода АТЭ-1, а затем заместителем директора Московского завода малолитражных автомобилей, организует выполнение заказов для фронта.

В послевоенный период И. С. Гагин, назначенный заместителем начальника Главного управления автосборочных заводов, принимает активное участие в восстановлении и дальнейшем развитии отечественного автомобилестроения.

Затем И. С. Гагин был направлен на работу в судостроительную промышленность, где многие годы работал заместителем начальника одного из управлений Министерства. Умер И. С. Гагин 27 июля 1975 г.

Неутомимый организатор производства, большевик ленинской закалки, человек доброго сердца — таким И. С. Гагин остался в памяти всех, кто его знал и вместе с ним трудился.

**Е. А. УСТИНОВ, В. А. КУЗИН**

УДК 621.74:65.001.56

## НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

### Литье в кокиль деталей тормозов автомобилей

Для изготовления деталей автомобильных тормозов фирма Alfred Teves GmbH (ФРГ) применяет метод кокильного литья чугуна в шаровидным графитом. В одном цехе расположены плавильные печи и заливочная карусель, в другом осуществляется последующая обработка отливок. Основная масса чугуна выплавляется в водоохлаждаемой вагранке горячего дутья, без футеровки, снабженной сифоном. Производительность печи 15 т/ч, температура дутья 480°C. Стружка после механической обработки выплавляется в специальной установке, входящей в зону плавки. Из металлоприемника емкостью 5 т жидкий чугун поступает в заливочные ковши. К заливочной карусели металл подается подвесным конвейером. На заводе установлено 19 заливочных каруселей, из которых три снабжены автоматическими заливочными устройствами. Ковши вращаются вокруг сливного носка на постоянной низкой высоте заливки. В длинных защитных трубках на расстоянии 2 м от заливаемого потока расположены оптико-электронные измерительные приборы, контролирующие сечение литниковой воронки, ширину потока и уровень металла в опрокидывающемся ковше. Опрокидывание ковша, начало и окончание заливки регулируются электронной системой.

С помощью специального устройства осуществляется смена ковшей. Кокиля изготовлены из легированного чугуна с пластинчатым графитом методом точного

литья с нанесением тонкого слоя цирконсодержащей обмазки.

„Giesserei“, апрель 1978, т. 65, № 8, с. 184—186.

### Горячая штамповка автомобильных деталей

Новая линия для горячей штамповки деталей установлена на заводе Forging Division's Marion. Фирма National Machinery поставила для этой линии пресс усилием 8000 тс. Предназначен он для штамповки поковок массой до 81,6 кг при производительности 120 шт/мин. Основная продукция линии — круглые заготовки под шестерни массой от 27 до 72 кг.

Все заготовки по конвейеру направляются к установке для индукционного нагрева (производство фирмы Ajax Magnethermic), вмещающей одновременно до 30 шт. Нагреваются они за четыре стадии до температуры штамповки. В первой стадии металл нагревается до 648—815°C, во второй — до 926—982°C. В третьей стадии температура поднимается до температуры штамповки 1204—1260°C. В четвертой стадии заготовки выдерживают в течение 4 мин перед тем, как направить в зону штамповки.

После нагрева заготовки подаются к первому из трех штампов пресса. Манипулятор автоматически захватывает поковку и перемещает ее от позиции к позиции и обратно к конвейеру. Затем поковка попадает к прессу, на котором обрезаются заусенцы и прошиваются центральные отверстия. Все операции выполняются тремя операторами.

На прессе изготавливаются шестерни большого диаметра, оси и детали тормозной системы для грузовых автомобилей.

Проспект фирмы „National Machinery“.

### Порошковый материал для деталей двигателя

Фирма Stellite Div. Cabot Corp. изготавливает вставки для гнезд клапанов двигателей из порошкового материала Haynes Alloy № 3, содержащего 31% Cr, 12,5% W, 2,3% C, а также Ni, Fe, Si, Mg и Co. Детали из этого материала обладают повышенной сопротивляемостью к высокотемпературной эрозии, износостойкостью их в 2 раза выше и на 65% выше предел прочности при растяжении, чем у литых деталей. Порошковые детали требуют меньше отделочных операций. Фирма Engineering Development Co Seattle WA использует эти детали в своих дизелях, устанавливаемых на грузовых автомобилях. Федерация Metal Powder Industries считает, что вскоре все дизели будут изготавливаться со вставками для гнезд клапанов из материала Haynes Alloy № 3.

„Modern Metals“, март 1978, т. 4, № 2, с. 26; „American Machinist“, март 1978, т. 122, № 3, с. 49.

### Станок для шлифования врезанием

Полуавтоматический станок модели ВНЕ501 с двумя шлифовальными головками, выпускаемый предприятием TOS Hostivan (ЧССР), предназначен для шлифования пальцев коленчатых валов и деталей типа вала в серийном произ-

водстве. Шлифовальные головки могут работать как одновременно, так и независимо друг от друга. В сочетании с загрузочным устройством станок может быть включен в автоматическую производственную линию.

Шлифование деталей диаметром до 500 мм, с расстоянием между центрами 1200 мм осуществляется кругом размером  $900 \times 100 \times 305$  мм со скоростью 45 м/с. Величина подачи круга меняется от 0,02 до 30 мм/мин при черновом шлифовании и от 0,005 до 4 мм/мин — при чистовом. Шлифовальные головки имеют отдельный привод с двигателем мощностью 18,5 кВт. Наибольшая масса коленчатого вала составляет 150 кг, а других деталей 300 кг.

„Machinery Lloyd“, март 1978, т. 50, с. 14.

#### Шлифовальный станок с наклонной головкой

Новый станок модели 10 VP шведской фирмы *Bofors-UVA* предназначен для шлифования деталей врезанием. Шлифовальная головка устанавливается на станке под любым углом к оси заготовки, в том числе и под прямым. Подача врезания головки осуществляется через предварительно нагруженный прецизионный шаровой винт, приводимый в движение серводвигателем постоянного тока с импульсным кодирующим устройством на 2000 имп/об, что обеспечивает высокую точность и повторяемость большой точности. На станке предусмотрены быстрый подвод и отвод шлифовального круга на скорости 6 м/мин, а также три независимые бесступенчато регулируемые подачи от 0,025 до 50 мм/мин. Период выхаживания 0—10 с. Рабочая частота вращения передней бабки выбирается в диапазоне 110—130 об/мин. Технические данные станка следующие: высота центров 155 мм, длина шлифования 400 мм, расстояние между центрами 800 мм, максимальная масса заготовки до 100 кг, размеры шлифовального круга  $610 \times 760 \times 152$  мм, мощность двигателя шлифовального круга 11—18,5 кВт, а двигателя передней бабки — 0,55—1,7 кВт.

„Machinery Lloyd“, март 1978, т. 50, с. 11.

#### Электронно-лучевая сварочная пушка, работающая в условиях низкого вакуума

Применение электронно-лучевой сварки для изготовления крупногабаритных изделий в последние годы значительно расширилось. Это связано с разработкой установок, оснащенных высоковакуумной электронно-лучевой пушкой, применяемых для сварки в местном вакууме ( $10^{-3}$ — $10^{-2}$  мм рт. ст.), создаваемом непосредственно в зоне сварки вокруг свариваемого соединения, и установок с большими камерами, внутри которых перемещается пушка, с вакуумом порядка  $10^{-2}$  мм рт. ст.

Во Франции сконструирована мощная электронно-лучевая сварочная пушка, работающая в условиях низкого вакуума. Питание сварочной пушки осуществляется по четырем кабелям, которые присоединяются к ее электрическим коммуникациям с помощью герметичных вводов, осуществляя косвенный нагрев катода, изготовленного из гексаборида лантана. Срок службы катода 250 ч. Поскольку температура эмиссии лантанового катода значительно ниже, чем вольфрамового, мощность нагрева может

быть снижена. Во время сварки давление в рабочей камере составляет  $5 \cdot 10^{-3}$  мм рт. ст., а в камере пушки  $5 \cdot 10^{-6}$  мм рт. ст. (создается турбомолекулярным насосом мощностью 450 л/с). Высота колонны, где установлена пушка, 600 мм, диаметр 270 мм.

„Welding and Metal Fabrication“, март 1978, т. 46, № 2, с. 75—84.

#### Машина для точечной и рельефной сварки

Сварочные машины «Pecoflex», выпускаемые фирмой *Messer-Griesheim* (ФРГ), предназначены для применения специально в серийном производстве. Диапазон толщин свариваемой листовой стали составляет 0,5—8 мм. Благодаря применению системы двойного хода электрода частота проставления сварных точек может быть доведена до 500 в минуту. На машинах устанавливаются транспортеры номинальной мощностью 35, 50 и 75 кВт. Максимальное усилие на электродах в зависимости от модели составляет 720 или 1050 кгс. Рабочее давление в пневмосистеме 6 бар. При сравнительно небольшой потребляемой мощности ток во вторичной цепи доведен до 50 кА. Наличие направляющих обеспечивает точное позиционирование электродов.

„Fahrberichte für Metallbearbeitung“, март-апрель 1978, № 3/4, с. 82.

#### Телевизионное устройство для машин электронно-лучевой сварки

Английская фирма *Wentgate Engineers Ltd.* изготовила телевизионное устройство для машин электронно-лучевой сварки, облегчающее корректировку шва и улучшающее условия труда сварщиков. Обычно положение изделий под соединением регулируется с помощью встроенного телескопа, что ведет к быстрой утомляемости оператора. В телевизионном устройстве для установки изделий под соединением используется электронно-лучевая трубка. Сетка нитей на трубке облегчает точную установку и контроль свариваемого соединения. Поскольку трубка более чувствительна к инфракрасным лучам, чем человеческий глаз, для оператора облегчается фокусирование луча на свариваемом соединении при низких токовых режимах. В телевизионном устройстве использованы стандартные узлы, за исключением специальных фильтров и освещения. Линзы размещены с внешней стороны колонки электронной пушки; предусмотрена защита сварщика во время сварочного процесса.

„Welding and Metal Fabrication“, январь-февраль 1978, т. 46, № 1, с. 41.

#### Новое сварочное оборудование

В целях экономии топлива и энергии, а также борьбы с загрязнением окружающей среды в Японии начато производство нового сварочного оборудования. Например, фирма *Kobe Steel* выпускает новые электроды, которые почти в 2 раза меньше загрязняют окружающую среду по сравнению с обычными электродами. Электроды серии *Zerode* изготовлены из двуокиси титана, илменита, двуокиси титана с известью, порошка железа, окиси железа.

Особенностью нового процесса сварки качающейся дугой, получившего название «Loor NAP», являются стабильная подача тонкой изогнутой проволоки диаметром 1,2 мм с использованием петлевой панели и качение дуги вместо дви-

жения головки. Обычно даже легкое качание дуги делает процесс сварки значительно более стабильным, поэтому при новом процессе дефектов швов значительно меньше. Плоский валик со слегка вогнутой поверхностью обеспечивает полное проплавление. Для процесса характерны высокая производительность, низкий теплоподвод, не требуется предварительная и послесварочная термообработка.

Для осуществления процесса вертикальной сварки в среде  $\text{CO}_2$  создано контрольное оборудование с автоматическим поперечным перемещением горелки. В качестве контролируемого параметра используется сварочный ток. Оборудование обеспечивает точную траекторию шва в пределах максимального отклонения между соединениями  $13^\circ$ . Ширина поперечных перемещений горелки регулируется в пределах 2—13 мм.

Машины «Plasma-Pair» используются для плазменной сварки, когда ток несущая проволока подается в плазменную дугу с высокой плотностью энергии. Это обеспечивает получение дуги, при которой процесс осуществляется с высокой скоростью осаждения и без брызг.

„Welding and Metal Fabrication“, январь-февраль 1978, т. 46, № 1, с. 25—28.

#### Твердое хромирование деталей

Электроды твердого хромирования делаются на три основные группы: с серной кислотой в качестве катализатора; созданные на базе серной и кремнефтористоводородной кислот, а также с новыми катализаторами.

В электролитах первой группы отношение хромовой кислоты к катализатору составляет от 85:1 до 125:1 при содержании в электролитах соответственно 0,8—1,2% серной кислоты. Выход по току небольшой, твердость покрытий *HV* 900—1000. Электролиты нечувствительны к включениям и отличаются незначительной склонностью к поверхностному травлению, например, при хромировании алюминия. Достижением в этой области является создание саморегулируемых электролитов хромирования.

Отношение хромовой кислоты к катализатору в электролитах второй группы равно 70—80:1. Выход по току 26,5%, твердость покрытия *HV* 1200. Именно таким является электролит марки *SRHS*, который заменил многие электролиты на базе сульфата. Покрытия получаются без трещин или с микротрещинами, вязкие, износостойкие, микропористые. Износостойкие покрытия наносятся в два слоя, причем первый слой легче, а второй более твердый.

В третьей группе электролитов используются катализаторы на базе фтористых соединений. Отношение хромовой кислоты к катализатору 50—80:1. Выход по току 28%, твердость покрытия *HV* 600—1500 зависит от катализатора. При этом по сравнению с электролитами второй группы производительность увеличивается на 17—20%. Одна из областей применения электролитов третьей группы — двигателестроение. При их использовании на деталях получают износостойкие микропористые покрытия. В некоторых случаях из одного электролита наносятся два покрытия: первое, более твердое — при плотности тока 46,5 А/дм<sup>2</sup>, второе, более мягкое — при 30 А/дм<sup>2</sup>.

„Galvanotechnik“, февраль 1978, т. 69, № 2, с. 151—153.

## К 70-летию Д. П. ВЕЛИКАНОВА

**РАЗВИТИЕ** отечественного автомобильного транспорта и транспортной энергетики тесно связано с именем крупного ученого, члена-корреспондента АН СССР, заслуженного деятеля науки и техники РСФСР, доктора технических наук Дмитрия Петровича Великанова.

Имя Д. П. Великанова, члена КПСС, заведующего сектором планирования развития автомобильных транспортных средств Института комплексных транспортных проблем при Госплане СССР, хорошо известно не только в автомобильной промышленности, но и в других отраслях народного хозяйства.

Исследования эффективности грузового автомобильного транспорта, развития сети дорог страны и перспектив развития автомобильной техники, проведенные под руководством Д. П. Великанова, заложили основу перспективного развития автомобильного транспорта в стране.

Подготовленные Д. П. Великановым рекомендации по применению в народном хозяйстве трехосных грузовых автомобилей (взамен двухосных), изменению структуры парка грузовых автомобилей и переходу на выпуск преимущественно грузовых автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности, а также гру-



зовых автомобилей грузоподъемностью до 2 т нашли отражение в материалах XXIV и XXV съездов КПСС и претворяются в жизнь.

Рекомендации Д. П. Великанова по специализации конструкций автомобилей, являющиеся результатом глубокой научной разработки районирования территории СССР по климатическим зонам эксплуатации автомобилей, находят свое

практическое воплощение в типаже грузовых автомобилей, выпускаемых в десятилетке.

Д. П. Великанов неоднократно возглавлял комиссии по государственным испытаниям новой автомобильной техники и непосредственно руководил их проведением.

Вся многолетняя деятельность Д. П. Великанова, большое количество выполненных им научных работ направлены на решение вопросов, связанных с изучением и повышением эксплуатационных качеств автомобилей, на установление требований народного хозяйства к развитию их конструкций, требований к перспективным типажам и их развитию. Все это способствует повышению эффективности работы отечественного автомобильного транспорта.

Научные труды Д. П. Великанова в области проблем транспортной энергетики, прогнозирования научно-технического прогресса в развитии всех видов транспорта и других вопросов получили высокую оценку партии и правительства.

Уважаемый Дмитрий Петрович! Сердечно поздравляем Вас с 70-летием, желаем здоровья и дальнейших успехов на благо Родины.

## РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 629.113:621.43.004

Исследование теплоотдачи от выпускных газов в стенки патрубков, расположенных в головке блока двигателя. Костров А. В., Колпак А. М. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Приведены аналитические зависимости для оценки коэффициента теплоотдачи от выпускных газов и определены пути уменьшения теплоотвода в стенки патрубков головки блока. Это позволит уменьшить затраты мощности на охлаждение и улучшить условия работы термического реактора. Табл. 1. Рис. 3. Библиограф. 7.

УДК 629.113:621.43

Исследование методов восстановления работоспособности двигателей ЗМЗ-53. Азимов Б. А., Гурвич И. В., Чумаков В. И. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Приведены данные по наработке и фактическому расходу деталей на текущий и капитальный ремонт в условиях Узбекской ССР. Даны сравнения и обоснования снижения расходов на ремонт деталей двигателей при различной организации ремонта. Табл. 2. Рис. 1. Библиограф. 3.

УДК 629.113:62-731

Каталитический нейтрализатор для карьерных автомобилей-самосвалов. Афанасьев К. М. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Приведена конструкция и результаты промышленных испытаний капсульного каталитического нейтрализатора, разработанного Институтом горного дела МЧМ СССР для карьерного автомобиля-самосвала БелАЗ-540А. Табл. 1. Рис. 2. Библиограф. 3.

УДК 629.113:621.43.004

Исследование распределения потока в системах охлаждения двигателей и агрегатов автомобилей. Зайченко Е. Н., Мережко А. П., Петренко В. А., Сидленко В. Г. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Рассмотрены основные положения математического моделирования потока в гидравлической части систем охлаждения двигателей и агрегатов автомобилей, основанные на применении алгебры и методов теории гидравлических цепей. Показаны методическая и практическая эффективность применения математического моделирования. Приведен пример использования рассмотренного подхода для анализа распределения потока в системе охлаждения автомобиля большой грузоподъемности. Табл. 1. Рис. 4. Библиограф. 7.

УДК 629.113.001.4:620.1.05

Стенд для исследования характеристик шин грузовых автомобилей большой грузоподъемности. Петренко А. М., Коптелов Г. Н., Гуров М. М., Макаров А. П. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Дана конструкция стенда, позволяющего определить радиальные и боковые упругие и демпфирующие характеристики, коэффициенты сопротивления уводу, стабилизирующие моменты, коэффициенты сцепления и сопротивления качению различных типов автомобильных шин. Приведены аналитические выражения для определения боковой, тангенциальной силы и стабилизирующего момента в контакте шины с опорной поверхностью. Рис. 3.

УДК 629.113.012.3

О нагруженности подшипников ступиц ведомых колес автомобиля. Шармазанов Г. Ш., Мучаидзе А. Н., Жевтунов В. П., Саверский А. С. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Приведены результаты экспериментального исследования динамических нагрузок, действующих на подшипники ступиц колес автомобилей средней грузоподъемности и автобусов при движении их по дорогам с различным видом покрытия. Даны формулы для подсчета коэффициентов безопасности. Табл. 1. Рис. 1. Библиограф. 4.

УДК 629.113.004

Особенности проектирования гидроцилиндров опрокидывающего механизма автомобилей-самосвалов. Сироткин З. Л., Крыжановский Н. К. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Приведена методика определения основных параметров многоступенчатых телескопических гидроцилиндров опрокидывающего механизма автомобилей-самосвалов. Рис. 2. Библиограф. 3.

УДК 629.113.066

Унификация вспомогательных автомобильных электродвигателей. Гаршина А. В., Кузнецов Е. М., Лукьянова В. И., Петров В. А., Пятакова М. Р. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Рассмотрена новая серия электродвигателей отопительных, вентиляционных и стеклоочистительных установок с постоянными магнитами, а также серия моторедукторов фарочистителя и предпусковых подогревателей на четырех базовых моделях магнитов. Табл. 3.



Влияние схемы установки кондиционеров воздуха на топливную экономичность автобуса. Малинин Е. А., Быков А. А., Цимбалюк М. А. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Рассмотрены основные схемы кондиционеров для автобусов и указаны способы учета влияния каждого элемента кондиционера на мощностной баланс двигателя, а следовательно, и на топливную экономичность всего автобуса. Табл. 1. Рис. 3.

УДК 629.113:621.833.3

Расчет стойкости зубчатых зацеплений против заедания с учетом несущей способности масел. Терехов А. С., Заскалько П. П., Некрасов В. И. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Предложен метод оценки стойкости зубчатых зацеплений против заедания с учетом несущей способности смазочных масел, базирующийся на использовании результатов оценки противозадирных свойств масел на шестеренчатой машине IAE. Предложена расчетная формула для определения коэффициента запаса против заедания зубьев шестерен в зависимости от условий их работы, конструктивных особенностей и смазывающих свойств масел. Табл. 1. Рис. 2. Вибл. 8.

УДК 629.113:621.983

Сокращение расхода проката путем применения стали непрерывной разливки для штамповки автомобильных деталей.

Прокофьева И. И., Тараторина М. В., Хина М. Л., Комарова К. У., Сергеев Ю. Н., Пустовалов В. И., Ганого О. А., Безруков Г. М. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Приведены результаты изучения замены сортового проката среднеуглеродистой конструкционной стали 45 непрерывнолитыми заготовками того же сечения при штамповке деталей автомобилей и двигателей. Табл. 3.

Нанесение регулярного макрорельефа методом вибронакатывания на гильзах цилиндров дизелей. Вунтов В. Н., Новиков А. В., Легелкин Ю. А., Новиков В. С., Орлова О. А. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Рассмотрена технология нанесения удерживающих масел на наков методом вибронакатки в массовом производстве гильз цилиндров дизелей ЯМЗ. Приведены данные о специальном оборудовании, формула для расчета площади канавок, конструкция измерительного устройства для контроля глубины наносимого рельефа. Рис. 4.

УДК 621.744.3

Автоматическая линия безопочной формовки. Сизов В. Н., Скобелин Г. Ф., Бех Н. И., Протасов Ю. В., Шмидтин А. А. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Дано описание автоматической линии безопочной формовки модели 7058, приведены данные по качеству получаемых форм, размерной точности и чистоте поверхности отливок. Табл. 1. Рис. 1.

УДК 629.113:621.923

Влияние профилирования шлифовальных кругов на съем припуска при двустороннем торцешлифовании. Зарецкий А. В. «Автомобильная промышленность», 1978, № 10.

Рассмотрен характер влияния применяемых методов профилирования шлифовальных кругов на съем припуска при двустороннем торцешлифовании с круговой подачей обрабатываемых деталей. Приведены зависимости для определения параметров правки и съема. Рис. 4. Вибл. 3.

## ФРИКЦИОННЫЙ МЕТАЛЛОКЕРАМИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ ФМК-79

Фрикционный металлокерамический материал ФМК-79, предназначенный для работы в узлах трения тяжелонагруженных тормозных устройств, применяется в авиационной, автомобильной, судостроительной и других отраслях промышленности.

Изготавливаемый на основе железа материал ФМК-79 отличается низкой себестоимостью, обеспечивает надежную работу тормозного узла при скорости скольжения до 30 м/с, давлении до 15 кгс/см<sup>2</sup>, температуре на поверхности материала до 1000°С и объемной температуре 500—600°С.

Благодаря высоким фрикционным характеристикам и повышенной износостойкости материал ФМК-79 сохраняет постоянно высокий тормозной момент как в начале, так и в конце ресурса работы материала и позволяет увеличить срок службы тормозного узла в 2—2,5 раза.

Фрикционные характеристики, полученные при средней удельной мощности торможения 25 кгс/см<sup>2</sup>·с, удельной работе торможения 540 кгс·м/см<sup>2</sup>, начальной скорости скольжения 20 м/с, следующие:

Коэффициент трения . . . . .	0,36—0,4
Стабильность коэффициента трения	0,8—0,9
Износостойкость в мкм на торможение	6—8

Фрикционный металлокерамический материал ФМК-79 запатентован.

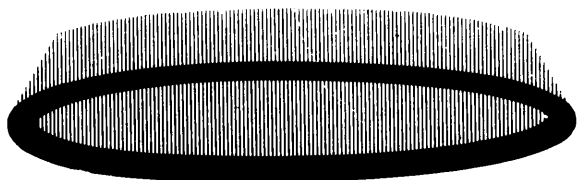
По всем вопросам приобретения лицензий обращайтесь в В/О «ЛИЦЕНЗИНТОРГ»

по адресу: 113461 Москва, ул. Каховка, 31.

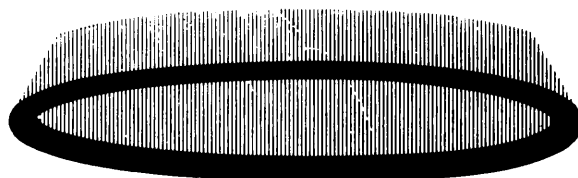
Телекс 7246

Телефон 122-02-54

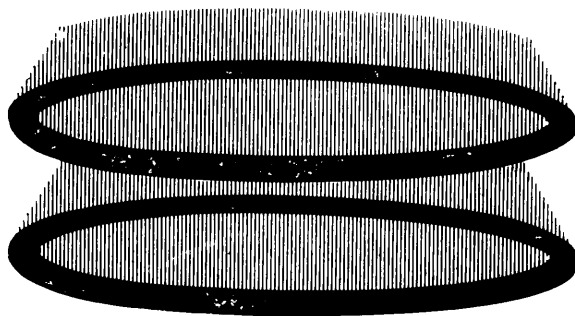
**Установка МИДЛЕНД 1100 для сборки камер шин  
хорошо известна в эксплуатации**



**Установка МИДЛЕНД 1200 для сборки камер шин  
хорошо известна в эксплуатации**



**Новая модель МИДЛЕНД 900 для сборки камер шин  
имеет производительность в 2 раза выше**



**И вот почему...**

**Установка МИДЛЕНД 900 изготавливает за один рабочий цикл одновременно две камеры, в связи с чем производительность одной рабочей смены повышается на 60% и более. Кроме того, новая установка, созданная на базе известных моделей МИДЛЕНД 1100 и МИДЛЕНД 1200, отличается простотой в эксплуатации и в обслуживании.**

The Midland Designing & Manufacturing Co Limited.

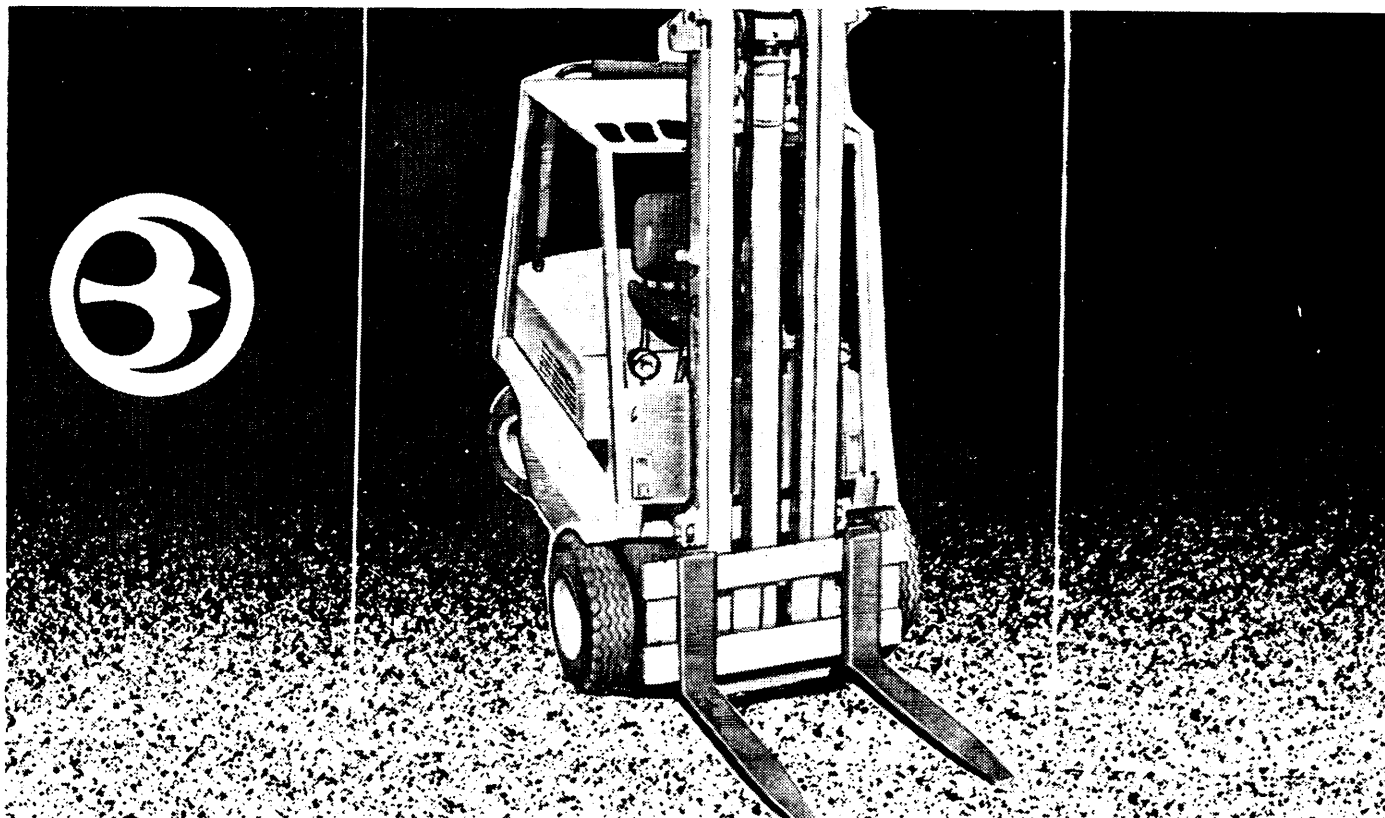


Heath Mill Road Wombourne  
Wolverhampton England  
Telephone Wombourne 4641  
Telex 339746

**Если Ваше производство связано со сборкой камер шин для небольших колес — типа «мини» — автомобилей, велосипедов или автопогрузчиков с вилочным захватом, Вам необходима новая установка МИДЛЕНД 900 для сборки камер шин. За интересующей Вас информацией обращайтесь к нам письменно или по телефону.**

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся. Запросы на проспекты и каталоги направляйте по адресу: 103074 Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТЕ СССР. Ссылайтесь на № 3707—8/115/154.

В/О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»



**ЗНАЧИТЕЛЬНАЯ АВТОНОМНОСТЬ и БОЛЬШОЙ РАЙОН ДЕЙСТВИЯ —  
главные эксплуатационные качества АВТОПОГРУЗЧИКОВ**

# балканкар



Автопогрузчики БАЛКАНКАР — универсальное подъемно-транспортное средство, необходимое для перемещений грузов в открытых складах, в портах и аэропортах, на предприятиях деревообрабатывающей промышленности, железнодорожных станциях, строительных и заводских площадках и т. д.

Основные характеристики автопогрузчиков БАЛКАНКАР:

- грузоподъемность 2000 и 3200 кг,
- высота подъема 3200 и 4500 мм.

Экспортер:

## балканкаримпекс

1000 София, ул. Алабина, 56  
Телефон 88-21-22. Телекс 023431 2  
Телеграммы: БАЛКАНККАРИМПЕКС София

Автопогрузчики снабжены дизелями, производимыми по лицензии фирмы Перкинс, или карбюраторными двигателями «Волга» М21АЕ с непосредственным впрыском топлива. Они имеют коническую главную передачу, сухое фрикционное сцепление, двух- и трехрамные подъемные устройства, высокопроизводительные агрегаты, сменные рабочие приспособления для обработки различных по виду и конфигурации грузов. Для автопогрузчиков БАЛКАНКАР характерны высокие скорости движения и подъема, отличная маневренность, компактная конструкция и удобство при управлении, низкие эксплуатационные расходы.

Приобретение товаров иностранного производства осуществляется организациями и предприятиями в установленном порядке через МИНИСТЕРСТВА и ВЕДОМСТВА, в ведении которых они находятся. Запросы на проспекты и каталоги направляйте по адресу: 103074 Москва, пл. Ногина, 2/5. Отдел промышленных каталогов ГПНТБ СССР. Ссылайтесь на № 3707—8'103 286 47.

В'О «ВНЕШТОРГРЕКЛАМА»