Пролетарии всех стран, соединяйтесь!

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

2
ФЕВРАЛЬ
1981

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДК 629.113.001

Автомобилестроение к XXVI съезду КПСС

Г. М. АЛЕКСЕЕВ

В СТОЛИЦЕ нашей Родины Москве начинает работу форум советских коммунистов — XXVI съезд КПСС.

«Каждый съезд открывал новые горизонты перед нашей партией и страной, — отмечал на июньском (1980 г.) Пленуме ЦК КПСС товарищ Л. И. Брежнев. — Уверен, что таковым будет и предстоящий съезд, призванный определить стратегию и тактику борьбы на наступающем этапе коммунистического строительства».

В ответ на призыв Центрального Комитета КПСС достойно встретить XXVI съезд партии труженики автомобильной промышленности широко развернули социалистическое соревнование по досрочному завершению заданий десятой пятилетки под лозунгом «Пятилетке — ударный финиш, XXVI съезду КПСС — 26 ударных недель». Успешной работе отрасли способствовало массовое движение трудящихся под девизом «Ни одного отстающего рядом». Все это позволило коллективам производственных и всесоюзных промышленных объединений, большинству предприятий, в целом автомобильной промышленности успешно и досрочно — к 5 декабря 1980 г. — завершить задания пятилетки по сумме годовых планов.

Деятельность всех производственных, научно-исследовательских и проектно-конструкторских организаций отрасли была направлена на всемерное повышение эффективности производства и качества работы, выполнение установленных пятилетним планом заданий на основе роста производительности труда, ускорения научно-технического прогресса, совершенствования управления.

Выпуск автомобилей в стране достиг запланированного уровня и, как сообщило недавно ЦСУ СССР, в 1980 г. составил 2199 тыс. шт., в том числе 787 тыс. грузовых и 1327 тыс. легковых автомобилей. В 1,4 раза увеличено производство автобусов для общественного транспорта, в 3 раза — автомобилей большой грузоподъемности. При росте производства грузовых автомобилей на 16% доля выпуска автомобилей с дизелями увеличилась вдвое. Выпуск автомобильной прицепной техники возрос на 23%.

Освоено производство автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 75 т и самосвальных автопоездов грузоподъемностью 120 т для горнодобывающей и топливной промышленности. Увеличен до 50 тыс. выпуск легковых автомобилей повышенной проходимости «Нива» для сельской местности. При общем росте выпуска подшипников преимущественное развитие получило производство специальных приборных, прецизионных и других подшипников особо дефицитных групп. Почти в 1,5 раза увеличилось производство запасных частей к автомобильной технике и тракторам.

Введена в строй и действует первая очередь Камского комплекса по производству большегрузных автомобилей. Пуск автогиганта товарищ Л. И. Брежнев назвал подвигом на Каме. Завершается строительство второй очереди КамАЗа. К XXVI съезду КПСС будет обеспечено создание мощностей на выпуск 150 тыс. высокоэффективных автомобилей и нужного количества двигателей к ним. Это весомый подарок автомобилестроителей партийному съезду.

Получила дальнейшее развитие фирменная сеть централизованного распределения запасных частей и ремонта автомобилей и двигателей КамАЗа, а также автомобилей большой грузоподъемности БелАЗ. Улучшена и продолжает интенсивно расширяться сеть технического обслуживания легковых автомобилей.

Обеспечен намеченный контрольными цифрами выпуск товаров народного потребления. С некоторым превышением выполнены задания государственного плана по валовым показателям. Высокими темпами росла производительность труда. При этом почти половина ее роста была достигнута за счет ускоренного внедрения прогрессивной технологии и оборудования, средств автоматизации и механизации, технического перевооружения предприятий, совершенствования управления отраслью и других организационно-технических мероприятий. Очень важно, что достигнутые темпы роста производительности труда, значительно опережая рост заработной платы, обеспечили 86% прироста выпуска продукции.

В отрасли проведена известная работа по повышению технического уровня автомобилей и двигателей к ним. Реализуя указания ЦК КПСС по вопросам ускорения научно-технического прогресса в машиностроении, осуществили повышение моторесурса автомобильных двигателей и их топливной экономичности, а также снижение металлоемкости. Освоено производство более 70 моделей новых и модернизированных об-

© Издательство «Машиностроение», «Автомобильная промышленность», 1981 г.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

разцов автомобильной техники. В результате на 5—7% повышена их топливная экономичность. Сроки службы автомобилей до капитального ремонта увеличены в 1,2—1,5 раза. Трудоемкость технического обслуживания и текущего ремонта снижена на 15—20%. На 5—7% обеспечено снижение расхода металла на 1 т грузоподъемности. Уровень токсичности отработавших газов и шума соответствует международным нормам.

Увеличение средней грузоподъемности выпускаемых автомобилей и прицепов с 4,9 до 6,2 т, а также улучшение условий труда водителей позволили повысить на 20% производительность парка автотранспортных средств, что равнозначно высвобождению в народном хозяйстве около 600 тыс. человек.

Расширение производства автопоездов и автомобилей с дизелями, а также более экономичных карбюраторных двигателей обеспечило экономию за пятилетие 30 млн. т. топлива и моторного масла.

Основной особенностью технического перевооружения в 1976—1980 гг. был переход от автоматизации и механизации отдельных операций к внедрению комплекса автоматических станков и линий, охватывающих весь технологический цикл. Число комплексно автоматизированных и механизированных цехов и производств в десятой пятилетке по сравнению с девятой увеличилось в 2 раза. Число автоматических линий в металлообрабатывающем производстве возросло почти в 1,5 раза, при этом доля автоматизированного оборудования росла быстрее, чем общая численность станочного парка. Это позволило уже в 1980 г. выпускать на таком оборудовании более 60% продукции.

Разработан типаж роботов по основным технологическим переделам, сотни их уже нашли применение на трудоемких и монотонных операциях. В целом задания пятилетнего плана по повышению уровня механизации работ выполнены, что позволило условно высвободить около 80 тыс. рабочих.

Были продолжены работы по дальнейшему развитию отраслевого производства специализированного оборудования для нужд отрасли: за пять лет его объем возрос в 8 раз.

За годы истекшей пятилетки укрепилась лабораторно-экспериментальная база отраслевых НИИ и КБ. За этот период введены новые площади в НИИТавтопроме, НАМИ и многих других научно-исследовательских институтах отрасли, благодаря чему объем производства опытно-экспериментальной базы институтов и КБ возрос в 1,6 раза.

Экономический эффект от внедрения в производство научных разработок в 1980 г. увеличился вдвое по сравнению с 1975 г. Кроме того, работы, направленные на повышение надежности, долговечности, экономичности и других технико-экономических параметров автомобильной техники, дают существенный эффект при ее эксплуатации в народном хозяйстве. Этому, безусловно, способствовала и та специализация НИИ и КБ, которая позволила сконцентрировать усилия ученых и конструкторов на главных направлениях технического прогресса в области автомобилестроения.

Большую роль в повышении эффективности отраслевой науки играет творческое содружество ученых, производственников и эксплуатационников в решении актуальных научно-технических проблем. Примером этому является совместная работа Московского автозавода им. И. А. Лихачева, других автозаводов, НАМИ и Главмосавтотранса по повышению качества, надежности и долговечности грузовых автомобилей, одобренная товарищем Л. И. Брежневым. Народнохозяйственный эффект, полученный в десятой пятилетке за счет совершенствования автомобилей ЗИЛ, ГАЗ, МАЗ и КрАЗ совместно с транспортными предприятиями, составил около 800 млн. руб.

С целью ускорения внедрения достижений фундаментальных наук в практику автомобильного производства осуществляется комплекс совместных работ институтов Академии наук СССР и союзных республик с предприятиями и организациями Минавтопрома по специальному плану, включающему десятки научных направлений.

Большой вклад в копилку пятилетки внесли рационализаторы и изобретатели отрасли. Общий экономический эффект от внедренных предложений составил почти 400 млн. руб., что в 1,5 раза выше уровня, достигнутого за 1971—1975 гг.

В десятой пятилетке активно проводилась работа по увеличению выпуска продукции с государственным Знаком качества. За этот период вновь аттестовано на Знак качества около 1500 изделий. Всего такой продукции выпускается свыше 2100 наименований, удельный вес ее достиг 37,5% объема товарной продукции. На 26 предприятиях отрасли более половины продукции изготовляется по высшей категории качества, а производственные объединения «ЗИЛ», «АвтоВАЗ», «БелавтоМАЗ», «УралАЗ» выпускают все основные модели автомобилей с государственным Знаком качества. На всех предприятиях проводится планомерная работа по разработке и внедрению комплексной системы управления качеством выпускаемой продукции, создается отраслевая система КС УКП.

Важным направлением в работе по повышению эффективности производства стало использование на предприятиях отрасли опыта Волжского автозавода им. 50-летия СССР по разработке комплексной системы организации труда и управления. Как известно, применение ее на ВАЗе позволило в кратчайшие сроки освоить и превзойти проектные мощности, снизить трудоемкость, себестоимость и увеличить производительность труда, добиться высокого качества и конкурентоспособности продукции, решить вопросы роста профессионального мастерства рабочих и продвижения их по работе. Присуждение в 1980 г. группе специалистов отрасли Государственной премии СССР в области науки и техники за внедрение этой системы на Волжском автозаводе является признанием важности выполненной работы. Следовательно, эту систему необходимо более широко внедрять на других предприятиях.

В решающую фазу вступила работа по переводу предприятий на новые условия хозяйствования, предусмотренные известным постановлением ЦК КПСС и правительства о дальнейшем совершенствовании хозяйственного механизма.

Высоким был уровень капитальных вложений в развитие отрасли. В результате за годы пятилетки введены в эксплуатацию наряду с первой очередью КамАЗа ряд смежных с ним предприятий — таких, как Ярославский завод дизельной аппаратуры, Нефтекамский завод автосамосвалов, Красноярский завод автомобильных прицепов. Завершается строительство первой очереди крупного завода по производству тормозной аппаратуры в г. Рославле. Получили дальнейшее развитие многие заводы по производству автомобильных агрегатов, электрооборудования и контрольных приборов. Введены мощности по выпуску легковых и грузовых автомобилей, автомобильных и тракторных прицепов, автобусов, подшипников качения.

В результате принятых мер по концентрации капитальных вложений на пусковых объектах основные промышленно-производственные фонды за пятилетие увеличились почти в 2 раза. Объем незавершенного строительства сократился со 130 до 101% к годовому объему капитальных вложений. Уменьшились остатки неустановленного оборудования. В 1980 г. по этому показателю отрасль вышла на нормативный уровень.

Наряду с промышленным строительством значительными темпами осуществлялось сооружение объектов социального и культурно-бытового назначения. Введены в действие 7,6 млн. м² жилой площади и детские дошкольные учреждения на 46 тыс. мест. Увеличилось количество мест в школах, профтехучилищах и больницах.

За годы истекшего пятилетия наметился некоторый прогресс по экономии проката черных металлов и снижения материалоемкости выпускаемой автомобильной техники. В 1,3 раза увеличилось применение экономичных видов проката. Возросли объемы производства деталей с применением малоотходных технологий. Значительно увеличилось производство литых заготовок с использованием прогрессивной технологии. Таким способом изготовляется сегодня 44% общего объема отливок. Изготовление деталей методом выдавливания на горячештамповочных прессах увеличилось в 1,5 раза, методом холодной объемной штамповки взамен токарной обработки — в 3 раза. Осуществлена разработка и внедрены новые процессы упрочнения деталей и инструмента методами плазменного и газопламенного напыления. На ряде заводов начато промышленное использование лазерных технологических установок. Значительно возросло применение прогрессивных процессов нагрева заготовок под штамповку, порошковой металлургии, а также накатывания шестерен и шлицевых валов.

Объем экспорта автомобилей и мотовелотехники в X пятилетке заметно увеличился, в том числе в страны со свободноконвертируемой валютой. Объем взаимных поставок продукции между отраслью и предприятиями стран — членов СЭВ увеличился в 1,4 раза. Отличительной особенностью научно-технического сотрудничества со странами — членами СЭВ было дальнейшее расширение практики совместного выполнения важнейших работ.

Достижения отечественного автомобилестроения в десятой пятилетке явились результатом самоотверженного труда коллективов промышленных предприятий, научных организаций и объединений по претворению в жизнь решений XXV съезда КПСС, последующих постановлений ЦК нашей партии, реализации выводов и указаний, вытекающих из выступлений и речей Генерального секретаря ЦК КПСС товарища Л. И. Брежнева по вопросам экономической политики партии

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

на современном этапе, большой и целенаправленной массово-политической и организаторской работы партийных организаций. Этому способствовала также работа по подготовке, подбору, расстановке и воспитанию рабочих, инженерно-технических работников и руководящих кадров.

Расширилась учебная база по подготовке квалифицированных рабочих. Сейчас в отрасли действует 76 профессионально-технических училищ. Подготовка новых рабочих и повышение их квалификации осуществляются также на учебно-производственных базах предприятий. На специальных курсах, организованных при ведущих заводах, подготовлено около 2000 высококвалифицированных наладчиков сложного автоматического оборудования.

В техникумах за пятилетие получили образование 50 тыс. человек по 34 специальностям. Количество работающих с высшим и средним образованием увеличилось на 19%. В настоящее время каждый четвертый труженик в отрасли — дипломированный специалист. На предприятиях и в научных организациях трудятся около 800 кандидатов и докторов наук. Получила дальнейшее развитие отраслевая система подготовки и переподготовки руководящих и инженерно-технических кадров по целевым программам, в которой обучалась треть всех специалистов.

Большие и важные народнохозяйственные задачи предстоит решить автомобилестроителям в одиннадцатой пятилетке. Главные из них нашли свое отражение в проекте ЦК КПСС к XXVI съезду Коммунистической партии Советского Союза «Основные направления экономического и социального развития народного хозяйства СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года», которые получили единодушное одобрение и поддержку всех советских людей и будут рассмотрены на XXVI съезде КПСС.

Коммунистическая партия ориентирует трудовые коллективы на решительную борьбу за дальнейшее повышение эффективности экономики, которая, как известно, неразрывно связана с ускорением научно-технического прогресса.

В речи на октябрьском (1980 г.) Пленуме ЦК КПСС товарищ Л. И. Брежнев отмечал: «Соединение науки с производством, воздействие на него прогрессивных идей практически идет через машины и технологию. Отсюда — ни с чем не сравнимая роль машиностроения в развитии народного хозяйства, в подъеме производительности труда».

Исходя из этих требований, в автомобилестроении намечается сосредоточить имеющиеся материальные и трудовые ресурсы на ускорении научно-технического прогресса за счет увеличения выпуска более эффективной в народном хозяйстве автомобильной техники, совершенствования технологии производства, технического перевооружения и реконструкции предприятий, повышения эффективности отраслевой науки.

Главное внимание будет сосредоточено на всемерной экономии металла, топлива, тепловой и электрической энергии, повышения качества продукции и совершенствовании хозяйственного механизма.

Намечается освоить выпуск около 100 новых моделей автомобильной техники, увеличить в 2 раза производство автомобилей и автомобилей-тягачей с дизелями, в 1,4 раза — автомобильных прицепов и полуприцепов, организовать производство транспортно-технологических автомобилей для сельского хозяйства, автомобилей-самосвалов повышенной грузоподъемности для топливной и горнодобывающей промышленности.

Это позволит повысить производительность автомобильного транспорта в народном хозяйстве на 30%, высвободить около 500 тыс. водителей, сэкономить не менее 40 млн. т моторного топлива и масел, снизить трудоемкость технического обслуживания на 20%.

Будут расширены масштабы технического перевооружения отрасли на базе совершенствования технологии, повышения уровня механизации и автоматизации производства. Предполагается увеличить объемы применения малоотходных технологических процессов — таких, как объемная штамповка, точное литье, изготовление деталей штампо-сварным методом, а также процессов, обеспечивающих значительное повышение качества и срока службы изделий (силовое шлифование, плазменное и газопламенное напыление износостойких легирующих покрытий).

Возрастет удельный вес специализированного автоматического и полуавтоматического оборудования, включая гибкие переналаживаемые автоматические линии. В 3 раза большем объеме, чем в X пятилетке, сократится доля универсального оборудования за счет его модернизации. Увеличится число автоматизированных систем управления технологическими процессами, а также комплексных внутризаводских транспортных систем. Большое внимание будет уделяться внедрению энергосберегающих технологий.

Ускорение технического прогресса предусматривается осуществить на базе дальнейшего значительного роста выпуска оборудования и расширения применения новых прогрессивных материалов.

Для успешного осуществления намеченных мер необходимо повысить качество и обоснованность планирования, сбалансированность плановых заданий с материальными, финансовыми ресурсами и капитальными вложениями, подготовить и перейти на оценку производства по новым оптовым ценам, обеспечивающим условия для нормальной хозрасчетной деятельности предприятий, производственных объединений и отрасли в целом. Этому будет способствовать завершение в 1982 г. перевода отрасли на новые условия хозяйствования.

Необходимо обеспечить максимальную концентрацию капитальных вложений на важнейших стройках. Силами проектных институтов и предприятий должны быть определены минимально необходимые пусковые комплексы для создания комплектных мощностей и осуществления главных задач отрасли.

Определяющим среди них будет организация производства автомобилей с дизелями на ЗИЛе, дизелей на ГАЗе, специальных автомобилей сельскохозяйственного назначения на Уральском и Кутаисском им. Г. К. Орджоникидзе автозаводах; развитие производства карьерных автомобилей-самосвалов, автопоездов в объединении «БелавтоМАЗ»; освоение новых мощностей и увеличение выпуска автомобилей большой грузоподъемности на КамАЗе; расширение производства автобусов с дизелями на Ликинском и Львовском им. 50-летия СССР автобусных заводах; освоение новых моделей легковых автомобилей на Волжском им. 50-летия СССР, Горьковском, Запорожском «Коммунар» и Московском им. Ленинского комсомола автозаводах; увеличение выпуска автомобильных и тракторных прицепов и полуприцепов на заводах ВПО «Союзавтоприцеп»; создание конструкции электромобилей малой грузоподъемности; осуществление дальнейшего развития производства высокоточных и повышенной грузоподъемности подшипников; расширение производства контейнеровозов грузоподъемностью 20 и 30 т, рефрижераторов, автоцистерн для нефтепродуктов, средств для перевозки скота, птицы и жидких комплексных удобрений грузоподъемностью 9—12 т, а также запасных частей к автомобилям.

Решению этих задач должна способствовать работа по сокращению сроков создания и освоения новой техники, которые зачастую неоправданно растягиваются, а также концентрация сил научно-исследовательских институтов и конструкторских бюро предприятий на важнейшей тематике научных и конструкторских разработок и дальнейшее укрепление экспериментальной базы НИИ, КБ и предприятий.

Наряду с имевшей место в годы десятой пятилетки специализацией НИИ и КБ по видам продукции и технологии следует углубить такую же специализацию инженерных служб по типам автомобилей и особенно по их агрегатам и узлам.

Следует изыскивать также возможности по созданию в ведущих производственных объединениях специальных производств (цехов мелких серий), оснащенных станками с ЧПУ, обрабатывающими центрами и другими видами быстропереналаживаемого прогрессивного технологического оборудования, что позволит в сжатые сроки выпускать опытно-промышленные партии новых изделий в количествах, необходимых для их всесторонней обработки, и сконцентрировать усилия научных, конструкторских и инженерных служб на решении узловых вопросов, существенно ускорить обновление продукции, повысить ее качество и уменьшить капитальные затраты на эти цели.

В условиях возросших масштабов производства сегодня, как никогда ранее, неизмеримо повысились требования к исполнительской дисциплине, к соблюдению кооперированных поставок, к развитию производства и повышению качества товаров народного потребления, к работе с кадрами в духе ленинских требований к ним, к решению вопросов, от которых зависит уровень жизни автомобилестроителей. Все это требует самого пристального внимания к перечисленным аспектам нашей деятельности и устранению имеющихся здесь недоработок со стороны руководителей министерства и функциональных управлений, парткома его аппарата, партийных, профсоюзных и комсомольских организаций, хозяйственных руководителей всесоюзных промышленных и производственных объединений, всех организаций отрасли.

XXVI съезд КПСС утвердит программу экономического и социального развития страны на одиннадцатую пятилетку и дальнейшую перспективу, определит задачи в области внешней политики. И нет сомнения в том, что советские автомобилестроители будут в первых рядах всенародного социалистического соревнования за досрочную реализацию его исторических решений.

1* Зак. 655

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УУК 061.22:629.113«ЗИЛ»

Уверенная поступь зиловцев

В. А. КРАСИЛЬНИКОВ

Производственное объединение «ЗИЛ»

Коллективы производственного объединения «ЗИЛ» всегда помнят и своим повседневным трудом оправдывают полные высокого доверия слова, сказанные Генеральным секретарем ЦК КПСС товарищем Л. И. Брежневым при вручении Московскому автозаводу им. И. А. Лихачева ордена Октябрьской Революции: «Все мы гордимся тем, что завод имени Лихачева — один из лучших коллективов машиностроителей страны. Это — здоровая, сплоченная трудовая семья. И нет сомнения в том, что ваш коллектив и в десятой пятилетке порадует Родину новыми успехами»[1]. В десятой пятилетке заводские партийные организации проводили большую организаторскую и политическую работу по выполнению решений XXV съезда Коммунистической партии Советского Союза, Пленумов ЦК КПСС. В центре их внимания находились ключевые проблемы развития производства, его эффективности, качества и надежности выпускаемой продукции, внедрения новейших достижений науки и техники, создания образцов перспективных автомобилей.

В конструкторских бюро, лабораториях и цехах успешно велась и ведется разработка, подготовка и освоение новых видов продукции; осуществлено наращивание выпуска автомобилей ЗИЛ-133, повышена их грузоподъемность с 8 до 10 т; начато производство автомобиля ЗИЛ-133ГЯ, оснащенного дизельным двигателем; нового домашнего холодильника КШ-260 (модель 63) с улучшенными потребительскими и эксплуатационными свойствами.

Особое внимание уделялось повышению качества продукции. Практически все виды основной продукции — автомобили и их модификации, двигатели, домашние холодильники — удостоены государственного Знака качества. Внутризаводской аттестат качества получили 885 цеховых изделий.

Ежегодно в рамках комплексной системы управления качеством продукции в целом по объединению разрабатывается и внедряется около 3 тыс. мероприятий. Только за счет комплекса мероприятий по автомобилю ЗИЛ-130 достигнуто увеличение грузоподъемности на 1 т, что в масштабах страны позволило получать ежегодно экономию около 100 млн. руб.

Вся эта работа тесно увязывается с системой повышения профессионального мастерства рабочих. В школах качества подготовлено почти 9000 квалифицированных рабочих, на производственно-технических курсах — 14 627 человек. Показательны и такие цифры: за десятилетие моторесурс V-образных двигателей возрос с 200 тыс. до 250 тыс. км, пробег увеличился с 250 тыс. до 300 тыс. км.

Важнейшее направление деятельности зиловцев — техническое перевооружение производства. Оно осуществляется на основе прочной научно-технической базы объединения и за счет привлечения к сотрудничеству почти 80 научных организаций, институтов и научно-производственных коллективов страны, а также благодаря комплексной механизации и автоматизации и новейшим техническим процессам. В настоящее время в составе объединения действуют 25 комплексно-механизированных цехов, несколько десятков комплексно-механизированных участков, сотни автоматических и поточно-механизированных линий. Длина конвейеров и транспортеров возросла до 166,6 тыс. м, уровень механизации подъемно-транспортных и складских операций составил 92,7%.

В результате организационно-технических мероприятий, осуществленных в истекшем пятилетии, введены в эксплуатацию: комплексно-механизированный цех окраски холодно штамповых деталей (прессовый корпус); более двухсот поточно-механизированных и автоматических линий, в том числе для антикоррозионной защиты деталей, обработки барабанов и ступиц задних мостов, поршней и гильз, сборки и сварки топливных баков, горячей штамповки деталей; завершено внедрение нового технологического процесса термической обработки картеров ведущих мостов автомобилей токами высокой частоты; создан участок электрошлакового переплава стали для штампов и инструмента; разработаны и внедрены технология производства пуансонов и накатных роликов, а также технология химико-термической обработки (цементации) деталей в вакууме и т. д.

За годы десятой пятилетки внедрено более 130 единиц средств автоматизации металлорежущего и другого оборудования, 47 автоматов и полуавтоматов для сварки деталей основного и вспомогательного производства, 8 государственных стандартов ЕСТПП, 18 государственных стандартов ЕСТД. Разработаны 1 стандарт предприятия в развитие стандарта ЕСТД, 8 стандартов предприятия в развитие стандартов ЕСТПП, 78 стандартов предприятия по КП УКП.

Завершены работы по опробованию в полигонных условиях процесса обработки данных в автоматизированной системе управления основным производством. В механосборочном и арматурном корпусах, главном кузнечном цехе и управлении инженерно-технических кадров сданы в эксплуатацию задачи в режиме телеобработки с использованием терминальных устройств.

Наращивание производственных мощностей, оснащение и переоснащение производства новой техникой потребовало строительства новых объектов. В эксплуатацию сданы высотный автоматизированный склад, землеприготовительный корпус и северная пристройка к главному линейному цеху серого чугуна, склад чугуна, склад деталей, узлов и агрегатов в автосборочном корпусе, открытая эстакада готовых автомобилей, цех гильз блока цилиндров и ремонтного литья на Мценском заводе алюминиевого литья, корпус вспомогательных цехов на Рязанском заводе автомобильных агрегатов и др.

Одной из важнейших задач объединения в десятой пятилетке было дальнейшее совершенствование квалификационной структуры коллектива, повышение общего и специального образования трудящихся. Учебная база автозавода им. И. А. Лихачева позволяла это сделать: при автозаводе действуют завод-втуз, техникум, городское профессионально-техническое училище, средние школы. Автозаводцы приобретают знания и практические навыки в учебно-производственном цехе, трехгодичной школе мастеров, автошколе, на постоянно действующих курсах подготовки новых рабочих и повышения квалификации. Поэтому за годы десятой пятилетки тысячи рабочих повысили свою квалификацию, а большинство руководящих работников и специалистов были охвачены различными формами обучения.

Проводилась большая работа по профессиональной ориентации учащихся подшефных общеобразовательных школ и подготовке их к трудовой деятельности: ежегодно 150 молодых вожатых из числа передовых производственников работали в 13 подшефных школах; около 3 тыс. школьников посещали цехи, где их знакомили с ведущими профессиями завода; более 400 школьников 9—10 классов проходили трудовое обучение в подразделениях завода.

Постановление ЦК КПСС «Об улучшении экономического образования трудящихся» стало в объединении руководством к действию. На ЗИЛе сложилась и успешно функционирует стройная система организации экономического образования кадров. В десятой пятилетке обучение шло по таким программам, как «Основы экономических знаний», «Основы экономики труда и производства», «Социализм и труд», «Основы экономики и управления производством», «Инженерный труд в социалистическом обществе», «Труд руководителя», «Передовой опыт комплексного управления качеством продукции». Широкое развитие получила инициатива пропагандистов и слушателей системы экономического образования о работе по

[1] Речь товарища Л. И. Брежнева. — Правда, 1976, 1 мая.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

лицевым счетам и практическом вкладе в повышение эффективности производства и качества продукции. За два учебных года слушатели системы экономического образования добились экономии 2800 тыс. руб.

В решении задач социального развития коллектива большое значение придается улучшению условий труда и быта, охраны здоровья работников, поэтому за годы десятой пятилетки на заводах объединения проведен целый комплекс мероприятий по снижению уровня шума и вибрации на рабочих местах, уменьшению запыленности и загазованности воздушной среды производственных помещений, улучшению освещенности рабочих мест, сокращению техпроцессов с вредными условиями труда, механизации тяжелого ручного труда. Сделать образцовым свое рабочее место, бригаду, участок, цех — эти задачи оказались вполне по плечу многим заводским коллективам.

Все, о чем было сказано выше, позволило труженикам производственного объединения «ЗИЛ» добиться в десятой пятилетке значительного превышения плановых заданий по объему производства и росту производительности труда (например, производительность труда увеличилась на 31,6% вместо 29,2% по плану).

Успешное выполнение планов десятой пятилетки и социалистических обязательств коллектива завода — результат не только организационно-технических мероприятий, но и непрерывно развивающегося соревнования автозаводцев за повышение эффективности производства и качества работы, широкого распространения новых патриотических начинаний и починов. Образцы истинно коммунистического отношения к труду показывают коммунисты, передовики и новаторы производства, идущие в авангарде соревнования.

На ЗИЛе много тысяч ударников коммунистического труда. Кроме того, более 1 тыс. бригад, почти 200 участков, около 500 смен, несколько десятков цехов носят звание коллектива коммунистического труда.

В ответ на решения июньского (1980 г.) Пленума ЦК КПСС и постановления ЦК КПСС «О социалистическом соревновании за достойную встречу XXVI съезда КПСС» коллектив объединения принял повышенные социалистические обязательства в честь предстоящего партийного форума. Зиловцы обязались завершить свою пятилетку досрочно.

Коллективы модельного цеха, участков сборки кабин ЗИЛ-157 прессового корпуса, механической обработки головки блока цилиндров моторного корпуса и плавильно-формовочного участка цветного литья литейного цеха стального и цветного литья решили стать на ударную трудовую вахту под девизом «XXVI съезду КПСС — 26 ударных недель». Их почин получил широкую поддержку всех производственных подразделений.

Особо массовым и эффективным социалистическое соревнование стало в ответ на исторические решения четвертой сессии Верховного Совета СССР десятого созыва, октябрьского (1980 г.) Пленума ЦК КПСС и указания, содержащиеся в яркой речи Л. И. Брежнева на этом Пленуме. Многие автозаводцы, принимая повышенные социалистические обязательства, дали слово к Дню открытия XXVI съезда КПСС завершить задания двух месяцев 1981 г. — первого года одиннадцатой пятилетки, в которой предстоит решать большие и сложные задачи: создать мощности по выпуску новых моделей грузовых автомобилей с экономичным дизелем и на базе малоотходной технологии увеличить объем выпускаемой продукции, в том числе и для нужд сельского хозяйства, повысить эффективность и качество труда.

Коммунисты, все трудящиеся автозавода им. И. А. Лихачева полны решимости с честью выполнить намеченные планы, ознаменовать XXVI съезд КПСС, одиннадцатую пятилетку новыми трудовыми успехами.

УДК 629.113.037:061.62

Эффект содружества

С. С. МАЛОВ

Кременчугский автозавод им. 50-летия Советской Украины

На Кременчугском автозаводе им. 50-летия Советской Украины основным направлением технической политики является планомерное улучшение качества выпускаемой продукции. Важнейшее средство, способствующее успеху этой политики, — комплексная система управления качеством (КС УКП). Благодаря ей становится возможным получение постоянной, всесторонней и полной информации об эксплуатации выпускаемых автомобилей, их надежности, долговечности, эксплуатационной и ремонтной технологичности, о соответствии требованиям потребителей и выполняемой транспортной работе. Этот канал так называемой обратной связи имеет большое значение для завода, является одним из решающих элементов управления качеством продукции.

Исследование эксплуатационных качеств автомобилей ведется заводом с начала их производства (1960 г.). На первых порах это были регулярные выезды представителей завода на места эксплуатации автомобилей КрАЗ. Но затем, когда НАМИ создал в различных климатических зонах страны экспериментально-производственные хозяйства и они стали надежным источником информации для этого института, завод по их образцу начал создавать свою сеть опорных автохозяйств, которые действуют и до сих пор. В настоящее время совместно с заводом в работах по исследованию надежности автомобилей, проверке эффективности проводимой модернизации, отработке эксплуатационной технологичности и ремонтопригодности принимают участие 22 опорных пункта завода, где под наблюдением находится более 2 тыс. автомобилей КрАЗ различных моделей. В этой работе завод тесно сотрудничает с НАМИ, Киевским автомобильно-дорожным институтом, НИИАТ, ЦНИИМЭ, Иркутским политехническим и Томским инженерно-строительным институтами, институтом АвтотрансНИИпроект Министерства автомобильного транспорта УССР.

Научно-техническое сотрудничество завода с автотранспортными предприятиями и институтами осуществляется на основе договоров, предусматривающих долгосрочные работы и взаимные обязательства, цель которых — организовать использование автомобилей КрАЗ с максимальной эффективностью для народного хозяйства страны. Опыт показывает, что эффективность такой формы сотрудничества огромна, так как позволяет объединить и максимально использовать усилия специалистов сферы производства, эксплуатации и науки.

Среди основных работ, которые завод провел совместно с опорными автохозяйствами и институтами, следует выделить:

1) модернизацию серийных автомобилей по ходовой части, трансмиссии, системам двигателя, тормозам, рулевому управлению, что позволило повысить технический уровень автомобилей и увеличить их ресурс за 10 последних лет почти вдвое;

2) комплекс исследований, разработку и внедрение мероприятий по снижению почти на 30% трудоемкости технического обслуживания серийных автомобилей;

3) оптимизацию норм расхода запасных частей и их номенклатуры, что обеспечило, с одной стороны, хорошее удовлетворение потребностей потребителей (соответственно и высокий коэффициент технической готовности автомобилей), а с другой — позволило рационально использовать материальные и трудовые ресурсы в сфере производства;

4) более глубокое исследование проблем, связанных с ремонтом выпускаемых автомобилей, которое дало возможность повысить их ремонтопригодность, разработать прогрессивные технологические процессы и индустриальные методы восстановления ресурса деталей после длительной эксплуатации, обеспечить высокий вторичный ресурс автомобилей после капитального ремонта;

5) отработку методик исследовательских работ по проблемам надежности, эксплуатационной технологичности, ремонтопригодности;

6) создание мощной информационной базы, благодаря которой появилась возможность моделирования с помощью ЭВМ надежности и долговечности агрегатов и систем автомобиля;

7) подготовку инженерных кадров, способных решать сложные задачи исследования надежности выпускаемой продукции.

Чтобы в полной мере оценить значение научно-технического сотрудничества завода, автохозяйств и институтов, рассмотрим несколько примеров.

1. За период 1970—1979 гг. наработка на отказ — основной показатель, характеризующий качество автомобилей, значительно улучшился: сейчас наработка на один отказ в течение гарантийного периода эксплуатации почти в 4 раза больше, чем в 1970 г.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

2. Бездефектное изготовление продукции и сдача ее ОТК с первого предъявления стали нормой во всех цехах основного производства: в настоящее время, например, уровень сдачи продукции с первого предъявления составляет 98,5%.

3. Число претензий со стороны потребителей на качество автомобилей КрАЗ за 10 лет сократилось почти в 3 раза.

Значительно повысился ресурс автомобилей (см. таблицу).

Модель	Ресурс, %		
	1970 г.	1975 г.	1980 г.
Автомобиль-самосвал КрАЗ-256Б	100	150	170
Автомобиль КрАЗ-257	100	140	160
Седельный тягач КрАЗ-258	100	180	200

В итоге всей деятельности коллектива завода, направленной на повышение качества продукции, уровень выпуска автомобилей высшей категории качества в настоящее время составляет 73 и 27% первой категории.

Подводя итоги сотрудничества завода с автотранспортными организациями и институтами страны, следует отметить большой народнохозяйственный эффект этой работы. Так, только увеличение ресурса серийных автомобилей дало народному хозяйству страны 229 млн. руб., снижение трудоемкости технического обслуживания автомобилей за счет увеличения периодичности технического обслуживания на 25% и сокращения регламентных работ — свыше 20 млн. руб. Это равноценно увеличению грузооборота на 14 млрд. 291 млн. т/км; условному высвобождению 10 тыс. автомобилей большой грузоподъемности за счет увеличения их производительности, уменьшению числа капитальных ремонтов автомобилей КрАЗ на 15 тыс. и т. д. В конечном счете не будет ошибкой утверждать, что эффект содружества науки и производства применительно к нашему заводу равноценен удвоению выпуска автомобилей КрАЗ без существенных капитальных затрат.

В настоящее время завод приступает к освоению массового производства нового семейства автомобилей КрАЗ, которые по своему техническому уровню значительно превосходят серийные. Это тоже результат содружества завода с наукой.

УДК 629.113.004.67

Совершенствование авторемонтного производства на основе индустриализации и типизации методов восстановления деталей

Канд. техн. наук В. А. ДОЛЕЦКИЙ

Производственное объединение «Автодизель»

УЛУЧШЕНИЕ организации капитального ремонта двигателей ЯМЗ, поиск методов повышения качества их ремонта, а также снижение затрат, связанных с их восстановлением, являются первостепенными задачами отрасли.

В работах многих авторов указывается на необходимость повышения качества и снижения затрат на ремонт автомобилей и их агрегатов путем совершенствования организационной структуры ремонтного производства при единой технической политике. Отмечалось, что проблема повышения качества ремонта автомобилей и их агрегатов на современном этапе развития ремонтного производства заключается в удовлетворении требований технических условий и нормативов, а также государственных стандартов по выполнению ремонтных работ.

Анализ отечественного и зарубежного опыта в области авторемонтного производства показал, что для создания единой технической политики в организации ремонтного производства особое внимание должно быть обращено на разработку ремонтной фирменной конструкторско-технологической документации. Такой документации на ремонтных заводах пока нет.

Целесообразность разработки ремонтной конструкторско-технологической документации заводами-производителями продукции диктуется еще и тем, что автомобильная промышленность в силу общности задач в первую очередь заинтересована в эффективной работе авторемонтного производства. Кроме того, заводы-производители являются законодателями всех требований, которые формируют необходимый уровень качества продукции, и при разработке требований на ремонт своей техники смогут наилучшим образом обеспечить оптимальные значения показателей ремонтопригодности при разработке перспективных моделей и модернизации существующих автомобилей и их агрегатов.

Однако проблема создания единой технической политики в организации ремонтного производства на основе фирменной конструкторско-технологической документации не могла быть решена без комплексной научной системы, охватывающей разносторонние вопросы создания конструкции, промышленного производства, эксплуатации и ремонта двигателей. Такая система научной организации работ по увеличению моторесурса двигателя (НОРМ) была создана коллективом Ярославского производственного объединения «Автодизель».

Система НОРМ активно воздействует на сферу эксплуатации двигателей и ремонт, способствуя более полному использованию ресурса двигателей до капитального ремонта и увеличению межремонтного ресурса за счет повышения качества ремонта при максимально возможном объеме восстановительных работ.

При разработке единой ремонтной конструкторско-технологической документации, использование которой должно обеспечить 80-процентный межремонтный (вторичный) ресурс двигателей, специалистами объединения «Автодизель» исследовалась надежность двигателей при их эксплуатации в различных условиях с целью получения полной и достоверной картины характера разрушений деталей и величин износов трущихся поверхностей. Результаты этих исследований послужили основанием для разработки конструкторско-технологической документации на промышленный ремонт двигателей ЯМЗ. Документация предусматривает возможность восстановления 60 наименований деталей двигателя и состоит из ремонтных чертежей, карт дефектации и перечня технологических процессов мойки и очистки двигателей и их составных частей, разборочно-сборочных и испытательных работ, восстановления ремонтопригодных деталей. Для апробации указанной документации в 1978—1979 гг. проведены стендовые межведомственные испытания на безотказность шести капитально отремонтированных двигателей в соответствии с ГОСТ 14846—69. Все двигатели выдержали испытания без замечаний.

В 1980 г. закончены эксплуатационные испытания опытной партии (25 шт.) капитально отремонтированных двигателей в автокомбинате № 1 Главмосавтотранса. Контроль за ходом испытаний осуществлялся специалистами НАМИ и ЯМЗ. Результаты испытаний показали, что γ-процентный ресурс капитально отремонтированных двигателей составляет более 80% величины первичного ресурса в заданных условиях эксплуатации.

Разработанная объединением «Автодизель» документация передана 62 наиболее крупным предприятиям, осуществляющим ремонт двигателей ЯМЗ. В результате частичного внедрения в производство этой документации некоторым передовым ремонтным предприятиям удалось значительно повысить качество ремонта двигателей и сократить расход запасных частей. Так как ряд ремонтных предприятий в силу своей специализации, малой мощности, слабого оснащения и низкой культуры производства не может перейти на организацию промышленного ремонта без серьезной их реконструкции, были разработаны конкретные предложения, направленные на оптимизацию организации ремонта дизелей. В основу этих предложений заложена организация фирменного ремонта двигателей на промышленной основе.

Такое решение проблемы ремонтного производства открывает широкие возможности для использования современного высокопроизводительного оборудования, передовых технологических процессов, позволяет перенести технологический и организационный опыт головного завода-изготовителя на ремонтные предприятия, так как, во-первых, техническая документация на промышленный ремонт двигателей должна разрабатываться головными заводами; во-вторых, ремонт двигателей будет производиться на крупных специализированных региональных заводах, входящих в состав объединения, изготовляющего эти двигатели, и, в-третьих, обеспечение ремонтных заводов ремонтным фондом и реализация отремонтированных двигателей узлов и деталей должны производиться посредством сети фирменных обменных пунктов.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

При разработке новых технологических процессов на ремонт двигателей были приняты следующие положения: тщательное выполнение операций мойки и очистки деталей двигателей на всех стадиях формирования отремонтированного узла или агрегата; обезличенное принудительное восстановление деталей в поточных линиях; стопроцентная обработка основных служебных поверхностей детали; организация разборки, сборки узлов и агрегатов двигателя на конвейерах с применением механизированного инструмента и специального оборудования.

Применение указанной технологии ремонта двигателей позволяет существенно изменить принятую систему контроля и сортировки (дефектации) деталей.

На новых ремонтных заводах дефектация деталей должна производиться только по двум — трем основным параметрам, которые определяют возможность восстановления данной детали в поточной линии.

Как указывалось выше, в основу предложений заложен принцип создания специальных крупных заводов в системе производственных объединений-изготовителей продукции, в которых технологические процессы разборки и сборки двигателей, обработки деталей при их восстановлении, а также испытания двигателей должны быть аналогичны основному производству с его поточными линиями, комплексными средствами механизации и специализированным оборудованием.

По расчетам специалистов Ярославского моторного завода в народном хозяйстве страны используется более 840 тыс. шт. двигателей ЯМЗ, из них ежегодно нуждаются в капитальном ремонте примерно 117—130 тыс. двигателей. Учитывая распределение парка автотранспортной техники с двигателями ЯМЗ на территории нашей страны, а также оптимальные затраты на доставку ремонтного фонда к заводам, было бы целесообразным построить 6—7 ремонтных предприятий с программой 20—25 тыс. ремонтов в год.

Для обеспечения этих крупных заводов ремонтным фондом потребуется организовать в стране 38—40 обменных пунктов. Эти обменные пункты должны представлять собой хозрасчетные предприятия, которые могут решать следующие задачи: сбор и обеспечение региональных ремонтных предприятий ремонтным фондом; реализация отремонтированных изделий; производство гарантийного, текущего и среднего ремонта двигателей на основе диагностирования их технического состояния; обучение специалистов эксплуатирующих организаций правилам технической эксплуатации и текущего ремонта двигателей; обеспечение запасными частями эксплуатирующих организаций.

Предварительные расчеты показывают, что общая экономическая эффективность в народном хозяйстве от внедрения предлагаемой производственным объединением «Автодизель» системы централизованного ремонта на промышленной основе, получаемая за счет повышения коэффициента готовности автотракторного парка, повышения послеремонтного ресурса двигателей, экономии потребления запасных частей и других затрат, составит ориентировочно 200 млн. руб. в год.

Совершенствование существующего авторемонтного производства должно проходить поэтапно.

На первом этапе необходимо внедрять единую техническую ремонтную документацию на существующих ремонтных предприятиях, создавать поточные линии и специализированные участки по восстановлению деталей и узлов двигателей, осуществлять централизацию восстановления отдельных деталей и широкую кооперацию ремонтных предприятий.

Однако реализация первого этапа возможна только при условии разработки государственных стандартов на восстановление базовых и основных деталей двигателей, что позволит создать базу для осуществления единой технической политики в области ремонта дизелей.

Необходимость стандартизации оптимальных методов и технологических процессов восстановления деталей дизелей наглядно иллюстрируется примерами разработки технологических процессов восстановления коленчатых валов, шатунов, поршневых пальцев и других деталей двигателя.

Специалистами объединения были изучены и проанализированы все известные методы восстановительного ремонта коленчатых валов. Проведенный комплекс исследовательских работ позволил создать оптимальный технологический процесс восстановления валов, обеспечивающий высокое качество ремонта. На специальном участке, созданном на площадях головного завода восстановлено болеее 3500 коленчатых валов, которые установлены на двигатели бельшегрузных автомобилей и тракторов. Отдельные двигатели уже имеют наработку 60—80% первичного ресурса. Ярославский моторный завод передал разработанную технологию ряду ремонтных предприятий и оказал им практическую помощь по организации специализированных участков. На отдельных ремонтных заводах такие участки уже функционируют.

Аналогичные разработки были проведены по созданию промышленной технологии ремонта шатунов, поршневых колец, головок блока и других деталей двигателя.

С целью более широкого распространения накопленного опыта и осуществления в стране единой технической политики в части восстановления коленчатых валов дизелей специалистами производственного объединения «Автодизель» разработан проект государственного стандарта Союза ССР «Валы коленчатые стальные автомобильных дизельных двигателей, капитально отремонтированные».

Началом реализации второго этапа совершенствования ремонтного производства является строительство в составе объединения «Автодизель» экспериментально-ремонтного завода. Мощность первой очереди завода составит пять тысяч капитальных ремонтов двигателей в год.

Проектом строящегося завода предусмотрен ряд новых решений по организации централизованного ремонта двигателей, основанных на конкретных предложениях, разработанных объединением «Автодизель».

На указанном заводе будут решаться следующие задачи: разработка типовых технологических процессов ремонта двигателей, коробок передач и сцеплений; проведение опытно-исследовательских работ по методам восстановления деталей; разработка норм расхода запасных частей для ремонтных нужд; внедрение на ремонтных заводах типовых технологических процессов; подготовка и обучение кадров.

Таким образом, экспериментально-ремонтный завод объединения «Автодизель» может стать головным техническим центром заводов по ремонту двигателей ЯМЗ.

Мы считаем, что совместные усилия нашего производственного объединения с научно-исследовательскими институтами и ремонтными предприятиями позволят значительно повысить эффективность капитального ремонта автотракторной техники, поставить ремонт на индустриальную основу.

ВНИМАНИЮ АВТОРОВ!

Согласно ГОСТ 7. 1—76 при подготовке материала для опубликования следует в пристатейном списке литературы наряду с фамилией автора (или коллектива авторов) и названием книги или статьи указывать: город, где издана книга, издательство (или название журнала), год издания, общее количество страниц книги (или страницы, на которых напечатана статья)

2* Зак. 655

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.113:62-38.62-762.63

Об эффективности уплотнения клапанов

Канд. техн. наук С. А. АФИНЕЕВСКИЙ, А. А. ВАТУЛЬЯН, канд. техн. наук Ю. А. КОГАН

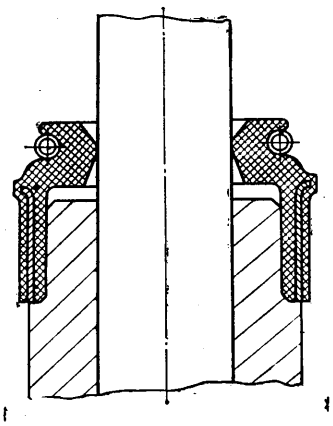
НАМИ

НА ВЫСОКООБОРОТНЫЕ автомобильные двигатели в последнее время все чаще устанавливают уплотнители манжетного типа для герметизации стеблей не только впускных, но и выпускных клапанов (табл. 1).

Чтобы выявить эффективность уплотнений, определяли расход моторного масла на угар весовым методом при сухом картере[1]. Для этого у двигателя, имеющего параметры $V_h = 24 \cdot 10^3$ см^3, $n_{ном} = 4500$ мин$^{-1}$, $p = 96$ МПа, уплотняли сначала стебли впускных, а затем всех клапанов (см. рисунок).

Таблица 1

Модель и тип двигателя	Рабочий объем $\times 10^3$, см^3	N_l max, кВт (при n, мин$^{-1}$)
8.160.61, дизель	3,7	77 (4000)
0М616, дизель	2,4	48 (4200)
Волво, дизель	2,4	60 (5000)
Ауди, дизель	2,0	51,5 (4800)
Гольф D, дизель	1,47	37 (5000)
BMW-2500, карбюраторный	2,5	110 (5000)
Ситроен DS-21, карбюраторный	2,2	85 (5500)



Испытания проводили на режимах, характерных для данного двигателя: нагрузка 50% максимальной и частота вращения коленчатого вала 2000, 3000 и 4000 мин$^{-1}$.

Полученные результаты приведены в табл. 2, из которой следует, что по мере увеличения частоты вращения коленчатого вала расход моторного масла на угар изменяется как при уплотнении только впускных клапанов, так и при уплотнении всех клапанов.

Таким образом, уплотнение стеблей выпускных клапанов обеспечило снижение расхода моторного масла на угар.

Таблица 2

Варианты установки уплотнителей	Расход моторного масла на угар при частоте вращения коленчатого вала		
	2000 мин$^{-1}$	3000 мин$^{-1}$	4000 мин$^{-1}$
На стеблях впускных клапанов	0,30 / 16,6	0,39 / 33,0	0,54 / 58,0
На стеблях всех клапанов	0,27 / 15,0	0,31 / 26,0	0,39 / 42,0

Примечание. В числителе — угар масла в % от расхода топлива, в знаменателе — в г/ч.

Проникновение масла в выпускной патрубок через зазор между стеблем выпускного клапана и втулкой происходит как под действием возвратно-поступательного движения клапана (при закрытом клапане масло набрасывается на стебель, а при открытии — проталкивается в зазор), так и в результате явления эжекции, возникающего при обтекании стебля и конца втулки клапана отработавшими газами со скоростью до 150 м/с.

Масло может также попадать в выпускной канал вследствие возникновения зоны разрежения перед втулками выпускных клапанов при их закрытии из-за пульсаций газа в выпускном канале.

Таким образом, испытания показали, что расход моторного масла на угар у высокооборотного двигателя можно заметно снизить путем установки на стебли выпускных клапанов уплотнителей манжетного типа.

[1] *Коган Ю. А., Наумов С. С., Кожанов Л. Н.* Повышение эффективности действия стальных маслосъемных колец. — Автомобильная промышленность, 1970, № 9, с. 3—5.

УДК 621.43.016.4:536.5

Метод измерения максимальных температур деталей двигателей

С. С. ВОРОБЬЕВ, В. Е. ШУРКОВ, канд. техн. наук В. А. НИКОЛАЕНКО, В. А. МОРОЗОВ

НАМИ

НАМИ разработан метод оценки действительного температурного состояния поршня как одной из наиболее сложных и наиболее нагруженных и подвижных деталей автомобильного двигателя. Для этой цели был использован датчик, в котором рабочим веществом служили облученные в атомном реакторе алмаз или карбид кремния [1, 2]. Принцип действия датчика основан на расширении кристаллической решетки алмаза и карбида кремния при облучении и снятии этого расширения при последующем нагреве. Степень восстановления кристаллической решетки этих материалов при нагреве зависит от температуры и времени выдержки.

Для изготовления датчиков партия порошка алмаза или карбида кремния облучается в реакторе до расширения решетки на 3—4%. Часть порошка используется для градуировки, т. е. составления рабочего графика, по которому производится расшифровка показаний температуры. Градуировка проводится при отжиге облученного алмаза при разных температурах и времени выдержки. После каждого отжига рентгенографически определяется расширение решетки. Таким образом, получают экспериментальную зависимость расширения кристаллической решетки от температуры и времени выдержки, которая и является рабочим графиком.

Для измерения температуры в место, подлежащее контролю, устанавливается датчик. После испытания и извлечения датчика из детали определяется расширение кристаллической решетки рабочего вещества датчика. Далее по величине этого расширения и времени выдержки, которое должно быть известно, с помощью рабочего графика находится температура. Таким образом, датчик является прибором одноразового действия, позволяющим измерить температуру, если известно время выдержки.

Следует отметить, что и при нестационарном режиме испытания, когда характер изменения температуры со временем известен, датчик позволяет определить максимальную температуру, хотя точность измерения несколько понижается.

Техническая характеристика прибора

Диапазон измерения температур, К	373—1473
Диапазон времени выдержки, с	10^2—10^4
Стандартная погрешность измерения, если время выдержки известно с точностью ±10%, К	±6
погрешность при переменных режимах, К	±12

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

относительная погрешность, если время выдержки датчика одинаково, К	±3
Размеры датчика стандартного, мм	
диаметр	1
длина	5
Размеры микроизмерителя, мм	0,3×0,3×0,3
Скорость нагрева датчика не более, К/с	473

Хранение датчика при комнатной температуре не меняет его работоспособности.

Испытания проводились на автомобильном дизеле 8Ч 11/11,5. Перед началом испытаний двигатель прошел обкатку по ТУ завода-изготовителя, затем было проведено его контрольное испытание. Для испытаний в поршень пятого цилиндра было установлено 25 датчиков, а в головку пятого цилиндра две контрольные термопары *А* и *Б* и в те же гнезда в непосредственной близости от головок контрольных термопар — два контрольных датчика *27, 26* (рис. 1 и 2).

Головка цилиндра для контроля изменения температурного режима была выбрана из тех соображений, что темп нарастания и уровни ее температур близки темпу нарастания и уровням температур в поршне. В то же время головка цилиндра является неподвижной деталью, поэтому не представляет затруднений установить непрерывную надежную связь между термопарой и регистрирующим прибором, а следовательно, свести до минимума случайные погрешности измерения, связанные с несовершенством схемы.

Испытания включали прогрев и вывод двигателя на номинальный режим до стабилизации температурного состояния по контрольным термопарам — 9 г·с и работу двигателя на номинальном режиме 144 г·с.

Контрольные термопары, установленные в головке пятого цилиндра, показали максимальные температуры: *Б* — 548 К, *А* — 555 К, что соответствует показаниям контрольных датчиков соответственно *27* — 545 К и *26* — 556 К. Таким образом, расхождения в показаниях контрольных термопар и контрольных датчиков не превышали 3 К.

Для сравнения были использованы результаты ранее проведенного термометрирования этого двигателя термопарным методом.

Разница в результатах измерений не превышала 3 К. Такая погрешность вполне допустима при измерениях температур подвижных деталей автомобильного двигателя.

В связи с малыми размерами и отсутствием специальных устройств для передачи сигналов использование этих датчиков позволяет измерять максимальные температуры в большом количестве точек поршней одновременно во всех цилиндрах двигателя и в любом месте автомобильного двигателя, в том числе и деталях, имеющих малые линейные размеры, например, в поршневых кольцах высотой 1,5 мм.

Таким образом, метод замера температур с помощью датчика «Измеритель максимальной температуры кристаллический» позволяет определить действительное температурное поле подвижных деталей автомобильного двигателя. Это, в свою очередь, дает возможность оперативно принять конструктивное решение по обеспечению надежности двигателя, провести профилирование рабочих поверхностей детали, выбрать оптимальные монтажные зазоры и т. п.

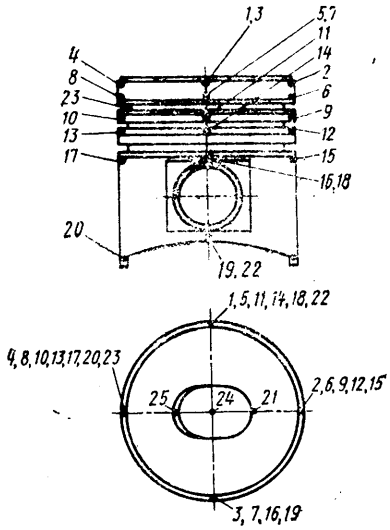


Рис. 1

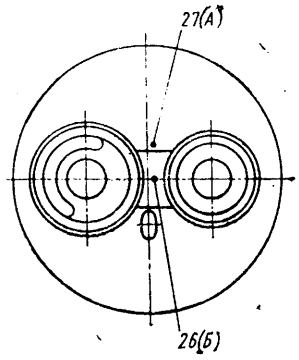


Рис. 2

Поскольку датчик — одноразового действия и позволяет измерять только максимальные температуры, использование его для исследования характера изменения температуры деталей в зависимости от режима работы и регулировок двигателя нецелесообразно.

Испытания показали необходимость доработки метода установки, закрепления и извлечения из детали датчика после окончания эксперимента без разрушения посадочных гнезд, что позволит устанавливать в эти же гнезда другие датчики и исследовать влияние режимных, регулировочных и конструктивных факторов на тепловое состояние деталей автомобильного двигателя.

Малые габариты, широкий диапазон измеряемых температур, химическая стойкость и надежность в эксплуатации обеспечили датчику широкое применение в различных областях науки и техники.

Рассмотренный метод измерения температур в совокупности с другими методами значительно расширит возможности экспериментаторов и конструкторов, позволит повысить эффективность и качество работ при создании и доводке двигателей, а также будет способствовать снижению сроков и трудозатрат на их проведение.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Открытия*, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки, 1964, № 3 (Авт. св. № 160339).
2. *Карпухин В. И., Николаенко В. А.* Измерение температур с помощью облученного алмаза. М.: Атомиздат, 1971.

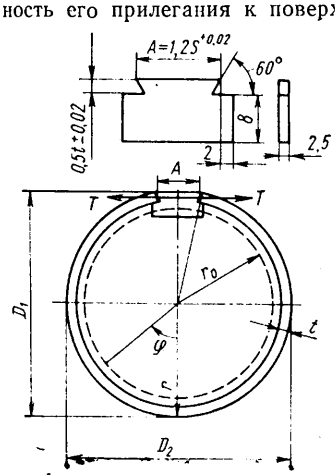
УДК 531.7:621.43-242.3

Контрольная оценка формы поршневых колец

Канд. техн. наук Ю. А. КОГАН

НАМИ

От формы поршневого кольца в ненагруженном (свободном) состоянии в значительной мере зависят плотность его прилегания к поверхности цилиндра, долговечность и способность противостоять динамическим нагрузкам. Поэтому оценка искажения формы кольца при изготовлении представляет большой практический интерес. Измерения колец, необходимые для такой оценки, должны быть достаточно точными, так как даже очень малые погрешности в форме колец приводят к существенным изменениям в характере взаимодействия между кольцом и цилиндром.



Расчетная схема поршневого кольца, нагруженного тангенциальными силами:
φ — координатный угол; *S* — расчетный раствор замка в свободном состоянии; *t* — радиальная толщина кольца; *r* — радиус-вектор кольца с вставкой размера *A* (штриховая линия — контур кольца в цилиндре)

Точность измерений формы ненагруженного кольца, как известно, зависит от точности его центрирования. Однако добиться этого трудно, поэтому форму готовых поршневых колец обычно оценивают по косвенной характеристике — овальности. Для этого кольцо стягивают гибкой лентой до величины теплового зазора в стыке и овальность вычисляют, как разность двух диаметров: проходящего через стык кольца и ему перпендикулярного. Метод этот простой, однако он имеет существенный недостаток: измерение овальности в гибкой ленте связано с необходимостью применения для стягивания кольца специального устройства и сопровождается появлением между кольцом и лентой значительных сил трения, изменяющих характер нагрузки на кольцо и снижающих достоверность результатов измерений. Чтобы избежать этого, целесообразно форму готовых поршневых колец проверять аналогично тому, как это делается в процессе их изготовления, до вырезки замка, когда форму заготовок проверяют по размеру диаметра D_2 (см. рисунок). Это дает возможность оценивать правильность формы кольца более простым способом и выявлять распространенные на практике искажения, полученные вследствие неточной установки или износа режущего инстру-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

мента. Так, например, кольца, рассчитанные на получение равномерного давления, если их наружный диаметр по указанным выше причинам завышен или занижен, в гибкой ленте будут иметь круглую форму, но их расчетные форма в свободном состоянии и эпюр давлений окажутся искаженными. Измерением овальности такие искажения не обнаруживаются, однако при оценке формы кольца по величине диаметра D_2 они выявляются четко. Правда, только при условии, что при измерении исключается влияние величины теплового зазора δ в стыке измеряемого кольца. (Стандарты на поршневые кольца допускают, как известно, колебания значений δ в широких, до 0,30 мм, пределах, сузить которые не удается по технологическим причинам). Выполнить это условие удается, если кольцо перед измерением диаметра D_2 устанавливать в калибр номинального диаметра, измерять зазор δ в стыке и затем учитывать его при оценке величины диаметра D_2.

Предлагаемый метод контроля колец предусматривает нагружение их без помощи гибкой ленты — тангенциальными силами, приложенными к его концам. Величины деформации кольца в этом случае будут подобны его деформациям при распределенной нагрузке [1 и 2].

Нагружать кольцо тангенциальными силами T удобно при помощи вставки длиной A (см. рисунок). В этом случае радиус-векторы точек контура кольца удлинятся.

У кольца, распределение давлений которого на поверхность цилиндра выражается, например, уравнением $p=p_0(1+p_1\cos 2\varphi)$ (p_0 — среднее давление), отклонение Δ диаметра D_2 от его расчетного значения $D_н$ (при $\varphi=\pi/2$) составит

$$\Delta = D_2 - D_н - 2\ (A-\delta)\ z,$$

где $D_н=2r_0$ — номинальный диаметр кольца;

A — длина вставки;

δ — зазор в стыке кольца при $D=D_н$;

$z=0{,}19-0{,}04p_1+0{,}0117A/r_0$.

Значение z подсчитывается один раз и вносится в технологическую карту контроля, значения D_2 и δ определяются измерениями кольца.

После накопления статистического материала по рассеянию значений Δ при изготовлении колец на хорошо отлаженном оборудовании и при безусловном соблюдении всех требований технологической дисциплины определяются допустимые отклонения величины Δ.

Описанный способ оценки формы заготовок поршневых колец вполне применим и для оценки готовых колец. Он, по сравнению с оценкой путем измерения овальности, дает меньшие погрешности, что способствует уменьшению возможности попадания на сборку двигателей колец пониженного качества.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Энглиш К.* Поршневые кольца. Т. I. М.: Машгиз, 1962.
2. *Калинина А. И.* — В сб.: Технология машиностроения. НИИНавтопром, 1975, № 6.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ ОПЫТ

УДК 629.113.011.5.001.25:656.13.08

Паспортизация ударно-прочностных характеристик кузовов легковых автомобилей

В. М. ЛОБОВА

НАМИ

В СООТВЕТСТВИИ с Соглашением 1958 г. официальные утверждения по действующим Правилам ООН предусматривают утверждение «предметов оборудования и частей автотранспортных средств», хотя, как известно, Правила ООН № 9, 10, 12—15, 17, 21, 26, 32—35, 42 в действительности предусматривают официальное утверждение транспортного средства как такового в отличие от Правил ООН № 1—8, 11, 16, 18—20, 23, 25, 28, 30, 31, 37, 38, 39, 43 по официальному утверждению предметов оборудования автотранспортных средств независимо от самого транспортного средства. Такое же положение имеет место и по проектам Правил ООН, находящихся в стадии разработки [1].

В настоящее время все вышеуказанные действующие и подготавливаемые к введению Правила ООН, распространяющиеся на легковые автомобили, положены в основу перспективной международной системы официального утверждения транспортных средств по типу конструкции в целом, разрабатываемой в рамках Соглашения.

Производственное освоение на легковых автомобилях требований этой перспективной системы в связи с пересмотром в ней характеристик, определяющих «тип транспортного средства», делает актуальным разработку методов испытаний для так называемых «парциальных» утверждений и переутверждений транспортных средств.

Предлагаемая статья посвящена созданию одного из таких методов применительно к официальным утверждениям систем индивидуальной защиты пользователей автомобилем, основанного на паспортизации ударно-прочностных характеристик кузовов — носителей этих систем.

В настоящее время устройства индивидуальной защиты и ударно-прочностные свойства кузовов автомобилей проходят контроль на соответствие требованиям Правил ООН № 12, 14, 16, 17, 25, 32—34, 42 [1]. Каждое из этих устройств испытывается на соответствие предъявляемым к нему требованиям отдельно, независимо от защитных свойств сопряженных с ним устройств. При этом оценка ведется по условным критериям безопасности (например, рулевое управление любой модели автомобиля считается безопасным, если его динамическое перемещение в салон во время испытаний на столкновение с неподвижным препятствием не превысит 127 мм при любом положении руля относительно водителя).

Этот принцип независимости испытаний отдельных устройств индивидуальной защиты и оценки параметров их безопасности существенно упростил подготовку, испытание и получение знаков официального утверждения этих устройств на соответствие Правилам ООН № 12, 14, 16, 17 и 25, 32—34, 42. Вместе с тем независимость оценки результатов испытаний взаимосвязанных параметров одного и того же автомобиля (прежде всего ударно-прочностных характеристик кузовов и систем индивидуальной защиты) вызывает сомнения в правомерности дальнейшего применения указанного принципа при совершенствовании пассивной безопасности автомобиля. В частности, достаточным основанием для пересмотра концепций испытаний на пассивную безопасность легковых автомобилей могут служить отсутствие какой-либо оценки влияния особенностей защитных свойств кузова при испытании ремней безопасности; пренебрежение характером перемещения рулевого управления в салон при испытании автомобиля на столкновение с неподвижным препятствием и положением водителя относительно рулевого колеса в стендовых испытаниях; неотработанность методов испытаний сидений с подголовниками, детских систем индивидуальной защиты, мест креплений ремней безопасности, а также неполный учет биомеханических критериев выносливости человека к ударным воздействиям, характерным для дорожно-транспортных происшествий [2].

Пересмотр концепций испытаний на пассивную безопасность требует устранения существующей до настоящего времени как в международной, так и в отечественной практике рассогласованности условий испытаний систем индивидуальной защиты между собой и с результатами испытаний кузовов автомобилей, в которых они установлены.

В статье изложены только основные принципы совершенст-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

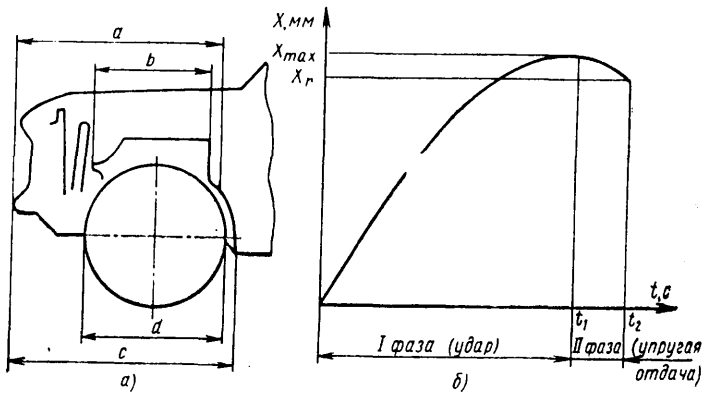


Рис. 1. Определение деформируемой части кузова в испытаниях автомобиля на столкновение с неподвижным препятствием и основные фазы процесса столкновения:
а — принципиальная схема деформируемой части кузова; *б* — основные фазы процесса столкновения

вования методов испытаний устройств индивидуальной защиты с использованием паспортизованных собственных частот и коэффициентов демпфирования кузовов, характеризующиеся повышенной степенью обобщения оценочных критериев безопасности их конструкции.

Негативные последствия повышения степени обобщения результатов, требуемых от проводимых испытаний, — увеличение числа дорогостоящих полномасштабных испытаний, имитирующих дорожно-транспортные происшествия, — устраняются использованием расчетно-экспериментальных методов [3] в случае изменения «типа транспортного средства», вызванного изменением конструкции кузова, рулевого управления, подголовников, креплений сидений, ремней безопасности и характеристик ремней.

Так, основные параметры столкновения заданной системы индивидуальной защиты могут быть определены по паспортизованным ударно-прочностным характеристикам кузова, определяемым аппроксимацией расчетных значений его перемещения в процессе столкновения и текущих значений деформаций, полученных экспериментально. В качестве примера на рис. 1,*а* показана принципиальная схема деформируемой части кузова при испытаниях автомобиля на столкновение с неподвижным препятствием. За условно безопасную скорость удара $v_{у.б}$ для автомобилей классической компоновки и переднеприводных с продольным расположением двигателя принята такая начальная скорость столкновения автомобиля с неподвижным препятствием, при которой максимальная деформация кузова соответствует наименьшему значению разности размеров *a—b* и *c—d*. Эта деформация характеризует основные параметры геометрической структуры кузова. Для переднеприводных автомобилей с поперечным расположением двигателя и автомобилей с расположением двигателя в заднем отсеке лимитирует условно безопасную скорость размер *c—d*. На рис. 1,*б* показаны основные фазы процесса столкновения.

В соответствии с работой [3] этот процесс может быть описан двумя дифференциальными уравнениями, соответствующими фазам удара и упругой отдачи:

$$\ddot{x} + \lambda_1 x \dot{x} + \omega_1^2 x = 0; \qquad (1)$$

$$\ddot{x} + \lambda_2 (x - x_r) + \omega_2^2 (x - x_r) = 0, \qquad (2)$$

где λ_1 и λ_2 — коэффициенты демпфирования кузова соответственно на фазах удара и упругой отдачи;
ω_1 и ω_2 — собственные частоты колебаний кузова на фазах удара и упругой отдачи;
x_r — остаточная деформация.

В таблице приведены параметры геометрической структуры кузовов, их паспортизованные ударно-прочностные характеристики, соответствующие фазам удара и упругой отдачи, основные параметры удара и условно безопасные скорости.

Необходимо отметить, что для паспортизации динамических характеристик кузова с помощью расчетно-экспериментального метода [3] особую роль играет точность исходных данных, полученных из эксперимента. Так, неточность определения момента времени t_1 максимальной деформации кузова приводит к существенным погрешностям при вычислении приведенных к одномассовой системе собственных частот колебаний передней части кузова ω_1 и ω_2 на фазах удара и упругой отдачи, а на коэффициенты демпфирования λ_1 и λ_2 заметное влияние оказывает также и неточность определения максимальной и остаточной деформаций кузова. Например, для кузова с деформацией 520 мм и длительностью первой фазы удара 0,055 с ошибка определения этой длительности на 0,01 с (19,2%) при расчете λ_1 дает ошибку, равную 1400%; ошибка при измерении максимальной деформации на 8% приводит к примерно такой же ошибке при вычислении ω_1 и к ошибке на 50—60% коэффициента демпфирования λ_1.

Из этого следует, что при испытаниях автомобилей на столкновение с неподвижным препятствием точность экспериментального определения длительности фаз столкновения должна быть довольно высокой и что вычисление ω дает более достоверные результаты, чем λ. Математическое моделирование прооцесса удара при паспортизации ударно-прочностных характеристик кузова позволяет выявить случаи, когда экспериментально полученная продолжительность фазы упругой отдачи оказывается меньше, чем у идеальной одномассовой системы, лишенной демпфирования, т. е. выявить недостоверность экспериментально определенных параметров удара на фазе упругой отдачи. Так, например экспериментально определенная продолжительность фазы упругой отдачи (см. таблицу) у моделей автомобилей № 1, 2, 3 составляет 0,01 с. Это меньше, чем у идеальной одномассовой системы, лишенной демпфирования ($\lambda_2 = 0$), продолжительность упругой отдачи которой применительно к параметрам тех же моделей автомобилей составляет 0,034; 0,053; 0,057 с соответственно. Таким образом, полная продолжительность процесса столкновения t_2 для моделей № 1, 2, 3 экспериментально определена неточно, но она не может быть меньше ее расчетного значения (см. таблицу).

Экстраполяция решения уравнений (1) и (2) на случаи столкновений с начальными скоростями, превышающими условно безопасную скорость, теоретически неправомерна, хотя и может использоваться для расчетного определения основных параметров столкновения, если к этому определению не предъявляются высокие требования точности.

Пример такой экстраполяции с использованием паспортизованных ударно-прочностных характеристик кузова модели № 2 для различных начальных скоростей удара показан на рис. 2. Если же для строгого анализа поведения кузова возникнет необходимость решить уравнения (1) и (2) на начальных скоростях удара, превышающих условно безопасную скорость, то эксперимент должен быть проведен на скорости, ее превышающей (в таблице — модель автомобиля № 5).

№ модели автомобиля	Масса, кг	Лимитирующий размер, мм		$\dot{x}_0$, км/ч	Деформация кузова, мм		Время, с		λ_1, 1/м·с	λ_2, 1/м·с	ω_1, 1/с	ω_2, 1/с	$\ddot{x}_{max}$ в долях g	$U_{у.б}$, км/ч
		a—b	*c—d*		x^*_{max}	x^*_r	t^*_1	t^{**}_2						
1	860	—	411	51,58	690	590	0,08	0,09/0,114	12,54	0	17,73	46,35	24,6	45
2	1010	—	428	48,96	448	356	0,07	0,08/0,123	98,0	0	13,25	29,48	30,7	50
3	1100	421	—	48,96	439	348	0,07	0,08/0,127	103,92	0	12,66	27,64	31,3	45
4	1875	—	463	44,64	328	200	0,063	0,080/0,145	191,95	0	11,94	19,15	35,4	>80
5	960	165	—	49,32	236,5	215	0,06	0,152/0,152	473,4	62,5	5,32	17,31	61,2	<30
6	1670	455	—	54,72	325	290	0,045	—/0,07***	204,21	0	20,59	62,55	52,5	>80
7	1550	455	—	49,32	397	350	0,08	—/0,16	160,27	0	6,77	19,8	36,3	60
8	1500	455	—	48,96	412	360	0,08	—/0,154	143,18	0	7,55	21,18	34,1	58

* Расчетные и экспериментальные данные совпадают.
** В числителе приведены экспериментальные данные, в знаменателе — расчетные.
*** В числителе прочерк обозначает, что полное время процесса столкновения экспериментально не зарегистрировано.

Волгоградская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

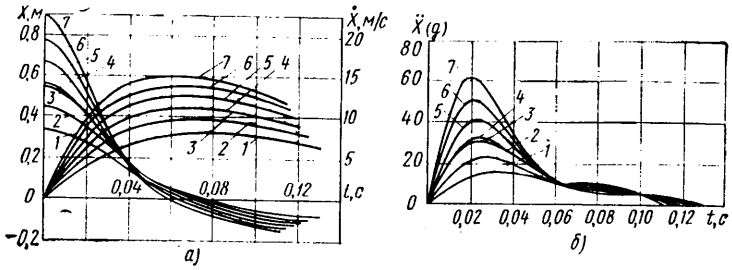


Рис. 2. Определение основных параметров процесса столкновения экстраполяцией решений уравнений (1) и (2) с использованием паспортизованных ударно-прочностных характеристик кузова автомобиля модели № 2 для различных начальных скоростей удара:
1 — 30 км/ч; *2* — 40 км/ч; *3* — базовый эксперимент; *4* — 50 км/ч; *5* — 60 км/ч; *6* — 70 км/ч; *7* — 80 км/ч

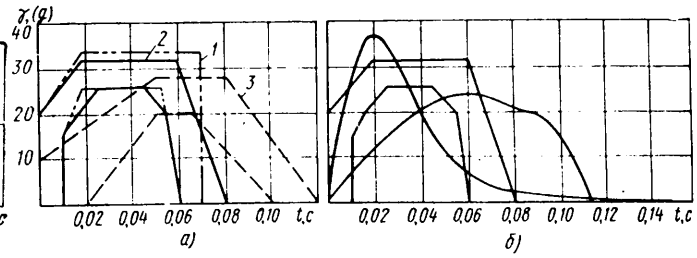


Рис. 3. Несовместимость условий испытаний систем индивидуальной защиты с ударно-прочностными свойствами кузова:
а — нормативная зона замедлений тележки для динамических испытаний систем индивидуальной защиты: *1* — в соответствии с поправкой серии 02 к Правилам ООН № 16 по ремням безопасности; *2* — в соответствии с поправкой серии 03 к Правилам ООН № 16 и директиве ЕЭС № 77/541 по ремням безопасности; *3* — по перспективным предписаниям на системы индивидуальной защиты детей, перевозимых в автомобилях, и взрослых пассажиров при имитации кософронтального столкновения автомобиля с неподвижным препятствием; *б* — наложение расчетных значений замедлений кузовов, полученных с использованием паспортизованных ударно-прочностных характеристик автомобилей моделей № 1 и 2 на нормативную зону замедления испытательной тележки по предписаниям на ремни безопасности

Паспортизация ударно-прочностных характеристик кузовов позволяет отказаться от использования нормативных зон замедлений тележки, установленных для динамических испытаний систем индивидуальной защиты, рассогласованных с ударно-прочностными свойствами кузова. А что такая рассогласованность есть, видно из рис. 3.

На рис. 3,*а* показаны нормативные зоны замедлений тележки в динамических испытаниях по действующим и перспективным предписаниям на системы индивидуальной защиты взрослых пассажиров и детей, перевозимых в автомобилях, а на рис. 3,*б* — наложение расчетных значений замедлений кузовов, полученных с использованием паспортизованных характеристик моделей автомобилей № 1 и 2, на нормативную зону испытательной тележки по утвержденным[1] международным предписаниям на ремни безопасности. В частности, данные, приведенные на рис. 3,*б*, свидетельствуют о значительных фактических расхождениях условий динамических испытаний, принятых для систем индивидуальной защиты, с такими существенными признаками, определяющими тип транспортного средства в отношении ударно-прочностных свойств кузова, как максимальное его замедление, закон изменения замедления по времени и полное время процесса столкновения.

Необходимо отметить также, что и само понятие «тип транспортного средства» в действующих Правилах ООН № 9, 10, 12—15, 17, 21, 26, 32—35, 42 в настоящее время неодинаково и оговаривается особо в каждом из Правил. Следовательно, определение совокупности характеристик, устанавливающих тип транспортного средства, утверждаемого в целом, даже применительно только к ударно-прочностным свойствам кузова и характеристикам системы индивидуальной защиты— не простая задача и до настоящего времени не отработана окончательно.

Из всего сказанного ясно, что проанализировать изменение типа транспортного средства с точки зрения его соответствия тем или иным Правилам довольно трудно, особенно если учесть существующую в практике производственную необходимость внесения конструктивных, технологических изменений, изменений характеристик используемых материалов, передачи объекта производства другому производителю и т. д. В связи с этим такой анализ основывается в настоящее время лишь на экспертных оценках[2], субъективность характера которых даже при высокой квалификации лиц, проводящих экспертизу, неизбежна. Поэтому в ряде случаев требуются повторные испытания для официального переутверждения автомобиля, дополнительные затраты времени, финансовых и трудовых ресурсов.

Между тем паспортизация ударно-прочностных характеристик кузовов легковых автомобилей, имеющих знаки официального утверждения на соответствие Правилам ООН № 12, 14, 17, 32, 33, и накопление экспериментального материала о влиянии уже внесенных конструктивных изменений в тип транспортного средства (отдельно по каждому из этих Правил) на основные параметры столкновения и ударно-прочностные характеристики кузова позволяют избавиться от названных выше трудностей. В том числе:

а) выявить достоверность экспериментального определения основных параметров столкновения автомобиля с неподвижным препятствием на фазе упругой отдачи;

б) установить этапы экспертных решений по изменению типа транспортного средства, поддающихся инженерному обоснованию на объективных критериях и количественных оценках;

в) существенно сузить область принятия субъективных решений о дополнительных разрушающих испытаниях, необходимых для официального переутверждения автомобиля в связи с изменением типа транспортного средства, вызванного изменением характеристик только системы индивидуальной защиты;

г) устранить рассогласованность типовых испытаний систем индивидуальной защиты между собой (рис. 3,*а*) и с типовыми испытаниями ударно-прочностных свойств кузовов, определяемых методом фронтального и кософронтального столкновения автомобиля с неподвижным препятствием (рис. 3,*б*).

«Метод паспортизации» удобен для официальных переутверждений ремней безопасности, безопасных рулевых управлений, подголовников, удерживающих устройств для детей и других систем индивидуальной защиты без проведения полномасштабных разрушающих испытаний автомобиля, утвержденного «в целом».

В заключение можно отметить, что предложенный расчетно-экспериментальный метод определения паспортизованных ударно-прочностных характеристик может быть использован не только для объектов официального утверждения, но и для совершенствования оборудования, применяемого в разрушающих испытаниях автомобилей, в частности, в целях создания подвижного деформируемого барьера для испытаний автомобилей на боковой удар и наезд сзади. Калибровка подвижного барьера по его паспортизованным ударно-прочностным характеристикам позволит имитировать нормированную динамическую «агрессивность» автомобиля, совершающего наезд на разрушаемый объект испытаний, и отказаться от используемых в настоящее время жестких подвижных барьеров, дающих удовлетворительные по сопоставимости результаты только для самых несложных видов разрушающих испытаний на безопасность.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Международные* предписания по безопасности конструкции транспортных средств/Лобова В. М., Немцов Ю. М, Смирнов А. Н., Чухустов Ю. С. — Автомобильная промышленность, 1978, № 11, с. 39—41.

2. *Совершенствование* критериев оценки безопасности конструкции автомобилей/Лобова В. М., Немцов Ю. М., Фотин Р. К., Чухустов Ю. С. — Автомобильная промышленность, 1979, № 6, с. 18—19.

3. *Исследование* динамических характеристик кузовов легковых автомобилей/ Лобова В. М., Фотин Р. К., Гринштейн Ф. В., Чухустов Ю. С. — Автомобильная промышленность, 1979, № 11, с. 11—12.

[1] Соответствуют уже утвержденным директивам ЕЭС и Правилам ООН № 16 с поправкой серии 03.

[2] Право вынесения суждения о существенности изменения типа транспортного средства и принятия решения о проведении дополнительных испытаний остается за административным органом страны, выдавшей официальное утверждение о соответствии автомобиля тем или иным Правилам ООН.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.113.012.83-192:629.114.5

Оценка работоспособности резино-кордной оболочки пневмобаллонов И-02 для автобусов

В. Г. ЦЫСС

НИКТИ шинной промышленности

Наиболее важными показателями надежности резино-кордных оболочек (РКО) пневматических подвесок транспортных средств являются безотказность и долговечность. Зависимость этих показателей от времени, а также их взаимосвязь определяются законами распределения наработки на отказ.

Представляет интерес определение работоспособности пневматических подвесок при различных законах распределения наработки на отказ. Предварительный анализ работоспособности пневмобаллонов размера 300—200 модели И-02, устанавливаемых на автобусах ЛИАЗ-677, показал, что при оценке их надежности можно использовать следующие законы распределения наработки на отказ: нормальный, логарифмически-нормальный и Вейбулла (при параметре формы $m>1$).

Кроме того, была проанализирована ходимость этих пневмобаллонов, эксплуатировавшихся в течение двух лет. Пробег автобусов ЛИАЗ-677 за год с испытываемыми РКО составил в среднем 69 200 км (минимальный пробег до отказа пневмобаллонов 18 200 км, а максимальный — 90 300 км). Было испытано 420 пневмобаллонов.

На основании обработки экспериментальных данных методом математической статистики [1—3] на ЭЦВМ «Наири» оценен срок службы резино-кордных оболочек пневмобаллонов И-02 при различных законах распределения наработки на отказ. Результаты расчетов приведены в таблице.

Закон распределения наработки пневмобаллонов на отказ	Срок службы пневмобаллонов τ, мес.	Среднеквадратичное отклонение срока службы σ_τ, мес.	Коэффициент корреляции r
Нормальный	46,100	24,530	0,9766
Логарифмически-нормальный	44,162	21,0397	0,9954
Вейбулла	45,071	22,3296	0,9958

По рассмотренным в таблице законам распределения наработки РКО на отказ в полученном интервале времени работы резино-кордных оболочек получены близкие между собой значения сроков их службы (в среднем 45 месяцев). Результаты расчета хорошо согласуются с данными, полученными в результате эксплуатации РКО в составе пневматической подвески автобуса ЛИАЗ-677. Согласно этим данным установлено, что срок службы пневмобаллонов модели И-02 в среднем три с половиной года.

Работоспособность РКО оценивают также по характеристикам надежности: вероятности безотказной работы $P(t)$, частоте отказов $\omega(t)$, интенсивности отказов $\lambda(t)$.

Для аппроксимации эмпирических законов распределения наработки РКО на отказ можно рекомендовать использование наиболее простого теоретического нормального закона распределения.

Наработка указанных РКО по данным эксплуатации рассчитана в среднем на 69 200 км, а величина гарантийной наработки оболочек по ТУ 381 0496—72 установлена 50 000 км. Это позволяет сделать вывод об удовлетворительных эксплуатационных качествах резино-кордных оболочек модели И-02, применяющихся в пневматической подвеске отечественных автобусов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Шор Я. Б., Кузьмин Ф. И.* Таблицы для анализа и контроля надежности. М.: Советское радио, 1968.
2. *Митропольский А. К.* Техника статистических вычислений. М.: Наука, 1971.
3. *Демидович Б. П., Марон И. А.* Основы вычислительной математики. М.: Наука, 1970.

УДК 629.113-598.001.57

Моделирование процесса торможения автомобиля с противоблокировочной системой

Д-р техн. наук Г. М. КОСОЛАПОВ, канд. техн. наук А. А. РЕВИН, Ю. Я. КОМАРОВ

Волгоградский политехнический институт

Тормозные стенды [1] для испытания противоблокировочных тормозных систем в большинстве случаев не оборудованы устройствами, которые могут приближать условия стендовых испытаний к дорожным. Это не дает возможности всесторонне оценивать применяемую противоблокировочную систему. Кроме того, высокая стоимость стендов и большие габаритные размеры ограничивают область их использования.

В Волгоградском политехническом институте разработана и создана комплексная моделирующая установка [2], на которой воспроизводятся условия, максимально приближенные к реальным, для испытания противоблокировочных тормозных систем.

Применение установки позволяет существенно сократить затраты на проведение дорожных испытаний и сроки внедрения противоблокировочной тормозной системы в серийное производство, а также дает возможность диагностировать техническое состояние автомобиля [3].

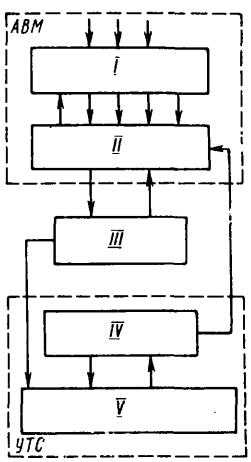


Рис. 1. Блок-схема моделирующей установки:
I — математическая модель автомобиля; *II* — математические модели колес автомобиля; *III* — преобразователь напряжения; *IV* — физическая модель тормозной системы; *V* — натурные агрегаты реальной противоблокировочной системы

При испытаниях на комплексной моделирующей установке учитываются влияние: динамического перераспределения нормальных нагрузок на колесах автомобиля в продольном и поперечном направлениях, взаимодействия колеса с дорожной поверхностью, характеристик подвески и структурной схемы установки противоблокировочной системы на динамику торможения автомобиля.

На рис. 1 приведена блок-схема установки, состоящей из аналоговой вычислительной машины (АВМ), на которой набираются математические модели автомобиля и его тормозных колес [4], универсального тормозного стенда (УТС) [5] с реальной исследуемой противоблочной системой и блока функциональной связи (преобразователя напряжения) вычислительной машины с тормозным стендом.

Комплексная моделирующая установка снабжена контрольно-измерительной и регистрирующей аппаратурой, включающей в себя тензоусилитель «Топаз-1», виброаппаратуру ВИ6-6ТП, светолучевой осциллограф НО41У. Визуальный контроль за рабочими процессами осуществляется при помощи электронно-лучевых индикаторов типа С1-79, приборов АВМ и универсального тормозного стенда.

На установке исследовали динамику торможения легкового автомобиля малого класса с шинами 165—330 (6,45—13), масса которого составляла 1450 кг, база — 2,4 м, колея — 1,25 м, высота центра масс — 0,6 м. Математические модели автомобиля и его колес с коэффициентами, рассчитанными по приведенным параметрам, реализованы на аналого-вычислительном комплексе, состоящем из АВМ ЭМУ-10 и трех АВМ МН-7М. На универсальном тормозном стенде собран реальный гидро-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

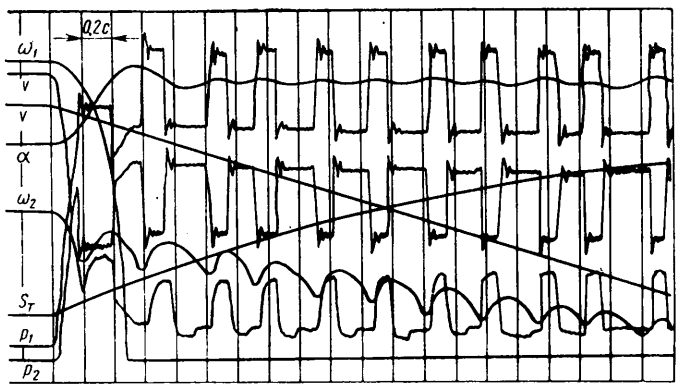


Рис. 2. Осциллограмма процесса торможения автомобиля с противоблокировочной системой

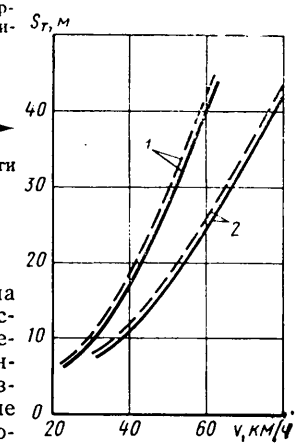


Рис. 3. Зависимость тормозного пути от скорости начала торможения

привод тормозов с натурными агрегатами исследуемой противоблокировочной системы.

На рис. 2 приведена осциллограмма процесса торможения автомобиля с противоблокировочной системой гидростатического типа, полученная на комплексной моделирующей установке (скорость начала торможения 80 км/ч, дорожная поверхность — сухой асфальт). Противоблокировочная система с электронным логическим блоком НИИавтоприборов — КЗАМЭ (г. Калуга) и модуляторами производственного объединения «ИЖМАШ» установлена по зависимой схеме на заднем мосту автомобиля.

Как видно из осциллограммы, увеличение давления в передних p_1 и задних p_2 тормозных цилиндрах сопровождалось ростом продольного замедления центра масс автомобиля $\dot{v}$. При этом перераспределялись нормальные реакции на колесах в продольной плоскости, вследствие чего происходило опережающее по сравнению с передними вхождение в юз колес задней оси автомобиля. Начало торможения характеризуется резким дифферентом подрессоренных масс α — «клевком» автомобиля. Работа противоблокировочной системы на задних колесах автомобиля обусловливает характерное изменение угловой скорости задних колес ω_2 при регулировании давления рабочего тела p_2. Отсутствие частичного юза при торможении ($\omega_2 > 0$) свидетельствует о качественной работе противоблокировочной системы.

Срабатывание данной системы на заднем мосту вследствие особенности схемы исследуемого гидропривода отражается на величине давления p_1 в рабочих тормозных цилиндрах передних колес, что приводит к увеличению интенсивности вхождения в юз передних колес и к падению их угловой скорости ω_1 до нуля. Пульсация давления p_1 на передних колесах объясняется взаимным влиянием ветвей гидростатического тормозного привода при срабатывании модуляторов.

Для исследуемого процесса характерна неравномерность изменения продольного замедления центра масс автомобиля при срабатывании противоблокировочной тормозной системы. Это отражается на колебании дифферента α подрессоренных масс в процессе торможения.

Разработан метод определения точности работы комплексной моделирующей установки, основанный на сравнении результатов, полученных расчетом и при стендовых испытаниях для математической модели автомобиля, с одним из вариантов противоблокировочной системы на ЭЦВМ ЕС-1020. Необходимые исходные данные для расчета определяли из осциллограммы стендовых испытаний. Величина разницы полученных результатов не превышала 5%, что свидетельствовало о высокой точности.

Чтобы оценить возможность применения установки для испытаний противоблокировочных тормозных систем, были проведены дорожные испытания автомобиля ИЖ-2125, оборудованного теми же агрегатами противоблокировочной системы, которые использовались при стендовых исследованиях.

На рис. 3 приведены результаты стендовых (сплошные линии) и дорожных (штриховые линии) испытаний исследуемого автомобиля с противоблокировочной системой по тормозному пути $S_т$ на мокром (кривая *1*) и сухом (кривая *2*) асфальтированном шоссе. Полученные зависимости свидетельствуют о том, что результаты стендовых и дорожных испытаний мало отличаются. Это подтверждает возможность использовать комплексную моделирующую установку для испытания противоблокировочных тормозных систем.

Предварительно проведенный расчет эффективности комплексной моделирующей установки показал, что при ее эксплуатации может быть получен значительный экономический эффект.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Испытания* автомобилей / В. Б. Цимбалин, В. Н. Кравец, С. М. Кудрявцев и др. М.: Машиностроение: 1978. 199 с.

2. *Косолапов Г. М., Ревин А. А., Комаров Ю. Я.* — «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1978, № 8 (Авт. св. № 595650).

3. *Ревин А. А., Комаров Ю. Я.* Применение универсального тормозного стенда для диагностики технического состояния АБС. — Межвузовский сб. науч. трудов «Новые методы и средства диагностики технического состояния, технического обслуживания и текущего ремонта автомобилей». Волгоград, 1977, с. 52—57.

4. *Косолапов Г. М., Комаров Ю. Я., Ревин А. А.* Математическая модель автомобиля с противоблокировочной системой для комплексной моделирующей установки. — Межвузовский сб. науч. трудов «Динамика колесных и гусеничных машин». Волгоград, 1979, с. 14—21.

5. *Стенд* для исследования антиблокировочных систем / Ю. Я. Комаров, А. А. Ревин и др. — Сб. науч. трудов ВПИ «Динамика колесно-гусеничных машин». Волгоград, 1975, с. 37—43.

УДК 629.113.073:656.13.052.444:656.13.08

Надежность управления автомобилем при торможении

Канд. техн. наук А. Д. ДАВЫДОВ, О. В. МАЙБОРОДА

Центральный научно-исследовательский автополигон НАМИ

АНАЛИЗ дорожно-транспортных (ДТП) происшествий, проводимый в различных странах, показывает, что значительное число случаев потери устойчивости управления (примерно половина общего количества ДТП) имеет место при торможении (как на скользких, так и на сухих дорогах).

Надежность управления автомобилем в процессе торможения зависит не только от эффективности тормозов [1], но и от устойчивости автомобиля в процессе торможения, возможностей водителя регулировать тормозную силу и корректировать возникающие отклонения траектории автомобиля и его курсового угла.

В реальных условиях эксплуатации автомобиля при возникновении ситуации, требующей замедления движения, водитель нажимает на педаль тормоза с усилием $P_{пед}$, которое соответствует, по его представлению, необходимой величине замедления j, т. е. водитель выполняет роль регулятора с определенным коэффициентом передачи k_{Pj}, представляющего собой отношение величины усилия на педали $P_{пед}$ к замедлению автомобиля j.

Обратная этому отношению величина является коэффициентом передачи автомобиля, который характеризует чувствительность автомобиля по замедлению к изменению усилия на педали тормоза.

Следовательно,

$$\frac{k_{Pj}}{g} = \frac{j}{g P_{пед}} = \frac{q_x}{P_{пед}} = k_{Pqx},$$

где k_{Pqx} — коэффициент передачи, $Н^{-1}$.

Величина удельного замедления $q_x = j/g$ близка по своему численному значению величине удельной тормозной силе $\gamma_т$, которую можно определить по результатам испытаний на стенде.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Коэффициент передачи тормозной системы определяется из выражения $k=\gamma_т/P_{пед}$, $Н^{-1}$ и соответствует коэффициенту передачи автомобиля k_{Pqx}, а также характеризует степень отклонения удельной тормозной силы $\gamma_т$, т. е. сигнала на выходе системы «водитель — автомобиль», от входной величины — усилия на тормозной педали.

Экспериментально доказано [2], что существуют оптимальные значения коэффициентов передачи, при которых свойства объекта управления становятся оптимальными для водителя. Это означает, что водитель будет нажимать на педаль тормоза с усилием, которое вызывает необходимое в данной ситуации замедление. Если величина $k_т$ меньше оптимального значения, то усилие $P_{пед}$, соответствующее оптимальному значению $k_т$, вызовет меньшую величину замедления, и наоборот. Это явление в определенных дорожных условиях может снизить надежность управления автомобилем больше, чем увеличение тормозного пути при низких значениях $k_т$. Например, при служебных торможениях в потоке автомобилей увеличение замедления против требуемого приводит к распространению вдоль потока своего рода «ударной волны» нарастания замедления, что увеличивает вероятность наездов сзади. При торможении на дороге с низким коэффициентом сцепления и большой величине $k_т$ возникает блокирование колес, что вызывает потерю чувствительности автомобиля к повороту рулевого колеса и может привести к потере курсовой устойчивости. Очевидно, что интенсивность процессов, связанных с потерей курсовой устойчивости и управляемости автомобиля, увеличивается с ростом тормозной силы. Поэтому увеличение $k_т$ выше оптимальных значений должно при тех же условиях ухудшать курсовую устойчивость, или точность движения по заданной траектории. Для проверки этого были проведены испытания автомобиля категории M_1 (с включенным и отключенным усилителем тормозов) и автомобилей категорий M_1, M_2, M_3 и N_2 с тормозными системами различных конструкций. Категории автомобилей указаны в соответствии с нормативными документами ЕЭК ООН.

Испытания включали определение характеристик тормозной системы на стенде и при торможении на заданном прямолинейном участке пути при одинаковых коэффициентах сцепления под колесами обеих сторон автомобиля и при разнице в коэффициентах сцепления примерно в два раза (испытание «микст»), а также при торможении на повороте.

Полученная при стендовых испытаниях зависимость $\gamma_т$ от $P_{пед}$ для различных типов тормозных систем в общем случае имеет нелинейный характер. Следует учитывать, что при оборудовании автомобиля регулятором тормозных сил существенное влияние на характер указанной зависимости будет оказывать нагрузка на ось.

Для тормозных систем легковых автомобилей эта зависимость имеет характер, близкий к линейному в интервале величины усилий на педали 0—150 Н (для систем с усилителем) и 0—350 Н (для систем без усилителя), что практически охватывает бо́льшую часть рабочего диапазона усилий в различных условиях эксплуатации. Величина $k_т$ определяется как тангенс угла наклона касательной к кривой зависимости $\gamma_т=f(P_{пед})$.

Значения коэффициентов передачи для тормозных систем по результатам стендовых испытаний автомобилей малого класса, специально подготовленных для участия в спортивных соревнованиях (автомобили № 1, 2, 3), приведены в табл. 1.

Таблица 1

Автомобиль	Значения $k_т \cdot 10^{-3}$, $Н^{-1}$	
	с усилителем	без усилителя
№ 1	7,65	1,84
№ 2	9,69	2,04
№ 3	6,33	2,04

По результатам стендовых испытаний можно отметить, что для тормозных систем испытанных автомобилей характерно наличие зоны нечувствительности (отсутствие тормозных сил на колесах) в диапазоне усилий на тормозной педали от 0 до 20—8 Н.

Для тормозных систем с усилителем характерны бо́льшие значения коэффициента передачи $k_т$, которые предопределяют резкое возрастание тормозных сил на колесах при относительно малом увеличении усилия на педали. Так, на испытанных автомобилях после момента срабатывания тормозов приращение усилия $P_{пед}$ на 60—100 Н соответствует удельной тормозной силе $\gamma_т=0{,}6$, что близко к значению при блокировании колес на дороге даже с сухим асфальтовым покрытием.

Для торможения на прямом участке дороги использовались разметка в виде полосы движения шириной 3,5 м, что соответствует параметрам дороги III категории по СНиП II-Д5-72. Участок торможения и препятствие, ограничивающее его длину, обозначались резиновыми сегментами, устанавливаемыми по границам полосы движения с шагом 4 м. При испытании «микст» автомобиль двигался левыми колесами по мокрой брусчатке (коэффициент сцепления $\varphi \approx 0{,}3 \div 0{,}35$), правыми — по мокрому асфальтобетону ($\varphi \approx 0{,}7$). Скорость на входе регистрировалась с помощью фотостворов и хронографа «Омега». Начальная скорость торможения на прямом участке дороги автомобиля категории M_1 равнялась 105 км/ч.

Водитель начинал торможение в момент пересечения передними колесами границы тормозного участка. В испытаниях моделировался процесс реального торможения, так как при подъезде к участку испытаний водитель видел расстояние до препятствия и в соответствии с этим управлял замедлением автомобиля. При этом он стремился тормозить с минимально возможным средним замедлением, при котором полностью используется длина тормозного участка $S_т$ с точностью $\Delta S_т{}^{+1}_{-0}$. Потерей устойчивости управления при торможении считалось пересечение границ полосы движения или наезд на препятствие. Запас курсовой устойчивости $A_{уст}$ при торможении оценивался водителем по пятибалльной шкале оценок.

Оценка «1» соответствует потере курсовой устойчивости при развороте автомобиля на полосе. Оценка «3» — сохранение устойчивости требует от водителя корректирующих поворотов рулевого колеса на максимально возможный угол. Оценка «5» — хорошая устойчивость, когда корректировать занос нет необходимости.

Длина остановочного пути изменялась от 60 до 150 м с шагом 10 м, что соответствует изменению ситуации от потери устойчивости управления до плавного замедления. Последовательность изменения остановочных путей при испытаниях определялась с помощью ряда случайных чисел.

Испытание при одинаковом коэффициенте сцепления под колесами обеих сторон автомобиля позволяет оценить влияние $k_т$ на плавность регулирования замедления. Испытания проводились на автомобиле № 1 с включенным и отключенным усилителем тормозов. При анализе результатов (рис. 1) были использованы критерии, принятые при оценке качества регулирования в автоматике: время достижения замедления 60% величины от установившегося значения —T; величина перерегулирования замедления относительно установившегося значения $\Delta j=j_{max}-j_{уст}$; величина перерегулирования усилия на педали относительно среднего значения $\Delta P_{пед}=P_{пед\,max}-P_{пед.уст}$.

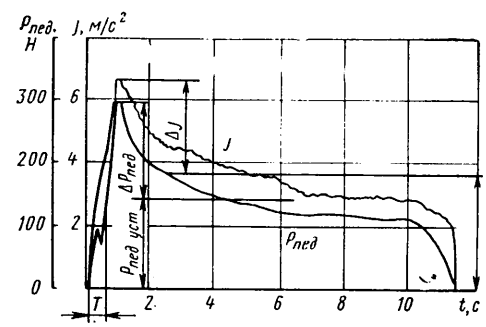


Рис. 1. Характер изменения замедления автомобиля j и усилия на тормозной педали $P_{пед}$ от времени торможения t

Для вычисления $j_{уст}$ была использована формула, рекомендованная ОСТ 37.001.016—70:

$$S_т = V_0\left(\tau_с + \frac{\tau_н}{2}\right) + \frac{V_0^2}{2j_{уст}} - \frac{j_{уст}\,\tau_н^2}{24}.$$

Тогда $P_{пед\cdot уст}=j_{уст}/k_{Pqx}g$.

Для определения k_{Pqx} была построена осредненная зависимость $j=f(P_{пед})$. Результаты вычислений приведены в табл. 2.

Таблица 2

Тормозной привод	k_{Pqx}, 1/Н	Δj, м/с²	T, с	$\Delta\overline{P}_{пед}$, Н
Без усилителя	$2{,}1\times10^{-3}$	0,62	0,37	55
С усилителем	$8{,}2\times10^{-3}$	1,08	0,29	21,6

Анализ данных, приведенных в табл. 1 и 2, позволяет сделать следующие выводы:

значения $k_т$ и k_{Pqx} практически равны, что позволяет использовать стендовые испытания для определения k_{Pqx};

плавность регулирования замедления без усилителя почти в два раза выше (см. разницу в $\overline{\Delta j}$).

3* Зак. 655

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Возможность более плавного регулирования замедления объясняется тем, что при меньших значениях k_{Pqx} водитель может работать с большей ошибкой $\Delta P_{пед}$. Кроме того, бо́льшая величина T при отсутствии усилителя позволяет лучше контролировать соответствие усилия на педали величине, необходимой для получения заданной интенсивности торможения.

При испытании «микст» возникает поворачивающий момент, вызывающий отклонение автомобиля от заданной траектории и создающий опасность потери курсовой устойчивости. Для предотвращения этого водитель растормаживает колеса и корректирует рулем движение автомобиля. Из рис. 2 видно, что потеря устойчивости управления как при испытаниях с усилителем, так и при его отключении происходит при запасе курсовой устойчивости, равном 3 баллам. При этом минимальный остановочный путь с усилителем получается равным 100 м, без усилителя — 83 м. Полученные в предыдущем испытании данные позволяют объяснить эти результаты. Уменьшение запаса курсовой устойчивости пропорционально величине замедления. При наличии усилителя (кривая *1*) амплитудное значение замедления для одинаковых значений $S_т$ получается выше, чем без усилителя тормозов (кривая *2*), что приводит к необходимости более раннего растормаживания. Это снижает среднее замедление по сравнению с автомобилем без усилителя.

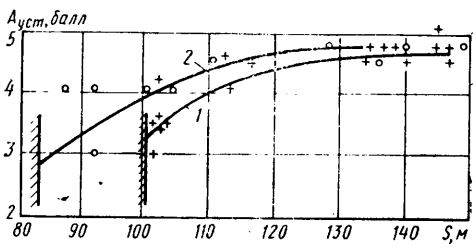


Рис. 2. Оценка запаса курсовой устойчивости $A_{уст}$ при испытаниях «микст» автомобиля категории M_1

Проведенные испытания устойчивости управления при торможении на прямой позволяют сделать вывод о повышении надежности управления автомобилем при уменьшении k_{Pqx} с $8{,}2\times10^{-3}$ до $2{,}1\times10^{-3}$, 1/Н.

Испытание «Торможение на повороте» проводилось на площадке с ровным асфальтобетонным покрытием, размеченной в соответствии с требованиями к выполнению маневра «поворот» [3].

После определения предельной скорости входа в поворот $v_{пр}$ торможения на повороте проводятся с начальной скоростью, близкой к $v_{пр}$ для данного автомобиля. Участок полосы движения, на котором производится торможение, ограничивается установкой резиновых сегментов на центральном угле $\varphi_т=90°$. Управление тормозами и рулем аналогично действиям водителя при испытаниях на прямом участке дороги. Регистрируется величина скорости на участке входа. При выполнении маневра «торможение на повороте» водитель также дает оценку курсовой устойчивости автомобиля.

Таблица 3

Категория автомобиля	Тип тормозной системы	$v_{пр}$, км/ч	$v_т$, км/ч	$v_{расч}$, км/ч	$v_т/v_{пр}$	$v_т/v_{расч}$	Оценка курсовой устойчивости при торможении, балл
M_1	С гидроприводом, дисковыми передними и барабанными задними тормозными механизмами	78,5	80,5	98	1,02	0,82	5
M_1	С гидроприводом и барабанными тормозными механизмами	77	78	98	1,01	0,80	3,5
M_2	То же	62	66	87,5	1,06	0,75	4
M_3	С пневмогидравлическим приводом	61	66	91,5	1,08	0,72	5
N_2	С пневмоприводом	53,5	60	87,5	1,12	0,69	4

Выполнение маневра «торможение на повороте» автомобилей различных категорий позволило определить влияние типа рабочей тормозной системы на устойчивость управления. В табл. 3 приведены величины предельных скоростей $v_{пр}$ прохождения «поворота» $R_п=35$ м без торможения, максимальные начальные скорости торможения $v_т$, расчетные начальные скорости торможения $v_{расч}$ в соответствии с требованиями ОСТ 37.001.016—70 для автомобилей указанных категорий при величине тормозного пути, равной длине траектории от момента начала торможения до установленного препятствия. В таблице даны также соотношения характерных скоростей и оценка курсовой устойчивости автомобилей в баллах.

Анализ приведенных данных показывает, что наиболее полно величина тормозной силы используется у автомобилей, имеющих наименьшую продолжительность цикла «торможение — растормаживание», так как соотношение $v_т/v_{расч}$ для рабочей тормозной системы с пневмоприводом увеличивается от 0,69 до 0,82 с гидроприводом и передними дисковыми тормозами.

При торможении на повороте имеют место два противоположных процесса: в результате замедления автомобиля уменьшается центробежная сила, что дает возможность увеличить скорость в момент входа в поворот; с другой стороны, часть силы сцепления расходуется на создание замедления в продольном направлении, что уменьшает максимально возможную величину центростремительного ускорения и способствует снижению начальной скорости выполнения маневра.

Как видно из данных, приведенных в табл. 3, для автомобилей категории M_1 указанные процессы являются практически равноценными, так как $v_{пр}\simeq v_т$.

Увеличение соотношения $v_т/v_{пр}$ для автомобилей более тяжелых категорий объясняется тем, что $v_{пр}$ для них определяется опасностью опрокидывания, сила сцепления шин с дорогой при выполнении маневра «поворот» используется не полностью и, следовательно, может быть реализована при торможении.

Выполнение торможения на повороте позволяет выявить влияние конструктивных параметров на курсовую устойчивость автомобиля. Например, легковой автомобиль с дисковыми передними тормозами, имеющий лучшее соотношение тормозных сил на передних и задних колесах, по сравнению с автомобилем, оборудованным барабанными тормозами, имеет более высокую оценку курсовой устойчивости, так как водителю первого автомобиля приходится затрачивать меньшее усилие для удержания его на полосе движения. Таким образом, проведение испытаний только по определению эффективности тормозов на современном этапе развития автомобилестроения является недостаточным, необходимо проведение исследований устойчивости управления автомобилем при торможении с целью совершенствования конструкции тормозных систем и повышения надежности функционирования системы «водитель — автомобиль».

Неправильный выбор коэффициента передачи «усилие на педали — замедление R_{Pqx} приводит к снижению надежности управления при торможении. Данные испытаний позволяют рекомендовать в качестве первого приближения значения k_{Pqx} в диапазоне $(2{,}0\div4{,}0)\times10^{-3}$ Н$^{-1}$.

В повышении надежности управления при торможении большую роль играет уменьшение траекторных отклонений и увеличение запаса курсовой устойчивости, что требует осуществления определенных конструктивных решений: установка регуляторов тормозных сил, применение передней подвески с отрицательным плечом обкатки, подбор передаточного числа рулевого управления и т. п.

Использование торможения на повороте в аварийных ситуациях целесообразно прежде всего для автотранспортных средств, имеющих пониженный запас устойчивости против опрокидывания.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Исследование* устойчивости автопоездов при торможении вспомогательной тормозной системой / И. В. Балабин, А. Д. Давыдов, В. И. Сальников, Ю. П. Шевелкин. М. НИИНавтопром, 1977, 42 с.
2. *Фресс П., Пиаже К. Е.* Экспериментальная психология: М.: Прогресс, 1966. 428 с.
3. *Майборода О. В., Давыдов А. Д., Носенков М. А.* Требования к показателям управляемости легковых автомобилей в испытаниях «поворот». — В сб.: Конструкции автомобилей, № 2, М.: НИИНавтопром, 1977, с 14—19.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

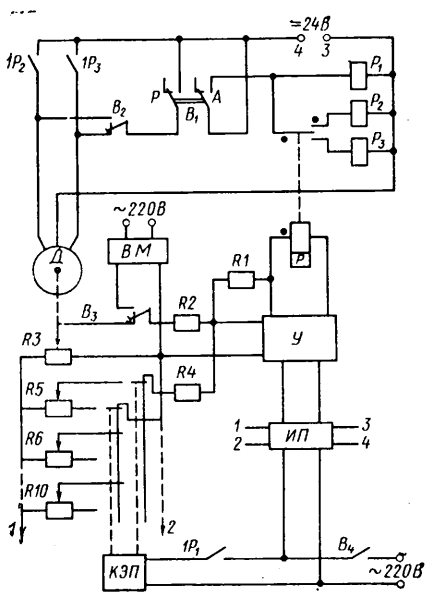
УДК 621.43.001.4:629.113

Программное управление дроссельной заслонкой при испытании двигателей внутреннего сгорания

А. Б. АГРАНОВИЧ, Ю. Н. ФИЛИН

НАМИ

При испытании двигателей внутреннего сгорания следует довольно часто изменять подачу топлива дистанционно с пульта управления и по определенной программе во времени. Так, например, в соответствии с ОСТ 37.001.070—75 положение дроссельной заслонки должно обеспечивать заданное разрежение во впускной трубе двигателя в диапазоне до $405 \cdot 10^3$ МПа при работе двигателя в течение определенного времени. Переход с одного режима на другой должен длиться не более 2 с.



В соответствии с изложенным, в НАМИ разработано программное устройство управления дроссельной заслонкой при испытании двигателей. Устройство (см. рисунок) состоит из электродвигателя *Д*, командного электропневматического прибора *КЭП* и системы управления, представляющей собой следящий электропривод с обратной связью по положению дроссельной заслонки или с внешней обратной связью, например, по разрежению во впускной трубе испытуемого двигателя.

Электродвигатель *Д* типа МЗК-2 постоянного тока мощностью 50 Вт рассчитан на напряжение 27 В. Двигатель соединен с редуктором, выходной вал которого выполняет роль привода дроссельной заслонки и соединен с потенциометром обратной связи по положению *R3*.

Командный электропневматический прибор типа КЭП-12У имеет 12 пар контактов, у которых момент включения и выключения настраивается в соответствии с циклом испытаний. Эти контакты включаются и выключаются подвижными кулачками, закрепленными на вращающемся валике. Привод валика осуществляется через многоступенчатый вариатор-редуктор от синхронного однофазного двигателя. Командный электропневматический привод последовательно подключает к схеме управления потенциометры *R5*, *R6*, ..., *R10*.

Напряжение питания 220 В подается на схему управления тумблером B_4. Источник питания *ИП* обеспечивает питание усилителя *У* системы УБСР типа УПТ-3, цепи задающих сопротивлений (точки *1* и *2*), цепи питания двигателя (точки *3* и *4*), реле P_1 (реле автоматического режима работы), P_2, P_3 (реле открытия и закрытия дроссельной заслонки). Тумблер B_1 в положении *А* обеспечивает включение реле P_1 и работу схемы в следящем режиме, а в положении *Р* — ручное дистанционное управление исполнительным механизмом *Д*, которое осуществляется тумблером B_2. Тумблером B_3 переключается обратная связь по положению *R3* или от вакуумметра *В* (типа ВП-4-VI) с пределом измерения от 0,06 до 0 МПа.

В следящем режиме сигнал обратной связи и задающий сигнал с потенциометров *R5*, *R6*, ..., *R10* поступает через сопротивления *R2* и *R4* на вход усилителя *У*. Подбором сопротивления обратной связи *R1* регулируется чувствительность усилителя. В случае разницы сигналов и в зависимости от ее полярности включается поляризованное реле *Р*, которое своими контактами включает реле *Р2* или *Р3*. Эти реле своими контактами включают электродвигатель *Д*, и он вращается до тех пор, пока разница в сигналах не станет равной нулю.

Описанное устройство с 1977 г. применяется при испытании двигателей внутреннего сгорания на токсичность отработавших газов. В работе оно показало высокую надежность. Устройство собрано в основном из готовых элементов, серийно выпускаемых отечественной промышленностью, и используется для программного управления расходом воздуха при испытании воздушных фильтров или для решения аналогичных задач.

УДК 621.833-192.001.5

Анализ долговечности «укороченных» косых зубьев при нагружении их по разным контактным линиям

М. С. ТЕЛЕНЧЕНКО, Н. И. ЮРУЦ, В. В. ТЕЛЕНЧЕНКО

Минский тракторный завод им. В. И. Ленина

В эксплуатации наблюдаются три характерных вида поломок косых зубьев: скол вершин зубьев, поломки по основанию и косому сечению [1; 2]. Но известно: смещение зубчатых колес, работающих в режиме нереверсивной передачи, относительно друг друга в осевом направлении может привести к увеличению долговечности последних [3].

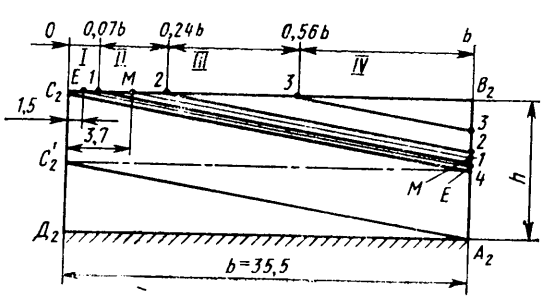


Рис. 1

Для определения зон зуба, в пределах которых может произойти та или иная поломка, а также изгибной прочности при нагружении по разным контактным линиям испытаны «укороченные» косые зубья на гидропульсаторе. Косозубые колеса, изготовленные из хромоникелевой цементуемой стали, имели следующие параметры: $b=35{,}5$ мм, $m_n=5$ мм, $\beta=22°$.

Для выявления вида и характера поломок проводились испытания рабочей пары в специальном приспособлении, причем в процессе испытаний задавались различные фазы зацепления. Изгибная прочность зуба определялась на приспособлении, позволявшем испытывать только один зуб при его нагружении по любой, заранее заданной контактной линии, причем электронным прибором [4] контролировалось место и начало образования усталостной трещины.

В результате анализа около 100 поломок зубьев под циклической нагрузкой было установлено четыре зоны (рис. 1). При нагружении зуба в первой зоне ($C_2\ C_2 1\ 1A_2$) происходят поломки только по основанию зуба. В случае приложения нагрузки во второй зоне (*1221*) происходят поломки как по основанию зуба, так и по косому сечению. Нагружение зуба

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

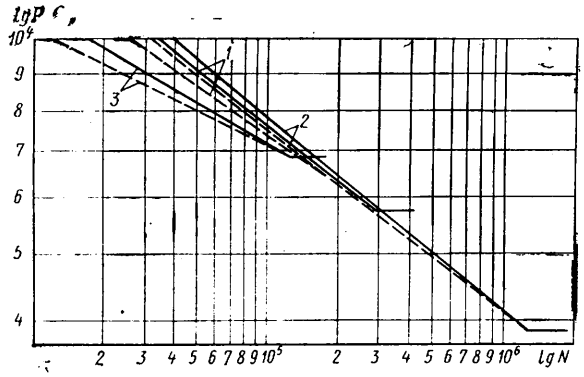


Рис. 2

в третьей зоне (*2332*) приводит к поломкам его по косому сечению, а нагружение зуба в четвертой зоне (*3В₂3*) — к сколу вершин зуба. Как показали испытания, поломки при циклическом приложении нагрузки и при статическом нагружении являются примерно идентичными, если нагрузка прикладывалась по одной и той же контактной линии. Следует отметить, что при испытании рабочей пары зубчатых колес не наблюдалось поломок зубьев при нагружении их в зоне $Д_2C_2'A_2$, так как раньше наступали поломки других, находящихся в зацеплении зубьев.

При исследовании изгибной прочности были выбраны три контактные линии: линия C_24, выходящая из вершины (кривые *1*, рис. 2) зуба; линия *EE*, при нагружении по которой вероятность зарождения трещины как со стороны одного, так и со стороны другого торца примерно одинакова (кривые *2*, рис. 2); линия *MM*, отстоящая от вершины зуба на расстоянии $\Delta = 2m_n \sin\beta$ [3] (кривые *3*, рис. 2). Расстояния от вершины зуба для контактных линий *EE* и *MM* составили соответственно 1,5 и 3,7 мм. Средневероятностные усталостные кривые, построенные по результатам испытаний для трех вышеуказанных контактных линий по началу усталостной поломки (штриховые линии) и до полной поломки косого зуба, показаны на рис. 2 (по оси ординат отложены логарифмы нагрузок от нулевого цикла). Обработка результатов испытаний проводилась по методике [5] с использованием ЭЦВМ «НАИРИ-К».

Имея средневероятностные усталостные кривые для разных контактных линий и зная условие распределения действующей нагрузки между находящимися в зацеплении зубьями, можно достоверно прогнозировать и оценивать долговечность косозубой зубчатой передачи.

Так, к примеру, на рис. 3 графически представлена зависимость долговечности зубьев для трех контактных линий от величины интенсивности нагрузки *q* при условии пропорционального деления действующей нагрузки между находящимися в зацеплении зубьями.

Зависимость отношения *K* долговечности зуба при нагружении его по контактной линии *EE* (рис. 1) к долговечности зуба при нагружении по контактной линии C_24 (рис. 1) как по началу образования трещины (штриховая линия), так и по полной поломке (сплошная линия) с учетом пропорционального деления нагрузки между зубьями (4) показана на рис. 4.

Необходимо отметить, что при нагружении по контактной линии C_24 (рис. 1) зарождение трещины начиналось в районе точки $Д_2$; при нагружении по контактной линии *EE* — как в районе точки $Д_2$, так и в районе точки A_2; при нагружении по контактной линии *MM* — только в районе точки A_2.

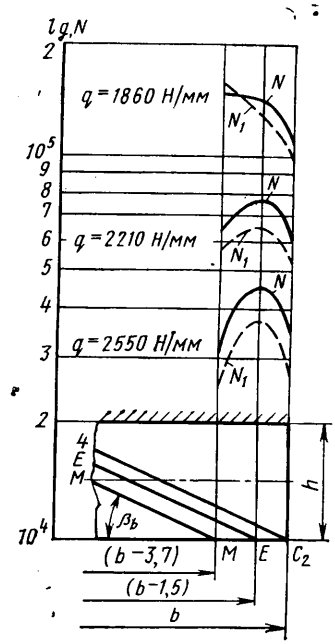


Рис. 3

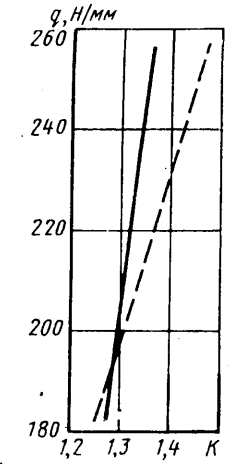


Рис. 4

Проведенный анализ эксплуатационных поломок вышеуказанных «укороченных» зубьев показал что, усталостная трещина зарождалась со стороны торца $C_2Д_2$ (рис. 1).

На основании полученных результатов испытаний и анализа эксплуатационных поломок можно сделать следующие выводы.

На активной поверхности «укороченного» косого зуба существует, по крайней мере, четыре зоны, внутри которых при нагружении происходят поломки различного характера.

Изгибная выносливость «укороченных» косых зубьев при нагружении их по контактным линиям, смещаемым вдоль вершины зуба от контактной линии, выходящей из угла вершины зуба, сначала возрастает, а затем уменьшается.

Вид поломок косвенно говорит о характере перераспределения нагрузок в зубьях косозубых цилиндрических передач.

Зарождение усталостной трещины в процессе работы зубчатой передачи начинается у основания зуба со стороны торца, из вершины которого выходит контактная линия (торец $C_2Д_2$, рис. 1).

Отношения долговечности косого зуба при нагружении по контактной линии, отстоящей от угла вершины на 1,5 мм, к долговечности при нагружении по контактной линии, выходящей из угла вершины зуба, различны и зависят от величины действующей нагрузки, причем наибольшая эффективность от смещения достигается при перегрузках зубчатой передачи.

Список литературы

1. *Кудрявцев В. Н.* Зубчатые передачи. М.: Машгиз, 1957. 263 с.
2. *Часовников Л. Д.* Передачи зацеплением. Зубчатые и червячные. Изд. 2-е, доп. и перераб. М.: Машиностроение, 1969. 486 с.
3. *Дымшиц И. И.* Коробки передач. М.: Машгиз, 1960. 360 с.
4. *Теленченко М. С., Пригодич А. М., Храповицкий П. П.* Обнаружение начала образования трещин на зубьях шестерен при их испытаниях на гидропульсаторах. — Вестник машиностроения. 1975, № 5, 59—31 с.
5. *Шашин М. Я.* Методика статистической обработки экспериментальных данных с учетом вероятности неразрушения и различия дисперсии по напряжениям. — Науч. тр. ЛМИ, 1962, № 23, 201—207 с.

УДК 621.787:62-272

Расчет остаточной деформации пружин, упрочняемых пластической осадкой

Е. Г. БЕЛКОВ

Челябинский политехнический институт

УПРОЧНЕНИЕ пружин пластической осадкой позволяет увеличить допускаемую нагрузку или уменьшить габариты пружины. Однако сложность расчетов этой осадки по известным методикам с использованием диаграммы сдвига $\tau - \gamma$ не позволяет точно спроектировать такую пружину без длительной экспериментальной отработки. Между тем исследования ряда авторов говорят о том, что механические свойства определенных групп пружинных материалов стабильны и их диаграммы сдвига в пластической области подобны. А коль скоро это так, то подобию диаграмм $\tau - \gamma$ в пластической области должно, видимо, соответствовать и подобие зависимостей «крутящий момент M — угол закручивания θ»

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

или «сила P — деформация пружины λ». Действительно, аппроксимирование зависимостей M — θ и P — λ показало, что наиболее близкой и достаточно точной для практики аппроксимирующей кривой является эллипс или окружность, если угол наклона упругой области диаграммы составляет 45°.

По результатам экспериментов составлена таблица относительных механических свойств пружинных материалов.

Проволока пружинная	$c=\frac{D}{d}$	$k_1=\frac{\tau_s}{\sigma_в}$	$\overline{P}^*=\frac{P^*}{P_s}$
II кл. ГОСТ 9389—60 (T_0=493К)	4—12	0,45—0,46	1,50—1,58
II, IIа, III кл. ГОСТ 9389—60 (T_0=493К) У8ГА ТУ 14-4-122—73 (T_0=493К) Сталь 70 ТУ 14-119—73 (T_0=513К)	4—12	0,47—0,48	1,44—1,48
ГОСТ 1071—67 (T_0=523 К) 70ХГФА ТУ 14-4-153—73 (T_0=673 К) Сталь 70 экстра ТУ 14-4-123—73 (T_0=573 К)	4—12	0,50—0,52	1,44—1,46

В таблице и далее в формулах приняты следующие обозначения:

T_0 — температура отпуска пружины;

d, D — диаметр проволоки и средний диаметр навивки;

τ_s, $\sigma_в$ — предел текучести материала при сдвиге и предел прочности на разрыв;

P_s, λ_s — нагрузка и деформация в момент начала пластических деформаций;

P^* — предельная нагрузка в пластической области;

n, n_1 — рабочее и общее число витков;

P_3, λ_3, l_3 — нагрузка, деформация и длина при сжатии до соприкосновения витков.

Рассматривая геометрические соотношения диаграммы осевого нагружения пружины с аппроксимацией пластической части диаграммы окружностью, после преобразований можно получить формулу для осадки пружины через функцию пластичности Ф:

$$\Delta l = \lambda_s \Phi = \lambda - 1 - 3{,}41\ (\overline{P}^* - 1) \times$$

$$\times \left[\sqrt{1 - \left(0{,}71 - 0{,}29\ \frac{\overline{\lambda} - 1}{\overline{P}^* - 1}\right)^2} - 0{,}71 \right],$$

где $\overline{\lambda} = \frac{\lambda_3}{\lambda_s}$; $P_s = \frac{\pi d^3}{8D}\ \sigma_в k_1$; $\overline{P}^* = P^* P_s$;

$$\lambda_s = \frac{\pi D^2}{P_s d}\ \sigma_в k_1.$$

Таким образом, можно определить величину осадки пружины при известной ее деформации $\lambda_3 > \lambda_s$. Для упрощения

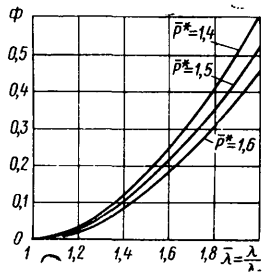


Рис. 1

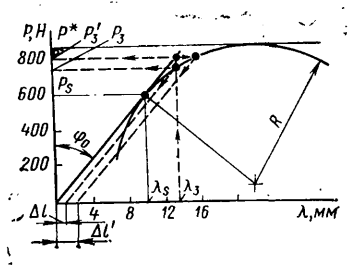


Рис. 2

расчетов функция пластичности представлена графически (рис. 1).

Рассмотрим данный метод на примере расчета остаточной деформации пружины с параметрами d=3 мм, D=15 мм, l_3=16,5 мм, l_0=30 мм, n=4, n_1=6, $\sigma_в$=1800 Па/мм² (II кл, ГОСТ 9389—60), торцы пружины зашлифованы, она прошла отпуск перед осадкой при T_0=493 К. Найдем остаточную деформацию Δl пружины при ее осадке до соприкосновения витков.

Вычислим индекс навивки $c=D/d=5$. По таблице определяем, что этому значению c соответствуют k_1=0,471; $\overline{P}^*$=1,44. По приведенным выше формулам определим λ_s=10 мм; P_s=600 Н; $P^*=P^*/\overline{P}^*$=865 Н; $\lambda_3=l_0-l_3$=13,5; $\overline{\lambda}$=13,5/10=1,35. По графику рис. 1 определим или по формуле получим значение Ф=0,095. Тогда пластическая осадка составит

$$\Delta l = \lambda_s \Phi = 10 \cdot 0{,}095 = 0{,}95 \text{ мм} \approx 1 \text{ мм}.$$

Чтобы решить обратную задачу: по заданной упругой характеристике λ_3 уже осаженной пружины найти, какой осадке $\Delta l'$ она подверглась при изготовлении и заневоливании, рассмотрим графоаналитический метод. Параметры пружины те же, только считается, что она уже подвергалась заневоливанию. Выбирая масштаб таким, чтобы угол φ_0 был равен ~45° (рис. 2), отложим точку $P_s\lambda_s$ и проведем линию упругого нагружения и линию $P=P^*$.

Построим окружность, касающуюся двух линий и проходящую через точку P_s, λ_s. Из точки $\lambda_s=l_0-l_3$=13,5 мм восстановим перпендикуляр до пересечения с продолжением линии упругого нагружения и определим величину осадки $\Delta l'$=2,2 мм и нагрузки P_3'=800 Н. Тогда длина пружины до осадки и шлифовки торцов (т. е. длина навивки) будет равна

$$l = l_0 + \Delta l' + 1{,}5\, d = 37{,}1 \text{ мм}.$$

Для первого расчетного случая перпендикуляр нужно восстанавливать до окружности, тогда графически получим тот же результат Δl=1 мм.

Предложенная методика позволяет сравнительно просто рассчитать величину осадки пружины, используя при этом исходные данные, приводимые в ТУ или ГОСТ на проволоку.

УДК 629.113-585.22

Совершенствование гидродинамических передач самоходных транспортных средств

Канд. техн. наук С. П. СТЕСИН, канд. техн. наук Б. М. БИМ-БАД, Б. Л. СКВОРЦОВ

Московский автомобильно-дорожный институт

В ОТЕЧЕСТВЕННОЙ и зарубежной практике разработаны методы выбора схем расчета и конструирования гидротрансформаторов (ГДТ) для большинства типов приводов, позволившие создать опытные образцы самоходных транспортных средств с высокими технико-экономическими показателями. К таким ГДТ относятся модели ЛГ-340, У358018 и У358011 (рис. 1). Однако повышение технико-экономических показателей ГДТ должно решаться не только путем совершенствования методов определения номинальных значений параметров лопастных систем, но и правильным выбором технологии изготовления этих систем, назначением допустимых отклонений от номинала.

Опыт производства ГДП на Московском машиностроительном заводе им. М. И. Калинина показывает, что выбор оптимального метода технологии изготовления лопастных колес имеет определяющее значение для стабильности показателей ГДП.

Разброс показателей технических характеристик ГДТ нарушает режим оптимального согласования характеристик ГДТ и двигателя и снижает, следовательно, долговечность последнего, производительность и экономичность самоходных транспортных средств. Так, рост энергоемкости ГДТ ведет к увеличению продолжительности работы двигателя на безрегулировочной ветви скоростной характеристики и снижает долговечность двигателя. Уменьшение же энергоемкости ведет к пропорциональному снижению крутящего момента двигателя и, следовательно, к потере производительности автомобиля.

Для определения возможных путей повышения стабилиза-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

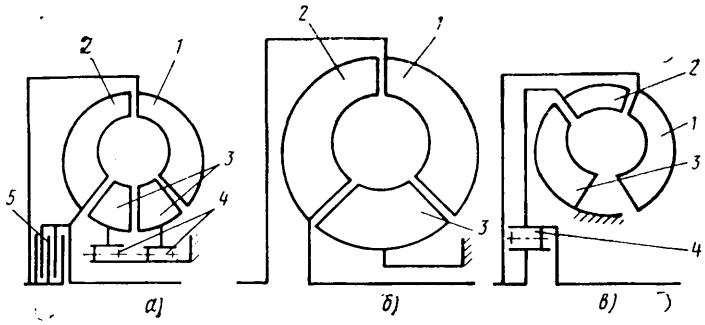


Рис. 1. Схемы гидротрансформаторов моделей ЛГ-340 (*а*) У358018 (*б*) и У358011 (*в*):
1 — насосное колесо; *2* — турбинное колесо; *3* — колесо реактора; *4* — муфта свободного хода; *5* — фрикцион

ции показателей ГДТ было оценено влияние на эти показатели основных конструктивных параметров лопастных колес. Результаты выполненных исследований представлены в табл. 1. Как показывает анализ данных табл. 1, наибольшее влияние на показатели ГДТ оказывают углы лопастей β_{1j}, β_{2j}, радиусы на выходных участках колес R_{2j}, число лопастей z_j и относительная площадь на выходе из лопастных колес F_{w2j}. Оптимальные значения перечисленных параметров были определены в процессе расчета и доводки опытных образцов ГДТ.

Таблица 1

Характеристика ГДТ	Конструктивные и технологические факторы										
	β_{1j}	β_{2i}	z_i	R_{2j}	F_{w2j}	Δt_{2j}	δ_{2j}	Δ_j	$\Phi_к$	R_z	ΔS
λ_1	—	+	+	+	+	+	—	—	+	—	+
n_1	+	+	+	+	+	—	0	—	—	0	—
η^*	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
D_{75}	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
m_{xx}	+	+	+	+	+	—	—	+	+	—	+
k_0	+	+	+	+	+	—	0	+	—	—	—
k_m	+	+	+	+	+	—	0	+	—	—	—
k_i	+	+	—	+	+	—	0	—	0	0	—
G	+	+	+	+	—	—	0	—	0	0	0
q^* (T)	0	+	+	+	0	0	—	—	—	—	—
g	—	+	+	+	+	0	+	0	—	—	—
S	—	—	+	+	+	—	+	—	+	+	+

Примечание. В табл. 1 приняты следующие обозначения: z_j — число лопастей в соответствующем колесе; Δt — отклонение шага между лопастями от среднего значения; δ — толщина лопастей; Δ — порог или ступенька в рабочей полости; $\Phi_к$ — форма кромок лопастей; R_z — абсолютная шероховатость каналов колеса, ΔS — зазор между лопастными колесами в рабочей полости; G — жесткость внешней характеристики ГДТ; q^* (T) — надежность; g — металлоемкость; S — себестоимость изготовления; k_m — силовой диапазон; k_i — кинематический диапазон; (+) — существенное влияние; (—) — малое влияние; 0 — отсутствие влияния. Индексы 1, 2 обозначают соответственно вход и выход из колеса; j — название колеса.

При серийном производстве ГДП в зависимости от выбранной технологии и срока использования технологического оборудования действительные значения указанных параметров отклоняются от номинальных. Основными причинами отклонений при принятой на отечественных заводах технологии является несимметрия расположения песчаных стержней при литье колес, запиловка лопастей при окончательной механической обработке, а также выбор допускаемых отклонений на элементы лопастных систем, которые в большинстве случаев назначаются недостаточно обоснованно, с учетом только возможностей технологии производства. Более обоснованным является расчет допусков с учетом влияния каждого из параметров лопастной системы ГДТ на изменение ее энергоемкости и КПД. Такой расчет для типовой технологии производства был выполнен с использованием известных методов корреляционного и регрессионного анализа (табл. 1).

Результаты расчета для лопастных систем ГДТ У358018 позволили рекомендовать следующие значения полей допусков на углы лопастей и ширину межлопастных каналов:

на входные углы лопастей ±2°;

на выходные углы лопастей насосных и турбинных колес ±1°;

на выходные углы лопастей реакторов ±2°;

на ширину межлопастных каналов турбинных колес и реактора (ГДТ У358018) ±0,2 мм.

Установлено также, что для достижения высоких значений КПД и минимальных отклонений по энергоемкости технология лопастных колес ГДТ должна обеспечивать [2]:

точность расположения лопастей по шагу в пределах ±0,5 мм;

относительную толщину лопастей насосного колеса не более 0,04;

закругленность входных кромок лопастей и плавную заостренность выходных участков;

толщину выходных кромок лопастей в пределах 0,5—0,8 мм;

абсолютную шероховатость поверхности межлопастных каналов не более 0,08 мм.

Установлено, что применяемый для изготовления лопастных колес ГДТ способ литья в кокиль с использованием песчаных стержней не обеспечивает выполнения указанных выше требований. Анализ опыта зарубежных фирм по изготовлению лопастных колес показал, что наиболее точным и производительным способом изготовления колес является способ литья под высоким давлением (свыше 10 МПа) в металлические формы. Внедрение этого способа для производства лопастных колес гидротрансформатора позволяет повысить точность и стабильность геометрических параметров, чистоту межлопастных каналов и снизить трудоемкость и себестоимость их изготовления за счет сокращения объема механической обработки колес и устранения запиловки лопастей. Для реализации указанного способа требуется, очевидно, изменить конструкцию лопастного колеса таким образом, чтобы обеспечить возможность получения заготовок в металлические формы. Примером такой конструкции может служить разработанная [3] конструкция лопастного колеса, состоящего из скрепленных пространственных секторов, каждый из которых содержит элементы торовых поверхностей и лопасть (рис. 2). Для уменьшения гидравлических потерь поверхности разъемов совпадают с лицевыми сторонами лопастей. Таким образом, каждый сектор может быть изготовлен литьем под давлением в металлическую форму.

Таблица 2

Степень герметизации турбинного колеса	Показатели внешней характеристики ГДТ		
	n_i	k_0	N^*, кВт
Полная	1,3	2,66	73,0
Частичная	1,2	2,69	74,2
Отсутствие герметизации	1,29	2,80	75,8

Примечание. В табл. 2 приняты следующие обозначения показателей: n_i — коэффициент прозрачности ГДТ; k_0 — коэффициент трансформации крутящего момента на стоповом режиме; N^* — мощность на входном валу при максимальном КПД гидротрансформатора. Все значения показателей приведены для номинальной частоты вращения входного вала ГДТ (ω_1=109,9 с$^{-1}$).

Для проверки работоспособности новой конструкции была изготовлена серия опытных многосекторных турбинных колес для ГДТ У358018. Рабочая полость колеса выполнялась по чертежам серийного турбинного колеса.

Очевидным недостатком составных колес является наличие зазоров в стыках секторов, что ведет к повышению утечек из рабочей полости и снижает объемный КПД передачи. Герметизация стыков возможна, но при этом усложняется технология сборки колес. Выполненные в связи с этим анали-

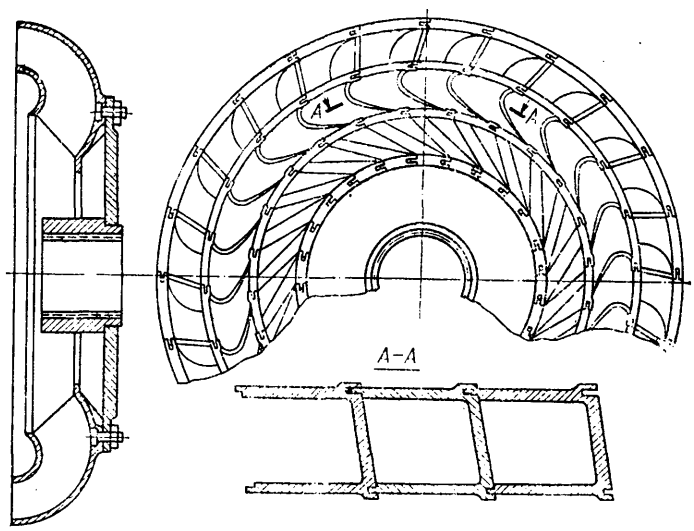


Рис. 2. Составное турбинное колесо ГДТ У358018

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

тические и экспериментальные исследования и сопоставление полученных результатов при полной, частичной и отсутствии герметизации зазоров между отдельными секторами составных колес указали на необходимость полной герметизации насосного колеса по наружному и внутреннему торам. В противном случае наблюдается существенное снижение максимального КПД и значительное сужение рабочего диапазона передачи. Негерметичность турбинного колеса вызывает снижение объемного КПД на 1—3%, ведет к перераспределению давлений в рабочей полости и возрастанию осевых сил на колесах в рабочем диапазоне в 1,5—2 раза. При этом наибольшее влияние на изменение характеристик ГДТ оказывают утечки по внутреннему тору колеса вследствие большего перепада давлений на стыках секторов (табл. 2). Негерметичность реактора практически не сказывается на характеристиках гидропередачи. Таким образом, практическое использование разработанной конструкции лопастных колес может быть рекомендовано при соблюдении следующих условий: насосное колесо должно выполняться с полной герметизацией стыков секторов, реактор — без герметизации и турбинное колесо должно быть герметизировано по внутреннему тору с одновременной разгрузкой от осевых сил.

Измерения геометрических параметров выпущенной партии опытных колес показали, что углы, толщина лопастей, ширина межлопастных каналов выполнены с меньшими, чем у монолитных штампованных колес, отклонениями от номинальных значений и дисперсиями, которые в основном укладываются в установленное поле допусков. Одновременно за счет уменьшения толщины стенок отливок с 8—10 мм до 2—4 мм масса составных колес по сравнению с монолитными была снижена: для насосного колеса с 20 кг до 7,7 кг; для турбинного колеса с 17 кг до 6 кг, для реактора с 12 кг до 3,8 кг. За счет изменения конструкции колеса и ротора в модернизированном ГДТ момент инерции на входном звене снизился с 7,85 до 3,96 Н·м·с², а на выходном — с 0,98 до 0,76 Н·м·с². Достигнутое снижение момента инерции входного звена положительно сказалось на долговечности входного вала (одного из наименее надежных узлов серийного ГДТ). Расчетное значение долговечности вала, определенное для наиболее вероятных условий работы ГДТ в приводе, например, экскаваторов, составило 21 820 ч против 5440 ч для серийной модели, что позволит повысить долговечность гидротрансформатора в целом на 12%. В настоящее время установочная партия ГДТ У358018 с многосекторным турбинным колесом проходит эксплуатационные испытания. Работа этих ГДТ в течение 5 лет происходит нормально.

Себестоимость изготовления составных колес по сравнению с монолитными литыми снижается в среднем в 2,5—3 раза (в зависимости от типа и массы колеса), при этом для условий Московского машиностроительного завода им. Калинина ожидаемый годовой народнохозяйственный эффект от внедрения разработанной конструкции гидротрансформатора с многосекторными колесами составит около 240 руб. на одно транспортное средство.

Список литературы

1. *Расчет* технико-экономической эффективности от внедрения в народное хозяйство гидротрансформатора У358018А. М.: ВНИИстройдормаш, 1970.
2. *Стесин С. П.* Влияние технологических факторов на внешнюю характеристику турботрансформаторов с осевым потоком в турбине, применяющихся в приводе строительных и дорожных машин. — Строительные и дорожные машины, 1964, № 12, с. 10—12.
3. *Анисимов В. Б., Скворцов Б. Л.* — Исследование гидротрансформатора с составными рабочими колесами. — Вестник машиностроения, 1975, № 10, с. 33—35.

УДК 629.113.012.5.001.57

Применение моделей шин для определения различных параметров и свойств их прототипов

Канд. техн. наук В. И. МИТРОФАНОВ, И. В. ТРОШЕНКОВ, д-р техн. наук Н. Ф. БОЧАРОВ, канд. техн. наук В. И. ГУСЕВ

Всесоюзный заочный машиностроительный институт, МВТУ им. Н. Э. БАУМАНА

В НАСТОЯЩЕЙ статье проанализированы данные экспериментальных исследований параметров взаимодействия шины с опорной поверхностью методами испытаний их геометрически подобных моделей. Исследовались геометрически подобные модели [1 и 2] шин, выполненные в разных масштабах моделирования, прототипами которых явились шины с регулируемым давлением воздуха, отличающиеся друг от друга конфигурацией резино-кордных оболочек, геометрическими размерами, формой рисунка протектора. Были изготовлены опытные партии моделей шин, прототипами которых явились шины размером 14.00—20 (ОИ-25) и 16.00—20 (И-159). Выбор указанных шин в качестве прототипов был обусловлен многими факторами, главные из них следующие.

1. Шины моделей ОИ-25 и И-159 с регулируемым давлением воздуха предназначены для работы как на твердых грунтах, так и на грунтах деформируемых, обладающих низкой несущей способностью.

2. Номинально допустимые значения нормальных нагрузок на прототипы шин имеют относительно высокие значения, одинаковые для обоих прототипов.

3. Внутреннее давление воздуха изменяется в прототипах шин в широких пределах.

4. По выбранным прототипам были проведены достаточно широкие экспериментальные исследования в МВТУ им. Н. Э. Баумана, а также в НАМИ [3] по единой методике.

5. Норма слойности резино-кордных оболочек прототипов позволяла [1 и 4] выполнить модели шин с четным числом слоев корда при целых значениях масштаба моделирования (масштаба уменьшения) — $\lambda_м$, т. е. при выполнении условия: $n_н = \lambda_м n_м$ (n — число слоев в оболочке, индексы «м» и «н» обозначают соответственно принадлежность величины модели и натуре). Модели шин были изготовлены в следующих масштабах моделирования: для ОИ-25—$\lambda_{м_1} = 4{,}0$, для И-159—$\lambda_{м_2} = 5{,}0$. В соответствии с теоретическими предпосылками [2 и 5] были приняты следующие начальные условия нагружения: равенство внутренних давлений воздуха в прототипе и модели; нормальная нагрузка на модель есть отношение нагрузки на прототип к масштабу моделирования во второй степени. При этом предполагалось, что:

исследуемые кинематические параметры натуры и моделей должны изменяться в следующих соотношениях:

$$r_{0н} = \lambda_м r_{0м}; \quad (1)$$

$$r^0_{к.н} = \lambda_м r^0_{к.м}, \quad (2)$$

где r_0 — свободный радиус резино-кордной оболочки, нагруженной внутренним давлением воздуха p_w, м;

$r^0_к$ — радиус качения в ведомом режиме, м;

исследуемый силовой фактор — сила сопротивления качению в ведомом режиме у натуры и модели — будет удовлетворять условию $P^0_{f\,к.н} = \lambda^2_м P^0_{f\,к.м}$.

Для оценки соответствия исследуемых параметров натуры и моделей был разработан метод «наложения». Суть метода состоит в том, что производится наложение одноименных экспериментальных зависимостей друг на друга. При этом соотношения исследуемых величин как по оси абсцисс, так и по оси ординат связаны между собой масштабом моделирования в степени n. Практика показала, что предложенный метод позволяет оценивать не только качественное подобие, но и определять количественное соответствие параметров натуры и модели.

Исследования, проведенные на геометрически подобных моделях шин ОИ-25 и И-159, и сравнение зависимости $r_0 = f(p_w)$ натуры (сплошная линия) и моделей (штриховая линия) (рис. 1) методом «наложения» показали следующее:

характер изменения $r_{0н1}$; $r_{0м1}$ и $r_{0н2}$, $r_{0м2}$ подобен, если выполняется условие равенства давлений воздуха в прототипе и модели шины;

для шины ОИ-25 (рис. 1,*а*) с ростом p_w несоответствие по r_0 остается практически постоянным и с точностью до 2% подчиняется зависимости (1), т. е. во всем диапазоне изменения внутреннего давления воздуха p_{wmin} до p_{wmax} свободный радиус натуры (прототипа) может быть определен испытаниями модели и подсчитан по выражению $r_{0н1} = 0{,}98\lambda_{м1} r_{0м1}$;

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

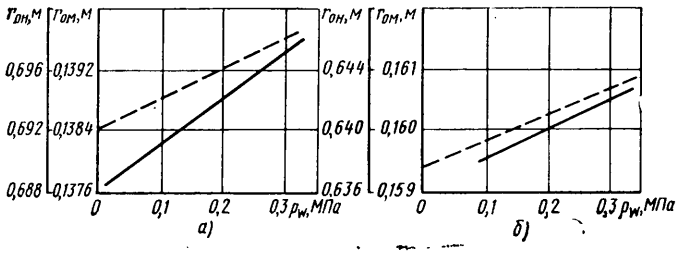


Рис. 1

для шины И-159 (рис. 1,*б*) с ростом p_w несоответствие по r_0 падает с 3% до нуля, а при p_w=0,245 МПа (условие качения по твердой опорной поверхности) свободный радиус натуры может быть подсчитан по выражению $r_{0н2}=0{,}98\ \lambda_{м2} r_{0м2}$.

Таким образом, из анализа экспериментальных зависимостей натуры (сплошные линии) и моделей (штриховые линии), приведенных на рис. 1, видно что с точностью до 2% можно определить свободные радиусы шин ОИ-25 и И-159 испытаниями их моделей.

Комплекс исследований, проведенный на указанных моделях шин и их прототипах по определению нагрузочных характеристик $h=f(p_w;\ G_к)$ показал [6], что при соблюдении условий нагружения во всем диапазоне изменения значений p_w и $G_к$ прогиб h у моделей шин подобен прогибу прототипов как по ветви нагружения, так и по ветви разгрузки.

Приведенные выше результаты экспериментальных исследований позволяют сделать вывод, что полученные теоретическим путем зависимости, связывающие одноименные кинематические параметры натуры и моделей, хорошо согласуются с практикой.

На основании разработанной методики и существующей практики испытаний натурных шин (прототипов) было спроектировано и изготовлено стендовое оборудование, позволяющее проводить испытания моделей шин в различных режимах и на различных грунтах [7].

В настоящей работе рассматривается процесс качения колеса только в ведомом режиме и на твердой опорной поверхности (бетон). Степень соответствия натуры и модели определялась по следующим параметрам: радиусу качения $r^0_к$ и силе сопротивления качению $P_{fк}$.

Качение в ведомом режиме проводилось на стенде [7] методом протягивания динамометрической тележки с установленной на ней испытуемой моделью. Скорость качения модели колеса выдерживалась постоянной и составляла $v_м=0{,}28$ мс$^{-1}$, т. е. была такой же, как и при экспериментах с прототипами. Внутреннее давление воздуха и нормальная нагрузка в процессе экспериментов изменялись в широких пределах: $p_{wi}=(0{,}049\div0{,}343)$ МПа; $G_{к.мi}=(0{,}45\div1{,}3)\ G_{к.м}$, где p_{wi}, $G_{к.мi}$, $G_{к.м}$ — текущие значения внутреннего давления воздуха в моделях нормальной нагрузки и нормальной нагрузки на модель.

Были получены зависимости $r^0_к=f(p_w)$ и $r^0_к=f(G_к)$ для прототипов и их моделей во всем диапазоне изменения p_w и $G_к$. Однако для анализа исследуемого параметра $r^0_к$ были выбраны значения внутреннего давления воздуха и нормальных нагрузок, соответствующие данному режиму качения и опорной поверхности.

На рис. 2 приведены зависимости $r^0_к=f(p_w)$ для прототипов (сплошные линии) и моделей (штриховые линии) шин ОИ-25 (рис. 1,*а*) и И-159 (рис. 1,*б*) при давлениях в шинах соответственно 0,314 и 0,245 МПа и масштабах моделирования $\lambda_м=4$ и $\lambda_м=5$. Нормальные нагрузки на модели для шин ОИ-25 и И-159 составляли соответственно 1,53 и 0,98 кН, а для прототипов обеих шин — 24,5 кН. На рис. 3 приведены аналогичные зависимости $r^0_к=f(G_к)$ при равенстве давлений в шинах прототипов и моделей. Анализ зависимостей, приведенных на рис. 2 и 3, показывает, что:

а) характер изменения как $r^0_к=f(p_w)$, так и $r^0_к=f(G_к)$ у моделей и их прототипов подобен во всем диапазоне изменения p_w и $G_к$;

б) несоответствие по $r^0_к$ у прототипов и моделей с ростом p_w при $G_к$=const [зависимость $r^0_к=f(p_w)$] изменяется в следующих пределах:

у шины ОИ-25 и ее модели — снижается с 3% до 0, а при p_{w1}=0,314 МПа составляет 1%;

у шины И-159 и ее модели — остается практически постоянным и составляет 2%;

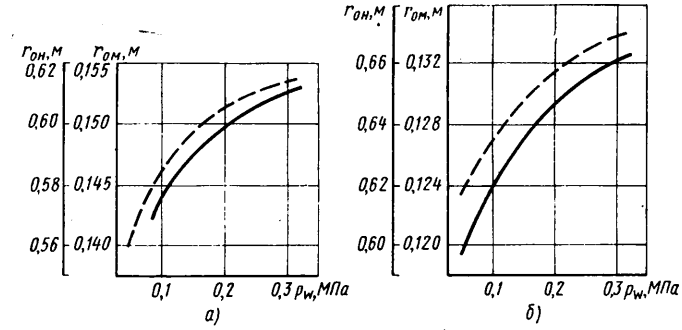


Рис. 2

в) несоответствие по $r^0_к$ при p_{w1}=const и p_{w2}=const с ростом величины $G_к$ [зависимость $r^0_к=f(G_к)$]:

уменьшается у шины ОИ-25 и ее модели более интенсивно, а при оптимальных значениях $G_{к.н1}=24{,}5$ кН и $G_{к.м1}=1{,}53$ кН — составляет 1%;

у шины И-159 и ее модели оно постоянно, а при $G_{к\,н2}=24{,}5$ кН и $G_{к\,м2}=0{,}98$ кН — сооставляет 2%.

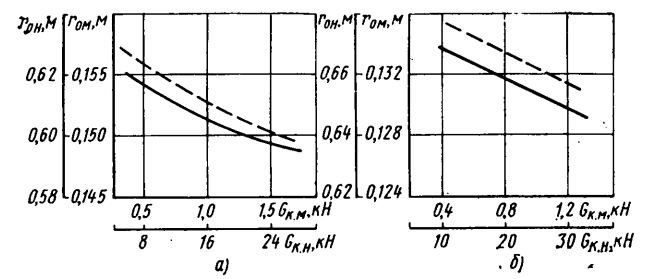


Рис. 3

Таким образом, экспериментальные исследования процесса качения резино-кордной оболочки геометрически подобной модели колесного движителя в ведомом режиме показали, что:

радиус качения натуры (прототипа) при движении по твердой опорной поверхности (бетон) может быть определен по испытаниям ее модели, если соблюдаются указанные ранее условия и нагружения;

значения $r^0_{к.н}$ для прототипов могут быть определены из выражений: для шины ОИ-25 — $r^0_{к.н_1}=0{,}99\cdot\lambda_{м1}\ r^0_{к.м1}$; для шины И-159 — $r^0_{к.н2}=0{,}98\cdot\lambda_{м2}\ r^0_{к.м2}$.

Многочисленными исследованиями было установлено, что потери мощности на сопротивление качению колесных движителей являются превалирующими в общем балансе мощностных потерь автомобиля и достигают 50—70% [8], что свидетельствует о том, что предварительная оценка потерь на качение при создании нового типа колесного движителя приобретает важнейшее значение.

Для использования геометрически подобных моделей шин в качестве объекта исследования потерь на качение их прототипов определялась степень соответствия сил сопротивления качению $P^0_{fк}$ натуры и моделей в том же режиме качения и при тех же значениях p_w и $G_к$, что и выше.

Анализ полученных аналогичных экспериментальных зависимостей $P^0_{fк}=f(p_w)$ (рис. 4) и $P^0_{fк}=f(G_к)$ (рис. 5) показывает следующее:

характер изменения сил сопротивления качению на твердой

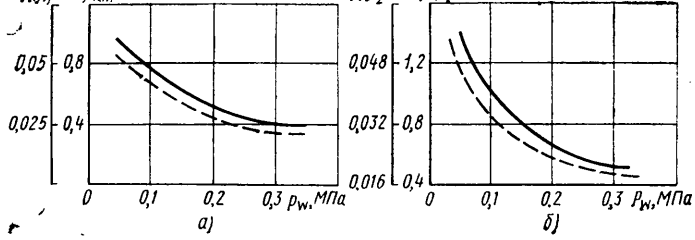


Рис. 4

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

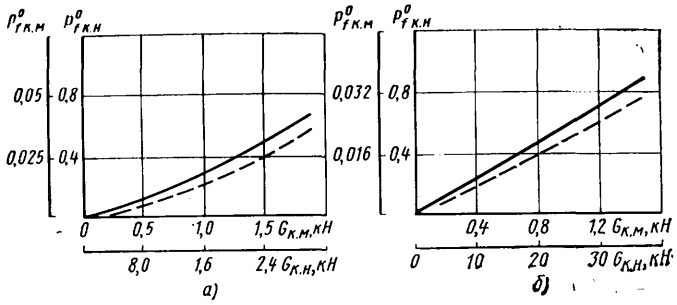


Рис. 5

опорной поверхности в ведомом режиме у прототипов и их моделей подобен при всех значениях p_w и $G_к$;

потери на качение у моделей при всех значениях p_w и $G_к$ ниже, чем у прототипов, т. е. $P^0_{fк.н} > \lambda^2_м P^0_{fк.м}$;

несоответствие $P^0_{fк} = f(p_w)$ с ростом внутреннего давления воздуха p_w при принятых значениях $G_{к.н1}$, $G_{к.м1}$, $G_{к.н2}$, $G_{к.м2}$ уменьшается (рис. 4):

а) для шины ОИ-25 и ее модели — с 15 до 11%, а при p_{w1} — составляет 11,5%;

б) для шины И-159 и ее модели — уменьшается с 8 до 2%.

При увеличении $G_к$ и условии, что p_{w1}=const и p_{w2}=const, несоответствие $P^0_{fк}$ натуры и моделей растет (зависимость $P^0_{fк} = f(G_к)$, рис. 3):

а) для шины ОИ-25 и ее модели при условии, что $G_{к.н1}$ = 24,5 кН и $G_{к.м1}$ = 1,53 кН, оно достигает 20%, а при p_{w1} = 0,314 МПа (качение по бетону) составляет 12%;

б) для шины И-159 и ее модели при $G_{к.н2}$ = 24,5 кН и $G_{к.м2}$ = 0,98 кН несоответствие достигает 12,5% при p_{w2} = const, а при p_{w2} = 0,245 МПа составляет 10% (кривые на рис. 5,*б*). Таким образом, сила сопротивления качению прототипа может быть определена при испытаниях его модели и подсчитана по выражениям:

для шины ОИ-25 — $P^0_{fк.н1} = 1{,}12\lambda^2_{м1} P^0_{fк.м1}$;

для шины И-159 — $P^0_{fк.н2} = 1{,}1^2_{м2} P^0_{fк.м2}$.

Приведенные выше результаты экспериментальных исследований на геометрически подобных моделях шин по определению некоторых кинематических и силовых параметров и сравнение их с одноименными параметрами прототипов свидетельствуют о том, что:

разработанные теоретическим путем [1 и 2] зависимости, описывающие связь одноименных параметров натурных шин (прототипов) и их моделей, применимы на практике;

используя предлагаемый метод «наложения» параметров прототипа и модели, можно не только проводить оценку качественного подобия исследуемых зависимостей, но и определять количественное соотношение исследуемого параметра;

с достаточной для практических целей точностью можно определять кинематические и силовые параметры натурных шин по испытаниям их геометрически подобных моделей при условии равенства внутренних давлений воздуха в натуре и модели, а также если нагрузка на модель будет равна отношению нагрузки, приходящейся на прототип, к масштабу моделирования в квадрате, что подтверждается, в частности, работой [9];

в практике исследования шин при разработке новых типов колесных движителей применять методы модельного эксперимента экономически целесообразно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Митрофанов В. И.* Некоторые вопросы моделирования резино-кордной оболочки колесного движителя. — Изв. вузов. Машиностроение, 1975, № 4, с. 102—106.

2. *Митрофанов В. И.* О соотношении нагрузочных характеристик шин и их моделей. — Тр. МВТУ, 1975, № 204. Вопросы автомобилестроения, вып. 2. 156 с.

3. *Московкин В. В., Петрушев В. А., Стригин И. А.* Влияние нормальной нагрузки и внутреннего давления воздуха на коэффициент сопротивления качению колеса с пневматической шиной в ведомом режиме. — Науч. тр./НАМИ, 1971, вып. 131. 125 с.

4. *Гордон Р. К.* К вопросу моделирования пневматических шин: — Каучук и резина, 1965, № 6, с. 37—40.

5. *Автомобильные* шины/В. Л. Бидерман, Р. Л. Гуслицер, С. П. Захаров и др. М.: Госхимиздат, 1963, 383 с.

6. *Определение* нагрузочных характеристик шин по испытаниям их моделей/В. И. Митрофанов, В. И. Гусев, С. Г. Макаров и др. — Изв. вузов. Машиностроение, 1972, № 5, с. 117—120.

7. *Стенд* с грунтовым каналом для определения параметров качения модели колесного движителя / В. И. Митрофанов, Н. Ф. Бочаров, В. И. Гусев, Л. А. Упорина. — Тр. МВТУ, 1973, № 166. Вопросы автомобилестроения, вып. 1. 172 с.

8. *Влияние* конструктивных и эксплуатационных факторов на износ, сцепление и сопротивление качению автомобильных шин/В. Л. Бидерман, Ю. С. Левин, Л. Д. Слюдиков и др. М.: ЦНИИТЭнефтехим, 1970. 93 с.

9. *Митрофанов В. И., Гордон Р. К., Трошенков И. В.* Экспериментальные исследования модели шины 260 — 20. — Тр. МВТУ, 1973, № 166. Вопросы автомобилестроения, выс. 1. 172 с.

УДК 629.113.585.001.4

О структуре критериев блокирующих свойств межосевых дифференциалов

Г. В. КОРШУНОВ, канд. техн. наук С. А. ШУКЛИН

НАМИ

ДЛЯ ОЦЕНКИ блокирующих свойств трехзвенного дифференциала обычно применяют различные комбинации соотношений крутящих моментов на его звеньях. Е. А. Чудаков предлагал характеризовать дифференциал отношением крутящего момента на отстающем звене к крутящему моменту на входном звене [1]. Наиболее распространен показатель, называемый коэффициентом блокировки дифференциала, равный отношению момента на его отстающем звене к моменту на опережающем звене. Однако он не учитывает передаточного числа дифференциала, в связи с чем А. И. Ягант [2] предлагал оговаривать, для какого дифференциала производятся вычисления. Некоторые специалисты оценивают блокирующие свойства дифференциалов с помощью отношения момента трения в дифференциале к моменту на входном звене.

В принципе, правомерно применение любого из указанных критериев, однако в соответствии с результатами исследований [3] необходимо учитывать то обстоятельство, что и кинематически симметричные дифференциалы могут проявлять разные блокирующие свойства в зависимости от того, какое из звеньев является отстающим. Это, в частности, относится к конструкциям конических межосевых дифференциалов, у которых одна выходная шестерня имеет с торца подшипник качения, а другая — металлическую шайбу — опору скольжения. В этих конструкциях в случае кинематического отставания шестерни с шайбой к выходным шестерням передаются крутящие моменты в другом соотношении, чем в случае отставания шестерни с подшипником качения. Качественно аналогичное явление наблюдается также и в тех межосевых дифференциалах, где шестерня привода промежуточного моста выполняется за одно целое с ведущей шестерней промежуточной передачи. Так как эта шестерня обычно выполняется косозубой, то возникающее в зацеплении осевое усилие изменяет осевую силу, действующую в коническом зацеплении шестерен дифференциала, создавая тем самым разное соотношение выходных моментов в зависимости от того, какое звено дифференциала является отстающим [3].

Принципиальным недостатком применения на практике указанных выше показателей блокирующих свойств дифференциалов является тот факт, что численные значения показателей существенно зависят не только от методики соответствующего эксперимента, но и от конструктивных параметров дифференциала, что не позволяет определять критерии расчетным путем, с приемлемой точностью сравнивать их у различных конструкций дифференциалов и обоснованно рекомендовать для включения в техническую характеристику дифференциала как отдельно конструируемого узла.

По поводу методов экспериментальной оценки блокирующих свойств дифференциалов существуют различные точки зрения.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

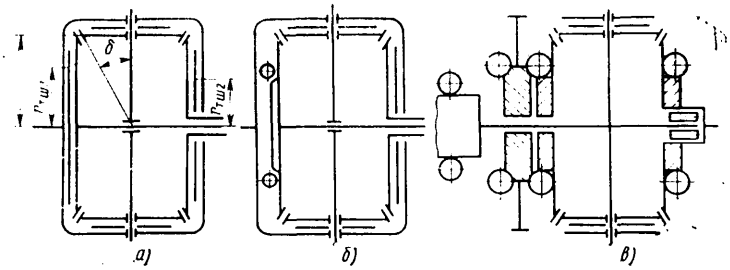


Рис. 1. Кинематические схемы конических межосевых дифференциалов: *а* — с опорами трения для обеих выходных шестерен; *б* — с опорой качения для одной из выходных шестерен; *в* — с опорами качения для обеих выходных шестерен

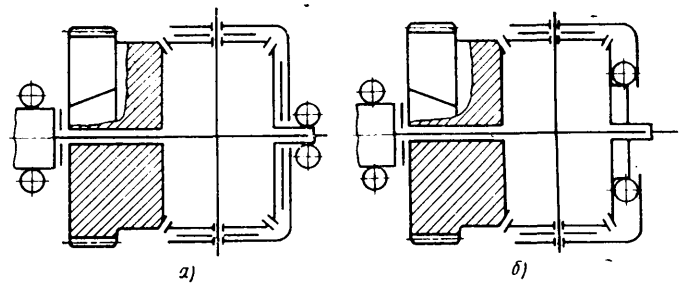


Рис. 2. Конструктивные схемы конических межосевых дифференциалов, одна выходная шестерня которых выполнена за одно целое с шестерней промежуточной передачи:
а — с повышенным внутренним трением; *б* — с пониженным внутренним трением

Большинство исследователей применяют в экспериментах имитацию полного буксования одного из колес (мостов) или режима, близкого к этому. Такой режим в практике эксплуатации встречается относительно редко и отличается, например, от режима движения автомобиля по криволинейной траектории и переезде неровностей относительной частотой вращения выходных звеньев. Известно также, что некоторые дифференциалы повышенного трения в таких случаях могут заклиниваться [4]. Существенно сказывается на блокирующих свойствах дифференциала не только относительная частота вращения выходных звеньев, но и подводимый к нему крутящий момент, частота вращения входного звена, вязкость и температура масла в момент измерений и др.

Одной из попыток абстрагироваться от влияния условий экспериментов при оценке блокирующих свойств дифференциала было предложение применять максимальное отношение крутящих моментов на выходных звеньях [5]. Однако, как показывает опыт, трудно установить, при каком режиме рациональнее определять это отношение моментов. В частности, трение в шестеренчатом коническом дифференциале (а следовательно, и его блокирующие свойства) существенно возрастает в диапазоне очень малой относительной скорости выходных звеньев, но остается примерно постоянным и относительно невысоким в диапазоне ее повышенных значений [1]. В дифференциале же повышенного трения обычно чем длительнее режим работы с высокой относительной скоростью выходных звеньев, тем больше внутреннее трение из-за ухудшения условий смазки.

В работе [6] предлагается считать критерием коэффициента блокирующих свойств дифференциала точку пересечения кривой распределения крутящего момента по выходным звеньям в зависимости от нагрузки с аналогичной кривой, построенной для коэффициента сцепления шин с опорной поверхностью, равного 0,1. Очевидно, что и здесь не только не удается абстрагироваться от условий конкретных экспериментов, но приходится считаться с дополнительным фактором — влиянием конструкции шин, обеспечивающих необходимое сцепление

Анализ силового равновесия деталей трехзвенного дифференциала (сателлита, отстающего звена и опережающего звена) показывает, что для любой конструкции дифференциала зависимости крутящих моментов на выходных звеньях дифференциала представляют собой произведения крутящего момента, передаваемого от входного звена, на выражение, содержащее коэффициент трения μ между звеньями дифференциала и корпусом и группу конструктивных параметров дифференциала, включающую радиусы приложения усилий, радиусы трения, углы профиля зубьев шестерен и др. Тогда, если взять за основу критерия K блокирующих свойств дифференциала, например, отношение крутящих моментов на выходных звеньях, то в аналитической зависимости для этого отношения исчезнут силовые факторы.

Данный принцип был применен ранее при анализе симметричных конических дифференциалов с дисками трения [7] и позволил получить для них наглядную формулу

$$K = \frac{1 + \mu \Pi}{1 - \mu \Pi}, \qquad (1)$$

в которой, если принять число поверхностей трения равным 1 (обычный дифференциал малого трения),

$$\Pi = \frac{r_п}{r_с} + \frac{r_{т.с}}{r_с} \operatorname{tg} \alpha \sin \delta + \frac{r_{т.ш}}{r} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta, \qquad (2)$$

где $r_п$ — радиус шипа крестовины;
$r_с$ — радиус приложения окружного усилия к зубу сателлита;
$r_{т.с}$ — радиус трения сателлита;
α — угол профиля зуба шестерни дифференциала;
δ — половина угла делительного конуса сателлита;
$r_{т.ш}$ — радиус трения выходной шестерни о корпус дифференциала;
r — радиус приложения окружного усилия к зубу выходной шестерни.

Формула (1) отвечает предъявляемым требованиям: в ней отражено влияние конструктивных параметров дифференциала (величина Π) на показатель его блокирующих свойств, и только коэффициент μ отражает условия определения величины K в экспериментах.

Коэффициент μ можно рассчитать или задать на основе статистических сведений с учетом применяемых в дифференциале пар трения.

Результаты анализа силового равновесия межосевых дифференциалов, наиболее распространенные конструктивные схемы которых значительно сложнее (рис. 1—3), чем межколесных

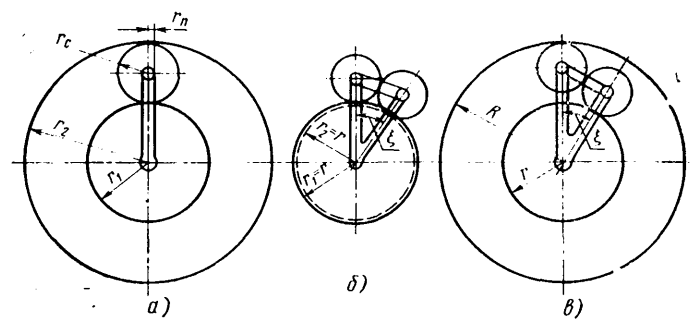


Рис. 3. Кинематические схемы цилиндрических дифференциалов:
а — несимметричный; *б* — симметричный с входным звеном в виде водила; *в* — симметричный с входным звеном в виде коронной шестерни

дифференциалов, позволили предложить аналитические зависимости величины К, основанные на требуемом разделении влияния конструктивных параметров дифференциала и условий эксперимента.

Экспериментальная проверка некоторых из предложенных зависимостей выполнялась путем тензометрирования крутящих моментов на звеньях двух межосевых дифференциалов. Опыты проведены на автомобиле 6×6, у которого в раздаточной коробке для распределения крутящего момента между передним мостом и задней тележкой был установлен несимметричный цилиндрический дифференциал (рис.3,*а*), а между мостами тележки — симметричный конический дифференциал (рис. 1,*а*). В опытах с высоким значением крутящего момента, подводимого к входному звену, цилиндрический дифференциал показал среднее значение $K = 1{,}17$, что соответствует коэффициенту $\mu = 0{,}11$; конический дифференциал — значение $K = 1{,}4$ ($\mu = 0{,}15$). При оценке блокирующих свойств с ростом частоты вращения входного звена: у первого дифференциала $K = 1{,}2$ ($\mu = 0{,}12$), у второго $K = 1{,}15$ ($\mu = 0{,}07$).

Расчетная величина коэффициента μ может быть выбрана, например, из условий выполнения автомобилем наименьшего радиуса поворота, так как получаемая при типичной эксплуатационной ситуации относительная частота вращения выходных звеньев дифференциала способствует достаточно полному проявлению его блокирующих свойств [4]. В этом случае, как показывают расчеты, частота вращения выходных звеньев относительно корпуса дифференциала для грузовых автомобилей примерно одинакова и соответствует скорости скольжения при-

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

мерно 0,05 м/с. Данная величина соответствует, в случае применения минерального масла, коэффициенту $\mu \approx 0{,}1$ [8]. Использовать для расчетов дифференциалов близкую величину (0,11) рекомендует фирма Дженерал Моторс [8].

По опыту исследований значения μ для межосевых и межколесных дифференциалов малого трения практически не отличаются. Приняв $\mu = 0{,}1$ для экспериментально исследованных схем, получаем для цилиндрического дифференциала $K \approx 1{,}11$, для конического $K \approx 1{,}215$.

Таким образом, результаты расчетов по предложенным зависимостям согласуются с опытными данными с приемлемой для практики точностью; при этом они совпадают с известными представлениями о количественных значениях критериев блокирующих свойств дифференциалов исследованных конструкций.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Чудаков Е. А.* Теория автомобиля. Устойчивость автомобиля против заноса. ч. I. М. — Л.: изд-во АН СССР, 1944. 290 с.
2. *Ягант А. И.* О приведенном моменте трения дифференциала. — Автомобильная промышленность, 1965, № 4, с. 33—36.
3. *Коршунов Г. В. Шуклин С. А.* Конструкции межосевых дифференциалов автомобилей с колесной формулой 6×4. М.: НИИНавтопром, 1976. 40 с.
4. *Коротоношко Н. И., Шуклин С. А.* Влияние конструкции шин и самоблокирующихся дифференциалов на проходимость автомобиля «Урал-375» — Автомобильная промышленность, 1968, № 7, с. 22—25.
5. *Хлебников А. М., Крестовников Г. А., Лунев И. С.* Исследования механизмов блокировки дифференциалов. М.: ОНТИ НАМИ, 1958. 92 с.
6. *Haas R. H., Manwaring R. C.* Development of a Limited slip differential. Paper № 710610. Society of Automotive Engineers. Inc. 1971, 8 p.
7. *Лефаров А. Х.* Дифференциалы автомобилей и тягачей. М.: Машиностроение, 1972. 144 с.
8. *Iaśkiewicz Zb.* Uklady napedowe samochodów. Mosty napedowe. Warszawa, WKL, 1977. 608 с.

ТЕХНОЛОГИЯ

УДК 629.113.012.1-192:629.114.4

О долговечности полуосей грузового автомобиля ГАЗ-53А

Н. В. ДВОРЯНИНОВ, В. Д. РАССОХИН

Горьковский автозавод

ПОЛУОСЬ грузового автомобиля ГАЗ-53А изготавливается из калиброванной стали диаметром 40 мм марки 40Г по ГОСТ 4543—71 с содержанием углерода 0,40—0,45%. Стержневая часть полуоси подвергается поверхностной закалке с применением ТВЧ до *HB* 444—601. Теоретически деталь полностью разгружена от изгибающих нагрузок и воспринимает только скручивающий момент. Однако при движении автомобиля в полуосях возникают напряжения изгиба, максимальная величина которых может достигнуть $7 \cdot 10^3$ Н/см². Причины их возникновения: неточность изготовления полуоси и других деталей заднего моста; деформация картера заднего моста из-за действия горизонтальных и вертикальных нагрузок, а также подводимого крутящего момента; неравномерное приложение окружных сил по длине шлицев вследствие взаимного перекоса полуосей и шестерен; нарушение регулировки, а также деформация подшипников ступицы колеса и дифференциала.

Характер усталостного излома полуоси свидетельствует о том, что поломка полуоси происходит от циклического кручения. Поэтому при рассмотрении действующих на полуось эксплуатационных нагрузок напряжения изгиба можно не учитывать.

Как показывают многочисленные наблюдения [1], при движении автомобиля с установившейся скоростью по твердой дороге крутящие моменты на правой и левой полуосях изменяются во времени почти одинаково, что объясняется равномерным распределением массы автомобиля по осям и примерно одинаковым их переменным возмущением, что позволяет проводить исследование нагруженности только одной полуоси автомобиля.

Известно, что спектры эксплуатационной нагруженности полуоси зависят от состояния и профиля дороги, полезной нагрузки, скорости движения автомобиля, частоты переключения передач, торможений и других причин. Измерения показывают, что максимальные величины крутящего момента возникают в двух случаях движения автомобиля: при буксовании в песке и трогании на первой передаче с использованием кинетической энергии вращающихся масс (момент достигает величины, большей $11 \cdot 10^3$ Н·м). Наибольшие величины и «разброс» крутящего момента (от $-1{,}5 \cdot 10^3$ до $+7{,}5 \cdot 10^3$ Н·м) наблюдаются при движении по разбитым булыжному шоссе и грунтовой дороге, наименьшие — при движении автомобиля по ровной асфальтированной дороге.

Таким образом, при анализе долговечности полуоси необходимо учитывать два вида нагрузок: экстремальные (пиковые), которые вызывают малоцикловое или одноцикловое ее разрушение и носят случайный, не зависящий от пробега автомобиля характер, и эксплуатационные (умеренные), приводящие к усталостному разрушению полуоси.

В лабораторных условиях экстремальные нагрузки воспроизводят путем статического нагружения отдельной полуоси или собранного моста. Такие исследования показывают, что статическая поломка полуосей автомобиля ГАЗ-53А, как правило, происходит в плоскости наибольших нормальных напряжений, которая составляет угол около 45° к оси детали, при моменте $(13 \div 19) \cdot 10^3$ Н·м и угле закручивания 60—400° (нижние пределы моментов соответствуют поломке полуосей по шлицам, верхние — по стержню; величина угла закручивания определяется глубиной закаленного слоя). Однако статические испытания не учитывают всех факторов нагружения автомобиля, поэтому на Горьковском автозаводе применяют методику малоцикловых испытаний полуосей в натурных мостах путем резкого трогания автомобиля с места на первой передаче [2]. Чтобы повысить воздействие на водителя возникающих при этом нагрузок и стабильность результатов, применяют разработанную и изготовленную на заводе автоматическую установку. Она состоит из пневмогидравлического устройства, позволяющего включать и выключать сцепление (время срабатывания регулируется дроссельным устройством и равно 0,1—4 с), затормаживать и растормаживать автомобиль; электромеханического устройства, которое воздействует на дроссельную заслонку карбюратора и позволяет получить заданный режим работы двигателя с точностью ± 50 мин$^{-1}$; блока автоматики, позволяющего управлять работой автомобиля по заданной программе. Кроме того, методика предусматривает и ручное — дистанционное — управление автомобилем.

Автоматическая установка обеспечивает 10—12 троганий в минуту.

При испытаниях частота вращения коленчатого вала двигателя устанавливалась равной 2400—2500 мин$^{-1}$; интенсивность троганий, а следовательно, и крутящий момент на полуоси контролировались по номограмме ускорения автомобиля, которое колебалось в пределах (4,2—4,5) *g*; долговечность полуосей при малоцикловых испытаниях составляла 1000—10 000 циклов нагружений.

На основании анализа встречающихся эксплуатационных нагрузок усталостные испытания полуосей проводились с приложением к ним симметричного крутящего момента постоянной амплитуды, равной $\pm 6 \cdot 10^3$ Н·м. Для этого полуось устанавливалась на испытательной машине кривошипно-шатунного типа по схеме, аналогичной условиям установки на заднем мосту: на шлицевой конец насаживалась полуосевая шестерня, связанная с зубчатым венцом кронштейна приспособления, а переменный крутящий момент прикладывался к фланцу полуоси от ползуна через специальное рычажное устройство и замерялся индуктивным датчиком, установленным на силоизмерителе машины. Усталостные разрушения происходили как по шлицован-

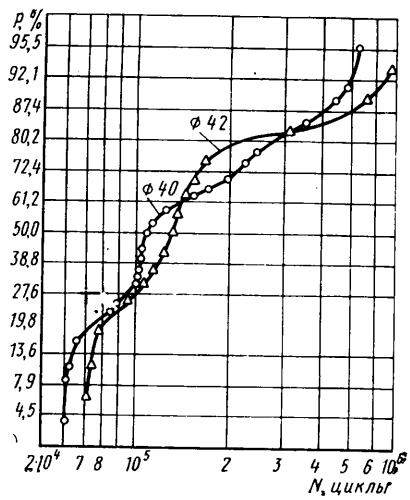
Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

ной, так и по гладкой части полуоси; кроме того, имело место скалывание шлицев отдельных полуосей.

Были испытаны два варианта полуосей, изготовленных из стали 40Г по ГОСТ 4543—71 и отличающихся технологией изготовления, геометрией и термообработкой:

1) из горячекатаной стали диаметром 42 мм по ГОСТ 2590—71 с нагревом детали под штамповку в пламенной печи; глубина закаленного слоя до полумартенситной структуры 4,5—8,0 мм, глубина слоя со структурой мартенсит 1,5—3,0 мм, твердость сердцевины по Роквеллу 13—28, обезуглероженный слой толщиной не более 0,9 мм;

2) изготовляемые методом прецизионной штамповки из калиброванной стали диаметром 40 мм по ГОСТ 7417—75 с нагревом концов детали под штамповку ТВЧ; глубина закаленного слоя до полумартенситной структуры 5,5—14,0 мм, глубина слоя со структурой мартенсит 2—5 мм, твердость сердцевины по Роквеллу 20—37, обезуглероженный слой — не более 0,4 мм.



Разрушения полуосей наблюдались в диапазоне 72 200—657 000 циклов для первого варианта и 61 400—504 400 для второго варианта. Разброс результатов испытаний вызван значительным колебанием глубины закаленного слоя, а также глубиной обезуглероженного слоя на поверхности детали.

Результаты испытаний представлены в виде эмпирических функций распределения на логарифмически нормальной вероятностной бумаге (см. рисунок). Значения долговечности располагались в вариационные ряды и для каждого члена ряда находили соответствующую вероятность. Как видно из графика, поля экспериментальных точек, абсциссами которых являются логарифмы долговечности, а ординатами — вероятности разрушения полуосей, практически совпадают. По результатам этой работы был осуществлен переход на полуоси по второму варианту изготовления, что обеспечило снижение массы и трудоемкости изготовления детали. Кроме того, изучалось влияние поперечного отверстия глубиной до оси детали на эффективный коэффициент концентрации напряжений. Испытания показали, что при отношении диаметра поперечного отверстия к наружному диаметру полуоси, равному 0,09, и ограниченном пределе выносливости при кручении [$\tau_{-1}=2{,}4\cdot10^4$ Н/см² на базе $(1\div2)\times10^5$ циклов] эффективный коэффициент концентрации равен 1,95.

Проведенные усталостные испытания позволяют получить только сравнительные качественные характеристики усталостной долговечности различных вариантов полуоси. Для определения действительной долговечности полуосей проводились программные испытания с нагрузкой, изменяющейся по тому же закону, что и в реальных условиях. В таблице представлены выбранные в соответствии с рекомендациями отечественных и зарубежных авторов параметры и последовательность нагружений ступеней восьмиступенчатой блок-программы, соответствующей тяжелым условиям эксплуатации автомобиля.

Параметры	Ступень блок-программы							
	1	2	3	4	5	6	7	8
Размах момента, 10^3 Н·м (пульсирующий цикл)	6,95	7,10	8,00	9,00	5,15	3,96	3,10	2,50
Число циклов нагружений	6000	3700	2100	600	14000	20000	37000	77500

Объем программного блока соответствует 20 000 км пробега автомобиля в заданных эксплуатационных условиях. При испытании по этой программе для полуоси диаметром 40 мм были получены следующие долговечности: 120 000, 140 000, 210 000, 280 000, 290 000, 320 000 и 400 000 км. По зарубежным данным средний срок службы полуосей грузового транспорта общего пользования составляет 237000 км [3].

Результаты эксплуатации грузовых автомобилей ГАЗ-53А в разных районах страны подтверждают высокую долговечность полуосей: за пробег автомобилей 200—250 тыс. км усталостные разрушения полуосей практически не наблюдаются.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Шупляков В. С.* Колебания и нагруженность трансмиссии автомобиля. М.: Транспорт, 1974.
2. *Просвирин А. Д., Дворянинов Н. В., Чумаков В. В.* Повышение долговечности главной передачи заднего моста автомобиля ГАЗ-53А. — Автомобильная промышленность, 1969, № 10,
3. *Бухарин Н. А., Прозоров В. С., Щукин М. М.* Автомобили. Конструкция, нагрузочные режимы, рабочие процессы, прочность агрегата автомобиля, Л.: Машиностроение, 1973.

УДК 629.113.012.853.002.2

О возможности изготовления малолистовых рессор из Т-образного периодического профиля

И. Н. ГУБАЙДУЛЛИН, В. Н. ЗЕЛЕНОВ, К. И. САМОЙЛОВ, М. Ф. ГАВРИЛЮК, Г. М. СУЛТАНОВ

Чусовской металлургический завод

МАЛОЛИСТОВЫЕ рессоры из листов периодического профиля находят все более широкое применение в автомобилестроении. За рубежом основной вид периодического профиля — прямоугольный, в СССР — прямоугольный и Т-образный периодический[1].

Общий вид листа Т-образного периодического профиля (без технологических уклонов и закруглений) представлен на рис. 1. Для определения сравнительной металлоемкости Т-образного профиля было проведено сравнение с ним трех видов наиболее распространенных профилей: прямоугольного, Т-образного и прямоугольного периодического.

Известно, что при одинаковой плотности материала отношение масс профилей равно отношению их геометрических объемов, поэтому для сравнения брали (рис. 2) профили с одинаковыми длиной полупериода l (половина длины рессорного листа), шириной B и высотой H. Для Т-образных профилей в расчете объема дополнительно использовалась ширина верхней полки b, для периодических — минимальная высота профиля h. Принималось также, что клиновидность периодических профилей изменяется по линейному закону, а отношения H/h и B/b составляют 2:1.

Расчеты показали, что при заданных условиях объемы листов относятся как 1:0,75:0,735:0,583 соответственно для прямоугольного, Т-образного, прямоугольного периодического и Т-образного периодического профилей. Если увеличить клиновидность периодических профилей до отношения высот 3:1, отношение объемов станет соответственно 1:0,666:0,636:0,444. Таким образом, было установлено, что металлоемкость Т-образного периодического профиля — наименьшая из четырех исследованных.

Очевидно, что уменьшать массу рессорного листа эффективно лишь в том случае, если уровень максимальных напряжений Q, возникающих при данной нагрузке P в поперечном сечении

[1] «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1980, № 31 (Авт. св. № 757353).

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

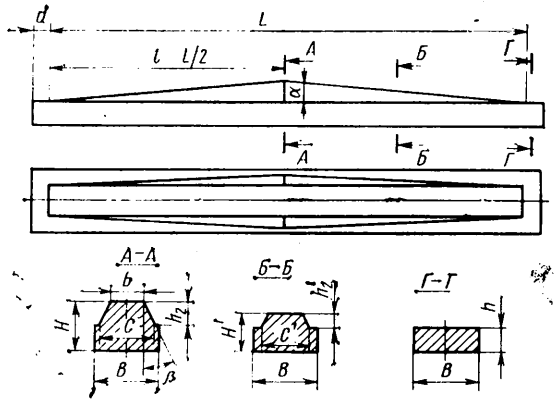


Рис. 1. Общий вид и сечения рессорного листа Т-образного периодического профиля

сравниваемых профилей, остается без изменения. На рис. 3 показано распределение напряжений от данной нагрузки P. Уровень максимальных напряжений для листов всех профилей принят одинаковым. Этому соответствует отношение $H:H_т$ ($H_т$ — для Т-образного и Т-образного периодического профилей), равное 1:1,1. Напряжения выражены в относительных единицах Pl/BH^2 при использовании тех же геометрических параметров, что и при расчете геометрических объемов листов.

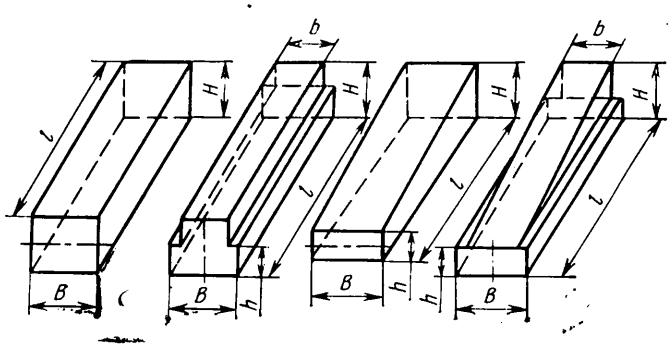


Рис. 2. Сравнение различных профилей рессорных листов в единых геометрических размерах

Как видно из рис. 3, для прямоугольного (кривая *4*) и Т-образного (кривая *3*) профилей характерно линейное изменение напряжений (на растянутой стороне) от нуля до максимума в среднем сечении листа. У прямоугольного периодического профиля (кривая *2*) средняя часть рессорного полулиста нагружена примерно в два раза больше, чем тот же участок у прямоугольного обычного профиля (кривая *4*). У предлагаемого Т-образного периодического профиля (кривая *1*) кривая распределения напряжений еще более выпуклая, что говорит о целесообразности применения Т-образного переменного профиля и с точки зрения распределения напряжений.

Термообработка листов переменной по длине толщины в обычных нагревательных печах представляет определенные трудности: необходимо подбирать такой режим нагрева, который обеспечивает нормальную структуру металла во всех сечениях листа. Однако технология такой термообработки разработана. Согласно ей температура в первой зоне закалочной печи должна быть равной 1173—1193 К, во второй 1213—1233 К, в третьей 1213—1233 К. Время нагрева 18—24 мин; время

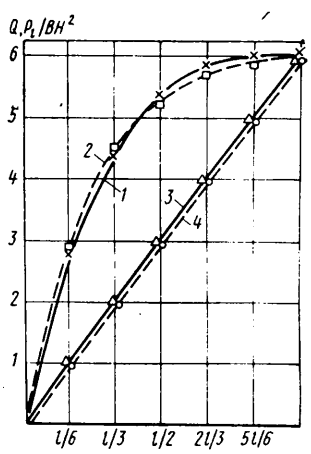


Рис. 3. Распределение напряжений по длине полупериодов рессорных листов различных профилей при одинаковых максимальных напряжениях от данной нагрузки P

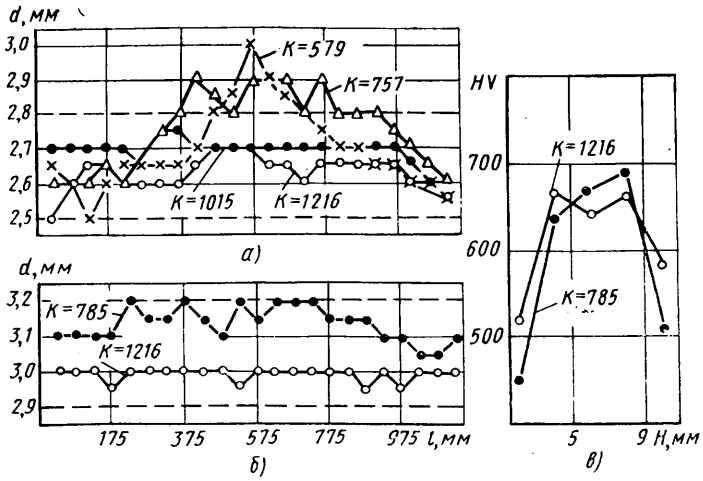


Рис. 4. Замеры твердости на рессорных листах Т-образного периодического профиля после закалки

пребывания листов в гибозакалочном агрегате в зажатом состоянии 1,15—120 с; общее время пребывания в масле 200 с, температура в отпускной печи 853±20 К, длительность отпуска 50—60 мин, душирующее охлаждение водой 291—298 К.

На рис. 4 приведены результаты изменения твердости по длине листов Т-образного периодического профиля после закалки (рис. 4,*а*), закалки и отпуска (рис. 4,*б*), а также по сечению профиля после закалки (рис. 4,*в*). Штриховыми линиями обозначены допустимые интервалы твердости. Как видно из рис. 4,*а*, твердость закаленных листов с увеличением их толщины уменьшается. Интервал колебаний твердости по длине составляет 0,15—0,25 мм диаметра отпечатка. Твердость концов листов тонкой части профиля во всех случаях выдержана. В качестве критерия степени нагрева листов предложен условный коэффициент

$$k = \frac{(t_{III} - 273)\,\tau}{a},$$

где t_{III} — температура в третьей зоне закалочной печи, К;
τ — общее время пребывания листа в закалочной печи, мин;
a — длительность подстуживания, с.

Таблица 1

Профиль, мм	Коэффициент нагрева k	Свободная стрелка, мм		Максимальный прогиб (P=4250 Н)		Жесткость, Н/мм	Момент сопротивления, см³
		после термообработки	после дробеналепа	после термообработки	после дробеналепа		
$\frac{70,5}{41,7} \times \frac{13,36}{6,37}$	1210	85,5	—	76,0		55,9	
$\frac{70,5}{42,1} \times \frac{13,43}{6,46}$	1384	85,0	—	75,5	—	56,2	
$\frac{70,6}{42,0} \times \frac{13,30}{6,27}$	1118	85,5	—	75,5	—	56,2	
$\frac{70,8}{40,8} \times \frac{13,35}{6,60}$	1425	96,5	88,5	—	70,8	61,5	1,873
$\frac{71,3}{42,0} \times \frac{13,30}{6,50}$	1692	98,5	88,0	—	73,0	59,5	1,871
$\frac{71,7}{41,8} \times \frac{13,30}{6,25}$	1240	86,0	—	75,0	—	56,6	
$\frac{71,8}{41,0} \times \frac{13,48}{6,85}$	1273	98,5	90,2	—	71,3	61,0	1,924
$\frac{74,5}{42,2} \times \frac{13,49}{6,52}$	1469	86,5	81,0	72,0	71,0	59,0	
$\frac{74,9}{40,7} \times \frac{13,52}{6,80}$	1187	94,5	89,0	—	67,5	64,4	1,998

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

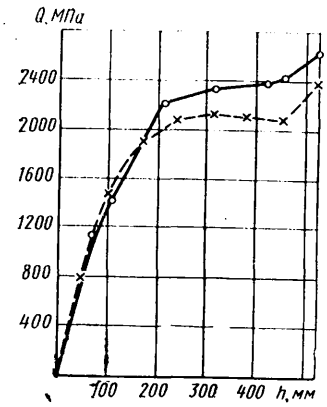


Рис. 5. Характер распределения напряжений по длине листа Т-образного периодического профиля, прокатанного на стане «370»

Из рис. 4,*а* видно, что за допустимую границу минимальной твердости выходят листы с $k=575$ и 757, а листы с $k=1000\div1600$ находятся в пределах требований ГОСТ и имеют меньший перепад твердости по длине.

Твердость всех листов после отпуска получена в пределах нормы (рис. 4,*б*). Перепад твердости по длине листов после отпуска сужается до 0,05—0,15 мм диаметра отпечатка. Однако середина листов несколько мягче, чем края. На рис. 4,*в* представлено изменение твердости в центральном сечении листа после закалки. Из рисунка видно, что существует разность твердостей по центральному сечению профиля. Микроструктура закаленных листов мартенситная или троостосорбитная, сохраняется на всей длине листа. Обезуглероженный слой в норме.

В табл. 1 приведены технологические и геометрические характеристики листов Т-образного периодического профиля. Как видно из табл. 1, момент сопротивления центрального сечения реальных листов Т-образного периодического профиля составляет 1,871—1,998 см³. Жесткость листов оказывается достаточно близкой к полученной расчетом. Различие в режимах термообработки, дробенаклеп, свободная стрелка заметного влияния на жесткость не оказывают.

На рис. 5 представлено расчетное распределение напряжений по длине проектного (штриховая линия) и реально изготовленного (сплошная линия) листа при его статическом нагружении. При нагрузке 1830 Н максимальные напряжения в реальном профиле приблизительно на 7% превышают напряжения в проектном. По мере удаления от центрального сечения эта разница уменьшается, и через 300 мм напряжения сравниваются.

Из листов Т-образного периодического профиля собрали трехлистовые задние дополнительные рессоры (подрессорники) для автомобиля ЗИЛ-130. На концах листов с вогнутой стороны прикладывали накладки, изготовленные из стали 60С2 (65×8) с проведением термообработки на соответствующую твердость; между листами устанавливали прокладки из стали Ст. 3 длиной 140 мм, шириной 75 мм и толщиной 0,65 мм. Затем сравнивалась осадка серийных подрессорников (под нагрузкой 30 000 Н) и опытных (под нагрузкой 26 500 Н). Контрольная стрела — в пределах требований чертежа на серийный подрессорник. Результаты проверки (на автомобиле ЗИЛ-130) приведены в табл. 2. Отсюда видно, что кривые нагружения и разгружения опытных подрессорников практически совпадают. Это свидетельствует о минимальном межлистовом трении. Жесткость опытных подрессорников в среднем ниже серийных.

Таблица 2

Характеристика	Серийные подрессорники			Опытные подрессорники		
Без заделки						
Стрела: свободная H_0, мм	89	84,5	77,5	77,0	75,5	79,0
контрольная $H_К$, мм	51	48,0	43,0	42,0	40,0	45,0
Контрольный прогиб $F_К$, мм	38	36,5	34,5	35,0	35,5	34,0
Жесткость, Н/см	1447	1507	1720	1570	1550	1618
В заделке						
Стрела: свободная H_0, мм	73,0	71,0	59,0	61,0	64,5	69,0
контрольная $H_К$, мм	45,0	43,5	36,0	34,5	36,5	41,0
Контрольный прогиб $F_К$, мм	27,5	27,5	23,5	26,5	28,0	28,0
Жесткость, Н/см	2000	2000	2330	2075	1964	1964

Таким образом, Т-образный периодический профиль, несмотря на заметные отклонения геометрии от заданного, с точки зрения статических и упругих характеристик может быть использован для изготовления опытных партий малолистовых рессор. Достигнута удовлетворительная термообработка листов опытного профиля с перепадом толщин 2:1 на стане «370». Применение Т-образного периодического профиля позволяет экономить материал по сравнению с периодическим прямоугольным профилем, улучшая распределение напряжений по длине листа.

УДК 621.7.024.06

Машины для мойки деталей с применением интенсификаторов процесса

Б. В. ГУСАКОВ, Б. В. ПРОТОПОПОВ
НИИТавтопром

Одним из направлений работы НИИТавтопрома является создание оборудования для очистки и мойки деталей с применением вибрации и ультразвука.

Моечно-сушильный агрегат модели 2775 предназначен для мойки и сушки деталей типа нормалей длиной до 150 мм. Исключение составляют детали шаровидной или близкой к ней формы и тонкие пластины. Основной элемент агрегата — моечная камера — показан на рис. 1. Детали, загруженные в моечно-сушильную камеру, перемещаются по вибролотку *3* и непрерывно промываются горячим моющим составом, который подается от гидростанции к коллектору *5* и поступает по четырем трубам *4* в зону мойки. Через сквозные отверстия дна моечной камеры раствор стекает на наклонное основание *2* и через сливной лоток *1* попадает в фильтр гидростанции. Подача моечного состава прекращается, и после некоторой выдержки электропневматический клапан открывает подачу подогретого сжатого воздуха к коллектору *7*. Из него воздух по пяти распылителям *8*, расположенным над лотком, поступает к деталям.

По окончании сушки, время которой может регулироваться, поворотный лоток *9* под действием пневмоцилиндра *6* переводится в положение выгрузки, показанное штриховой линией. Детали ссыпаются в тару под поворотным лотком, который в рабочем положении фиксируется с помощью подпружиненного клинового фиксатора *10*. Моечная камера устанавливается на станине и четырех пружинах *11*. К нижнему торцу камеры прикреплен корпус вибратора *12*.

Вибратор предназначен для возбуждения колебаний вибролотка. Тип вибратора — дебалансный, центробежный.

Гидростанция моечно-сушильного агрегата (рис. 2) предназначена для фильтрации, подогрева и подачи моющего раствора из бака *12* в разбрызгиватель *6*. Моющий раствор заливается в бак через съемный фильтр *10*. Бак разделен перегородкой, в которую вмонтированы съемные сдвоенные сетки *11* для дополнительной фильтрации раствора.

Для подогрева моющего раствора в бак *12* вмонтированы шесть электрических нагревателей *13*. Поддержание температуры жидкости в определенных пределах обеспечивается термометром манометрическим, электроконтактным *5*. Электронасос *2* подает подогретый моющий раствор по трубопроводу *3* в разбрызгиватель *6* для обмывки деталей, перемещающихся по лотку вибробункера *7*.

Моющая жидкость стекает по лотку *8* в бак через фильтр *10*. Регулировка количества подаваемой жидкости осуществляется

Репозиторий Белорусского государственного университета транспорта
www.bookite.ru

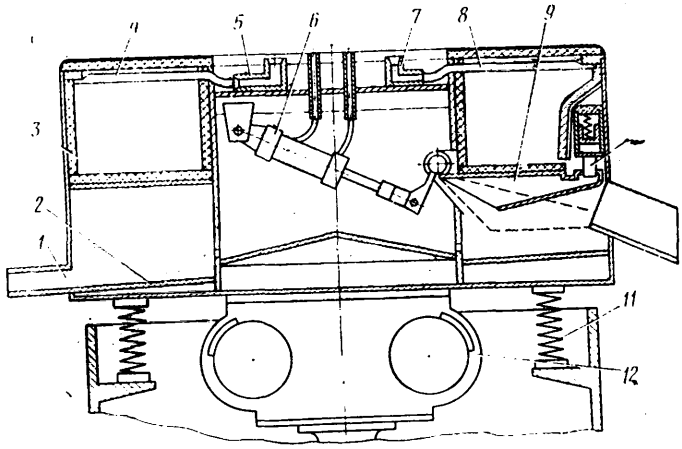


Рис. 1. Моечная камера агрегата модели 2775

вентилем *4*. Слив скопившегося масла с поверхности раствора после длительной мойки деталей периодически осуществляется через маслосборник *9*, снабженный сливной трубой *1*. Уровень жидкости в баке поддерживается добавлением небольшого количества воды.

Мойка и сушка деталей производятся в автоматическом режиме, время всех этапов процесса настраивается по реле времени. Предусмотрен также наладочный режим, обеспечивающий независимое включение аппаратов и механизмов агрегата и блокировочные устройства, исключающие возможность поломки механизмов.

Кроме того, разработан набор устройств, обеспечивающий компоновку моечно-сушильных агрегатов пяти модификаций (рис. 3). При выборе модификации следует учитывать характер и массовость операции, условия и традиции производства. Моечно-сушильный агрегат может быть оснащен подъемником с электромеханическим *9* или пневматическим *12* приводами, вентилятором *3* для отсоса паров, образующихся в камере, а также конденсатором *2* этих паров.

Станину *13*, моечную камеру *4* и гидростанцию *14* следует устанавливать в поддоне *15*, который имеет слив в систему заводских очистных сооружений.

Стол *7* подъемника с пневматическим приводом в исходном положении находится на уровне пола. Тару с деталями устанавливают на стол подъемника и поднимают до верхнего положения, рабочий вручную опрокидывает тару, используя в качестве упора кронштейн *6* ограждения, и детали пересыпаются в бункер *5* чаши моечной машины. Для установки подъемника с пневматическим приводом необходим колодец *11* глубиной около 1,5 м. При использовании подъемника с электромеханическим приводом детали, подлежащие мойке, засыпают в ковш *10*, который в толчковом режиме перемещается в верхнее положение. Здесь детали через конусный бункер *8* подъемника перегружаются в приемный бункер чаши моечной машины. Перегрузка деталей производится при включенном вибраторе, что обеспечивает их равномерное распределение по лотку и исключает дисбаланс и перегрузку привода. Электрооборудование всего комплекса размещено в электрошкафу, распределительная пневмоаппаратура — в шкафу *1*.

Образующиеся в процессе мойки и сушки пары вентилятором *3* нагнетаются в конденсатор *2*. Конденсат сливается через сливной кран, расположенный в нижней части устройства.

Моечно-сушильные агрегаты внедрены на Московском автоагрегатном заводе, Чаплыгинском автоагрегатном заводе, Рязанском заводе тяжелого прессового оборудования. Моечно-сушильные агрегаты используются для расконсервации деталей, межоперационной и окончательной мойки. Применение этих агрегатов сокращает время и повышает качество очистки деталей.

Разработанная НИИТавтопромом ультразвуковая установка предназначена для очистки от притирочных паст и жировых загрязнений деталей насоса гидроусилителя руля автомобиля ЗИЛ-130: статора, ротора, валика и пропускного золотника.

Детали транспортируются в специальных кассетах в ориентированном положении. Технологический процесс очистки включает следующие операции: предварительную ультразвуковую очистку, окончательную ультразвуковую очистку, пассивацию, сушку.

Установка для ультразвуковой очистки деталей представляет собой сварную станину, на которой установлены шестипозиционная поворотная головка, две ванны ультразвуковой очистки, ванна пассивирования и механизм сушки. Внутри станины

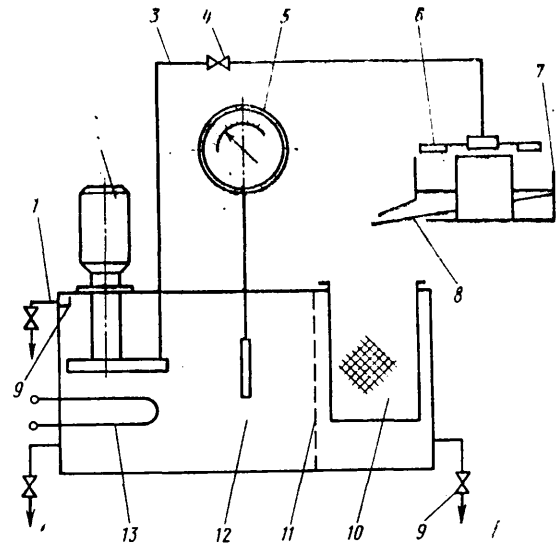


Рис. 2. Схема гидростанции моечно-сушильного агрегата модели 2775

находятся баки моющих и пассивирующего растворов. Рабочая зона установки закрыта звукоизолирующим ограждением. В комплект оборудования входят собственно установка, электрошкаф, ультразвуковой генератор, блок сушки воздуха и воздухосборник.

На рис. 4 показана технологическая последовательность операций *I—VI*, выполняемых на установке ультразвуковой очистки деталей. В технологический процесс очистки деталей входят следующие операции: предварительная ультразвуковая очистка деталей, погруженных в моечной раствор; окончательная ультразвуковая очистка деталей, погруженных в моечный раствор; обдув сжатым воздухом подвесок с деталями после ультразвуковой очистки; пассивирование деталей погружением в пассивирующий раствор; сушка деталей сжатым воздухом.

Моечный раствор подается к ваннам с помощью насосов. На позиции предварительной очистки используется отработанный раствор.

Подогрев растворов производится с помощью электронагревателей в бачках насосных агрегатов, в которые растворы поступают самотеком из основных баков. Из бачков насосных агрегатов растворы поступают в ванны рабочих позиций (*I—IV*), откуда сливаются через переливные трубки в баки.

Нагрев растворов в бачках насосных агрегатов, емкость которых значительно меньше емкости основного бака (нагрев «в

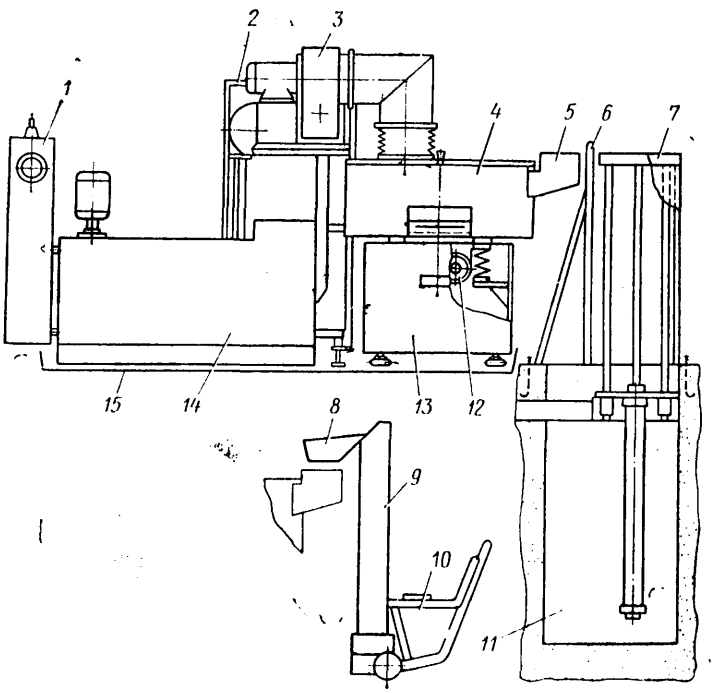


Рис. 3. Компоновка моечно-сушильных агрегатов

Российская государственная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

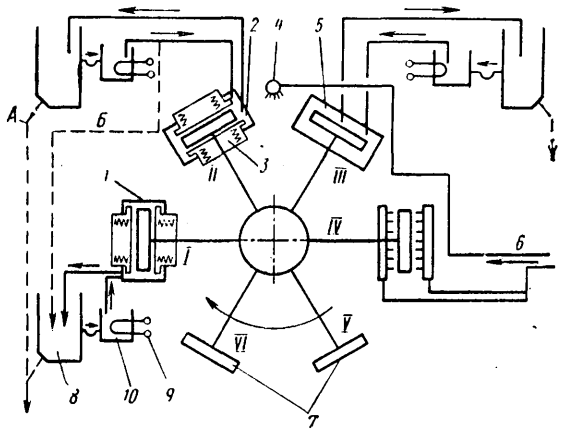


Рис. 4. Схема технологических операций на установке ультразвуковой очистки деталей:
1 — ванна предварительной очистки; *2* — ванна окончательной очистки; *3* — магнитострикционный преобразователь; *4* — зона обдува сжатым воздухом; *5* — ванна пассивации; *6* — подача сжатого воздуха; *7* — загрузка и выгрузка подвесок; *8* — бак моющего раствора; *9* — электронагреватели; *10* — насосный агрегат; *А* — слив отработанного раствора; *Б* — перекачка раствора (стрелкой показано направление движения подвесок)

протоке»), существенно сокращает время и мощность, потребную для нагрева растворов. Каждый насосный агрегат имеет погружной насос ПА-22-4, реле контроля уровня, датчик термометра манометрического ТПП-СК и четыре электронагревателя.

Нагреватели насосных агрегатов обеспечивают ускоренный нагрев жидкости до температуры 313—333 К. По достижении заданной температуры часть нагревателей отключается.

Перекачка растворов из бака окончательной ультразвуковой очистки в бак предварительной ультразвуковой очистки производится с помощью насосного агрегата позиции окончательной ультразвуковой очистки.

Баки для моющих растворов расположены внутри станины, закреплены на цапфах и могут наклоняться для удобства их обслуживания. Уровень раствора и степень его загрязненности определяются по маслоуказателю. При опускании уровня жидкости ниже допустимого в одном из насосных агрегатов от реле уровня на пульт управления поступает сигнал «Нет уровня» с указанием насосного агрегата, и прекращается работа всей установки.

При смене раствора он сливается на наклонный поддон, который имеет отвод в систему заводских очистных сооружений. На поддон сливается также вода, постоянно подаваемая для охлаждения магнитострикционных преобразователей. Работа охлаждения контролируется с помощью реле протока. Ультразвуковой генератор имеет собственную систему охлаждения. Для вентиляции рабочей зоны на кожухе предусмотрено крепление к цеховой системе вентиляции.

На рис. 5 показана рабочая зона установки. Очищаемые детали *6* укладываются в гнезда подвесок *7*, которые надеваются на кронштейн поворотной головки. Поворот подвесок на одно деление (60°) осуществляется за один двойной ход цилиндра. К штоку цилиндра прикрепляется копир *10*. Его пазы при перемещении штока цилиндра взаимодействуют с неподвижным роликом *11*, и осуществляется поворот подвески. Шток удерживается от самопроизвольного поворота с помощью пальца *2*, скользящего по пазу *1* гильзы. Поворот подвески в обратную сторону исключается при помощи храпового механизма *14*. При подъеме торец копирного паза нажимает на коромысло *9*, которое через плунжер *8* действует на концевой выключатель, дающий команду на возврат цилиндра. В нижнем положении торец нажимает на второй выключатель, включающий реле времени, которое задает продолжительность выдержки подвесок с деталями в ваннах, и реле, определяющее время сушки деталей.

Ультразвуковая очистка деталей производится последовательно в двух одинаковых ваннах *5*, на боковых стенках которых установлены магнитострикционные преобразователи *4* с излучателями прямоугольной формы. Необходимый уровень жидкости в ванне поддерживается при помощи съемной вставки. Избыточный раствор сливается через две сливные трубы *3* в бак. Через щель между съемной вставкой и дном ванны образующийся при чистке осадок сливается в бак.

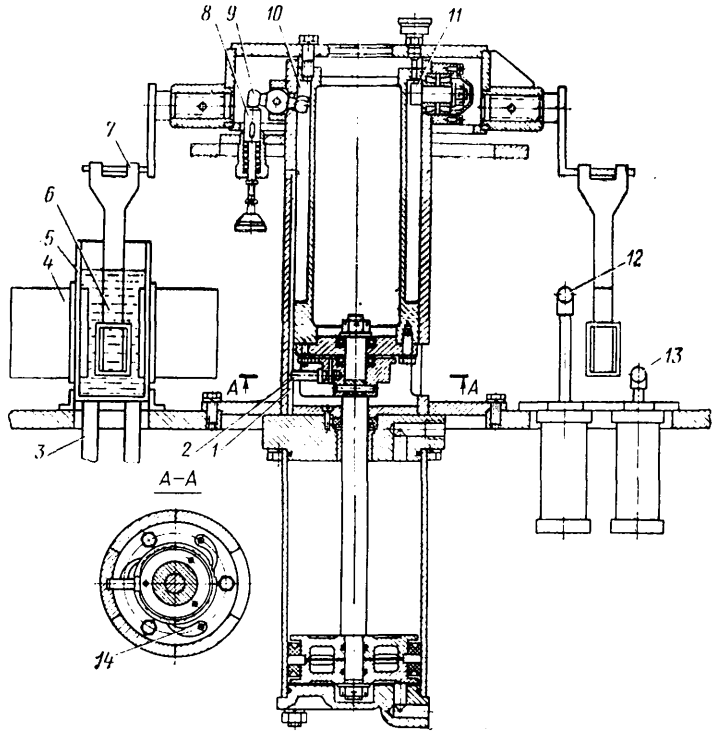


Рис. 5. Рабочая зона установки ультразвуковой очистки деталей

Пассивация производится в ванне, которая отличается от ванны ультразвуковой очистки только отсутствием излучателей. На пути от позиции окончательной очистки к позиции пассивации подвески с деталями обдуваются сжатым воздухом для освобождения деталей от капель моечного раствора.

После пассивации подвески с деталями подаются в зону сушки, где с двух сторон обдуваются сухим сжатым воздухом. Воздух подается к коллекторам *12* и *13*, закрепленным на штоках пневматических цилиндров. Штоки совершают возвратно-поступательное движение, и поверхность деталей обдувается струями сжатого воздуха, поступающего из отверстий коллектора. Такая схема позволяет при малом расходе сжатого воздуха сушить детали, имеющие значительную площадь.

Две следующие позиции предназначены для съема и установки подвесок с деталями.

Ниже приведена техническая характеристика ультразвуковой установки.

Производительность установки, подвесок/ч	6—60
Температура растворов ультразвуковой очистки и пассивации, К	313—333
Емкость баков для очистки и пассивации, л	160
Количество позиций, шт.	6
Электронасос для перекачки жидкости	ПА-22
Электронагреватель	ТЭН-14
Магнитострикционный преобразователь:	
тип	Специальный
потребляемая мощность, кВт	2,1—2,6
количество, шт.	4
Генератор	УЗГ-10/22
Габаритные размеры, мм	1580×1000×1650
Масса, кг	3630

Предусмотрено три режима работы ультразвуковой установки: автоматический, полуавтоматический и наладочный. При автоматическом режиме цикл определяется соответствующей установкой реле времени. Время цикла зависит от конфигурации очищаемой детали, характера, а также степени загрязнения деталей и колеблется от 1 до 10 мин. Задачей рабочего при автоматическом цикле является только замена на подвесках в зоне загрузки.

При работе в полуавтоматическом режиме рабочий должен для повторения цикла каждый раз нажимать кнопку «Пуск». Наладочный режим обеспечивает возможность автономного перемещения всех механизмов, включение насосов и нагревателей установки при соблюдении соответствующих блокировок.

Установка внедрена на Борисовском заводе «Автогидроусилитель» им. XXV съезда КПСС.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

УДК 629.113:(079.2).061.4(45+57)

ОНИ НАГРАЖДЕНЫ[1] МЕДАЛЯМИ ВДНХ СССР

НА КУТАИССКОМ автозаводе им. Г. К. Орджоникидзе разработан и внедрен комплекс оборудования для штамповки деталей, на котором осуществляют следующие операции: пробивку, вырубку, гибку и неглубокую вытяжку деталей из листа и ленты. Этот комплекс состоит (рис. 1) из кривошипного открытого пресса простого действия, развивающего усилие $2 \cdot 10^6$ Н; системы валковой подачи; правильно-разматывающего устройства; аппарата для резки сетки отходов на мерные куски или намотки. Максимальная ширина ленты 400 мм, толщина 0,3—2 мм, максимальная скорость подачи 15 м/мин, максимальный шаг подачи ленты 400 мм, ход ползуна пресса 250 мм, число ходов ползуна 20—40 в минуту.

Высокая стабильность параметров пресса обеспечивает получение точных размеров штампованных деталей. Фрикционная, жестко сблокированная многодисковая муфта-тормоз с пневматическим управлением обеспечивает плавную и надежную работу пресса. Благодаря использованию пневматического уравновешивателя снижается опасность работы на прессе, облегчается его обслуживание и наладка.

За участие в разработке комплекса для штамповки деталей удостоены медалей ВДНХ СССР представители Кутаисского автозавода им. Г. К. Орджоникидзе: заместитель главного инженера Н. А. Коберидзе (золотая медаль), начальник конструкторского бюро Г. Р. Бабухадия (серебряная медаль), начальник технической части Г. П. Джинджихадзе, инженер-конструктор Н. С. Гиорхелидзе, токарь Р. В. Цуленскири (бронзовые медали).

Четырьмя медалями отмечены тиристорный преобразователь частоты (ТПЧ-50), разработанный и внедренный в производство при участии заместителя начальника отдела ВАЗа В. А. Самородова (золотая медаль), инженера-конструктора И. П. Акимова (серебряная медаль), заместителя начальника лаборатории Б. Е. Овечкина и слесаря И. Х. Ахтимзянова (бронзовые медали).

Преобразователь предназначен для питания ТВЧ установки по наплавке клапана методом «намораживания». Кроме того, его можно применять как источник питания индукционных установок для нагрева, плавки и закаливания деталей.

При помощи преобразователя можно десятикратно изменять выходную мощность (от 5 до 50 кВт) по определенной программе, изменяя выходную частоту от 4 до 8 кГц. Экономический эффект от использования одного преобразователя составил 2500 руб.

Запорожским проектно-конструкторским и технологическим институтом совместно с запорожским заводом «Коммунар» разработана и внедрена многоэлектродная машина сборки-сварки панели внутренней по окну боковины автомобилей ЗАЗ-968М (рис. 2) с автоматическим циклом съема деталей. Производительность машины 67 дет/ч при 80%-ной загрузке, количество свариваемых точек 27, толщина свариваемых деталей 0,7—0,7 и 2,0—0,7 мм.

Внедрение машины позволило увеличить производительность на 50%, повысить качество свариваемого шва и улучшить условия труда.

Пятью медалями за создание машины награждены: заведующий сектором Е. И. Сердюк (золотая медаль), заведующий сектором А. Н. Рейчук (серебряная медаль), главный конструктор Н. Г. Полоз, заведующий сектором А. Д. Гребенюк, ведущий конструктор П. В. Орлов (бронзовые медали).

В НИИавтоприборов разработана, а затем внедрена на заводах отрасли установка для герметичной барьерной упаковки малогабаритных изделий типа свечей зажигания, датчиков и др. с применением полимерных термопластических материалов (рис. 3). Принцип упаковки основан на использовании метода вакуумной формовки пленки с последующей контактной сваркой, причем можно упаковывать различные изделия с применением смежной технологической оснастки. Установка работает в автоматическом режиме. Производительность ее 1000—2500 шт./ч в зависимости от габаритов изделий. Размер пласта с изделиями 500×500 мм.

За разработку установки награждены медалями заведующий лабораторией Н. А. Климов (серебряная медаль), ведущие инженеры Г. И. Сапежинский и Л. Я. Сапожник (бронзовые медали).

Сотрудниками ВНИПП создана серия зажимных патронов для токарной обработки колец подшипников. Наградами удостоены: заведующий отделом В. Г. Устинов (серебряная медаль), научные работники Ю. А. Судьин и В. А. Чичилов (бронзовые медали).

[1] Начало см. «Автомобильная промышленность», 1981, № 1.

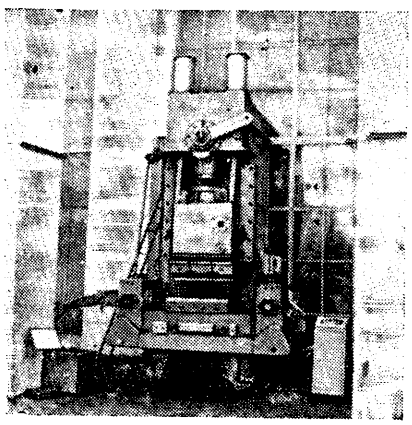


Рис. 1

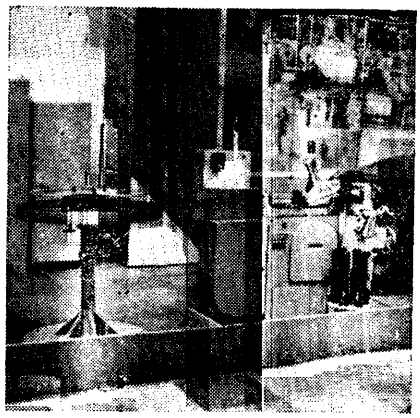


Рис. 4

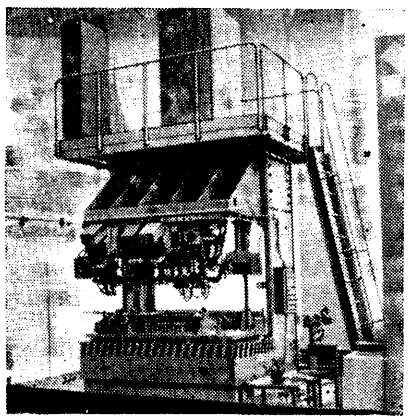


Рис. 2

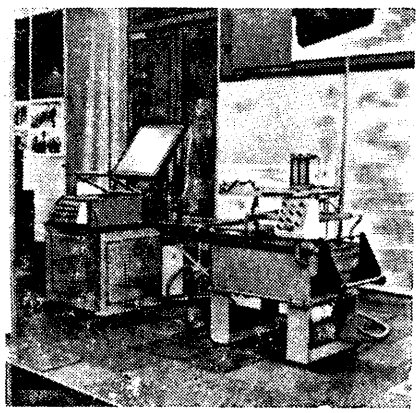


Рис. 3

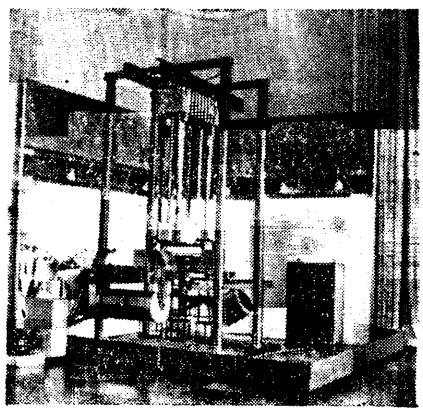


Рис. 5

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Патроны предназначены для точного центрирования и зажима наружных колец подшипников, а также заготовок двухрядных роликовых конических подшипников. Благодаря применению патронов снижена трудоемкость токарной обработки на 20% и уменьшен расход металла на 7%. Внедрение патронов на ГПЗ-11 и ГПЗ-15 дало годовой экономический эффект 40 тыс. руб.

На Уральском автозаводе награждены медалями начальник конструкторского бюро И. Г. Малков (серебряная медаль), инженер-конструктор Г. А. Бадвин, бригадир слесарей-сборщиков П. Л. Бородин, старший мастер Г. И. Кучин (бронзовые медали) за разработку и внедрение специального станка (рис. 4) для навивки уплотнительных колец трубы глушителя из стальной ленты шириной 3,6 мм и толщиной 0,7 мм. Предельные диаметры колец 50—115 мм. Производительность 1200 шт./ч.

За участие в разработке двухскоростного автооператора ГУ301 (рис. 5), используемого для транспортировки деталей, загруженных в барабаны или смонтированных на подвесках в автоматических, полуавтоматических и механизированных линиях гальванических покрытий, получили награды разработчики ЭКТИавтопрома: В. А. Мамзенко (серебряная медаль), М. И. Токарчик и В. В. Подгаминский (бронзовые медали). От предыдущих моделей автооператор отличается наличием механизма прижима подвесок и демпферного устройства, позволяющего автооператору перемещаться на высоких скоростях при плавном гашении инерционных сил и точной фиксации его на рабочих позициях. Экономический эффект от внедрения двухскоростного автооператора на Курганском заводе колесных тягачей им. Д. М. Карбышева составил 150 тыс. руб.

В. Б. ПАУТОВА

УДК 621.9.06.002:629.113

НОВЫЕ СТАНКИ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

Четырехэлектродная сварочная машина мод. 5529 (рис. 1) предназначена для контактной точечной сварки колес легкового автомобиля «Запорожец» и входит в состав автоматической линии мод. 7098. Ее особенности:

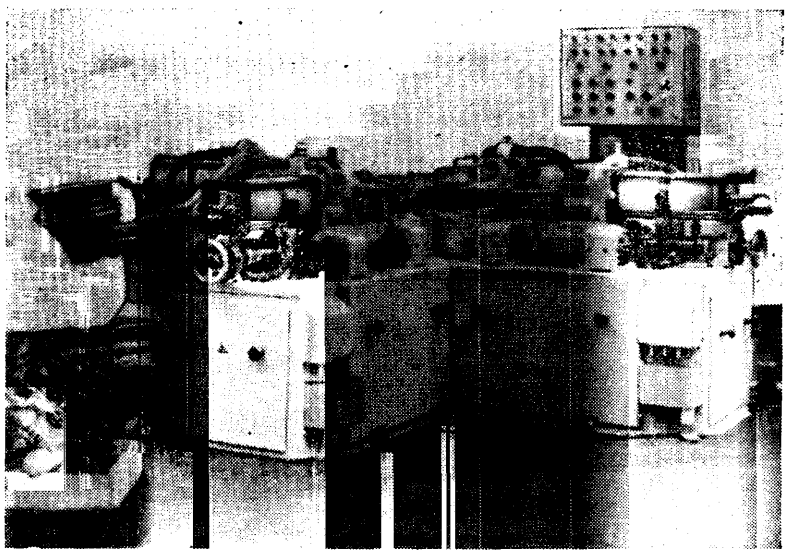


Рис. 1

автоматизация процесса сварки, начиная от загрузки колеса на позицию сварки и кончая выгрузкой его на конвейер или в специальную тару;

сварка детали в 12 точках одновременно четырьмя «плавающими» клещами за три цикла.

Все это повышает качество сварки, производительность труда и улучшает его условия.

При замене оснастки машина может быть использована для сварки колес легковых автомобилей других моделей.

Техническая характеристика машины

Производительность, колес/ч	300
Толщина свариваемых деталей, мм	2—2,5
Номинальная мощность, кВт	1100
Число ступеней регулирования	16
Наибольшее усилие сжатия электродов, кН	15
Расход воздуха, м³/мин	1,9
Охлаждение токоведущих деталей	водяное, проточное
Габаритные размеры, мм	3050×2410×1750
Масса, кг	6200
Разработчик	НИИТавтопром
Изготовитель	Опытный завод НИИТавтопрома, г. Москва

Универсальные вибробункеры мод. УСБ-3 (рис. 2) предназначены для автоматизации операций загрузки механосборочного и других видов технологического оборудования. На их базе создаются различные загрузочные устройства для непрерывной и поштучной выдачи ориентированных деталей или заготовок.

Вибробункер оснащен устройствами для настройки на резонансный режим работы, регулирования скорости подачи деталей и зазора в электромагните, стабилизации тока катушки электромагнита, пыле- и шумозащитным ограждением и виброизоляцией.

Вибробункеры трех типоразмеров (УСБ-3-0101, УСБ-3-0102, УСБ-3-0103 (см. таблицу) разработаны в 12 исполнениях, отличающихся диаметром чаш и направлением движения деталей (по часовой или против часовой стрелки).

Комплекс складского оборудования (рис. 3) предназначен для приемки, хранения и выдачи грузов в таре. Состоит из стеллажного крана-штабелера грузоподъемностью 1 т, металлических сборно-разборных стеллажей, двух роликовых конвейеров, двух поворотных столов и подъемника.

Кран-штабелер стеллажный предназначен для транспортирования грузов в производственной таре типа 1 и 2 по

Рис. 2

ГОСТ 14861—74 высотой 150 мм. Груз на грузонесущем органе располагается длинной стороной поперек прохода. Управление — автоматическое с дистанционного пульта и ручное (при наладочном и аварийном режимах) из кабины. Грузонесущий орган — телескопический захват.

Основные параметры	УСБ-3-0101	УСБ-3-0102	УСБ-3-0103
Диаметры чаш, мм	200; 250	320; 400	500; 600
Наибольший размер загружаемых деталей, мм	15; 20	30; 40	50; 63
Наибольшая скорость вибротранспортирования, м/мин	5,1; 6	6,6; 7,2	7,8; 8,4
Наибольшая масса загрузки, кг	3,2; 6,3	8,0; 16,0	25,0; 40,0
Напряжение питания при частоте 50 Гц, В		$220^{+10\%}_{-20\%}$	
Мощность, В·А	100	300	500
Габаритные размеры, мм:			
высота	382	477; 518	661; 710
диаметр	320	390; 490	570; 710
Масса вибробункера, кг	34,8; 35,8	82; 90	210; 230
Разработчик		МКТЭИавтопром	
Изготовитель		Паневежский завод автокомпрессоров	

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

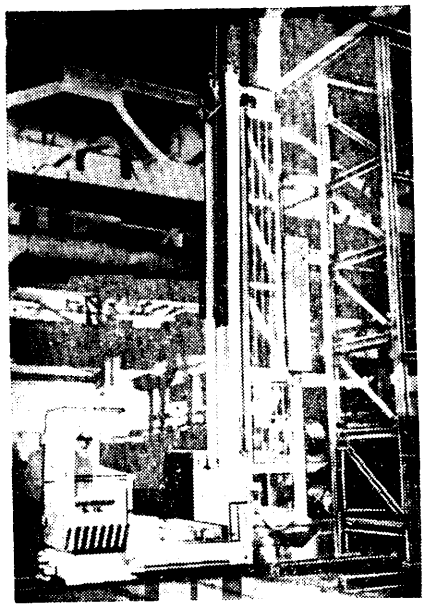


Рис. 3

Техническая характеристика крана-штабелера

Грузоподъемность, т	1
Скорость, м/мин:	
подъема	25
передвижения	125
выдвижения грузозахвата	10
Рабочая высота грузозахвата, мм	110
Установленная мощность, кВт	25
Высота, м:	
подъема грузозахвата, не более	5,1; 6,3; 7,5; 8,7; 10,5; 12,5; 14,1
помещения склада, не менее	7,2; 8,4; 9,6; 10,8; 12,6; 14,4; 16,2
Масса крана-штабелера, т	5,8; 6,0; 6,2; 6,4; 6,7; 7,0; 7,2

Стеллажи сборно-разборные предназначены для хранения грузов в таре грузоподъемностью 1 т.

В одну ячейку стеллажа устанавливаются три единицы тары.

Техническая характеристика стеллажей

Высота, м	6,9; 8,1; 9,3; 10,5; 12,5; 14,1; 15,9
Шаг ячейки, мм	1140; 1310
Допустимая нагрузка на ячейку, т	3,0
Масса единицы груза, т	1
Габаритные размеры грузовой единицы, мм	1240×840×840; 1240×840×1050

Техническая характеристика роликовых конвейеров

Скорость конвейера, м/мин	8,6
Шаг роликов, мм	250
Диаметр роликов, мм	105
Мощность привода, кВт	0,75
Масса единицы груза, т	1
Масса конвейеров, кг	255; 375
Длина конвейера, мм	1380; 2380

Стол поворотный предназначен для поворота тары и поддонов на 90° при изменении направления перемещения.

Техническая характеристика поворотного стола

Скорость перемещения груза, м/мин	8,6
Масса единицы груза, т	1,0
Установленная мощность, кВт	1,5
Время поворота стола на 90°, с	5
Масса стола, кг	615

Подъемник предназначен для передачи тары размером 1240×840 мм с одного яруса транспортной системы склада на другой.

Техническая характеристика подъемника

Масса единицы груза, т	1
Диаметр ролика, мм	105
Высота подъемника, мм	4250
Скорость подъемника, м/мин	8,0
Установленная мощность, кВт	4,75
Разработчик комплекта	УНИПТИмаш
Изготовитель	Димитровградский автоагрегатный завод им. 50-летия СССР

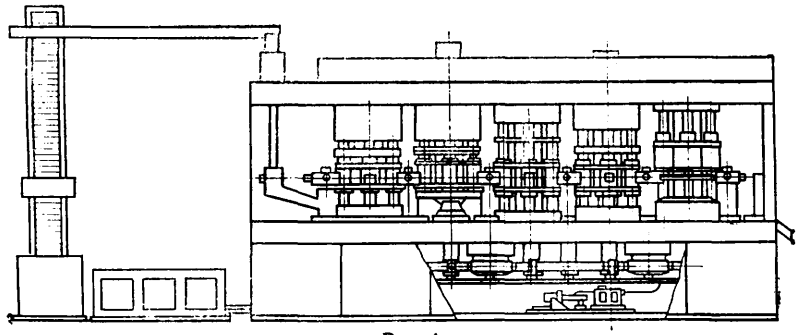


Рис. 4

Автоматическая роторная линия мод. ЛКП-1 (рис. 4) предназначена для изготовления корпусов игольчатых подшипников (ГОСТ 4060—60) диаметром от 6 до 20 мм из листовой стали 0,8кп, 10кп (ГОСТ 1050—74). Обеспечивает комплексную автоматизацию процесса, включающего вытяжку, предварительную подрезку торца, окончательную вытяжку, калибровку донышка, окончательную подрезку.

Линия оснащена пятью технологическими роторами, на которых расположены 24 инструментальных блока и 16 токарных шпинделей, а также шестью транспортными роторами с механизмами загрузки и перемещения заготовок. Каждый технологический ротор выполняет одну операцию.

Техническая характеристика линии

Производительность, шт/мин	120—160
Число рабочих позиций в роторах	8
Установленная мощность, кВт	33,2
Габаритные размеры линии, мм	7251×1316×2485
Масса, кг	10 000

Высокая производительность роторной автоматической линии достигается за счет того, что все технологические операции осуществляются в процессе непрерывного перемещения обрабатываемых деталей совместно с инструментом.

Разработчик и изготовитель — ГПЗ-3.

Автоматическая линия мод. 2207 предназначена для полной автоматической обработки деталей типа шестерни и фланца. Состоит из двух токарных фронтальных автоматов, устройства для переориентации и установки для клеймения.

Особенности автоматов:

возможность обработки деталей со сложными криволинейными образующими поверхностей вращения благодаря наличию копировального устройства, обеспечивающего копирование в двух координатах;

высокая жесткость системы станок — приспособление — инструмент — деталь, достигнутая рациональным размещением шпиндельной бабки и суппортных групп на металлоемкой литой станине;

оригинальная компоновка загрузочных устройств и лотковых систем транспортирования автоматов, позволяющая встраивать их в автоматическую линию.

Техническая характеристика линии

Класс точности автоматов по ГОСТ 8—71	II
Максимальный диаметр обрабатываемой детали, мм	250
Число шпинделей на одном автомате	1
Число суппортов на одном автомате	2
Производительность (при 75%-ной загрузке), деталей/ч	40
Суммарная мощность всех электродвигателей, кВт	36
Габаритные размеры, мм	9020×3270×2720
Масса, кН	135
Разработчик и изготовитель	Волжский автомобильный завод им. 50-летия СССР

Токарный фронтальный двухшпиндельный автомат С41.019 (рис. 5) предназначен для токарной обработки автомобильных деталей типа втулки уплотнительного кольца включения передач, дисков, ступиц, шестерен.

Особенности автомата: размещение силовой аппаратуры и аппаратуры управления в одном электрошкафу, установленном на станине автомата, что обеспечивает его компактность и уменьшает занимаемую им площадь.

Для удобства обслуживания и наладки автомата разводка гидро- и электрооборудования расположена внутри короба его облицовки.

Применение созданного впервые в отечественной и мировой практике устройства позволяет с минимальными затратами времени выверять расположение шпиндельных головок одна относительно другой с точностью до 0,001 мм.

Техническая характеристика автомата

Класс точности по ГОСТ 8—71	II
Производительность, деталей/ч	170
Частота вращения шпинделя, мин$^{-1}$	1500
Мощность привода шпиндельной головки, кВт:	
левой	4
правой	4
Суммарная мощность электродвигателей, кВт	11
Разработчик и изготовитель	Волжский автомобильный завод им. 50-летия СССР

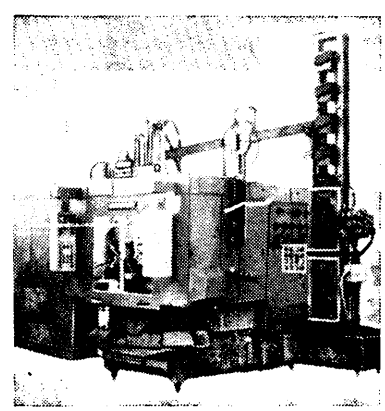


Рис. 5

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

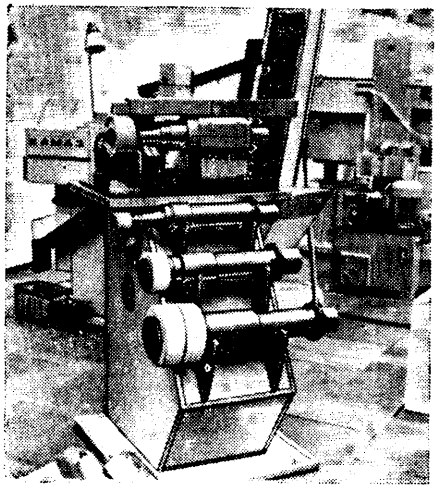


Рис. 6

Скоростные внутришлифовальные шпиндели (рис. 6) предназначены для скоростного (50—80 м/с) шлифования отверстий колец подшипников диаметром от 90 до 250 мм и высотой до 100 мм при шлифовании одним кругом и до 150 мм при шлифовании сдвоенными кругами.

Особенности шпинделей: повышенная жесткость корпуса в передней части, достигнутая увеличением его диаметра до 110—130 мм, и вала, выполненного за одно целое с планшайбой крепления шлифовального круга;

низкая переменная амплитуда колебаний шпинделя благодаря применению в передней и задней опорах радиально-упорных подшипников различных типоразмеров;

повышенные точность вращения шпинделя (в 2—2,5 раза), осевая жесткость вала в межопорном пространстве (в 1,4—1,6 раза), осевая и радиальная жесткости опор (в 1,8—2,2 раза) за счет рациональной установки в обеих опорах по четыре подшипника с предварительным натягом.

Шпиндели могут быть установлены на многих внутришлифовальных станках отечественного и зарубежного производства. В таблице приведена техническая характеристика шпинделей.

Специализированный фрезерно-сверлильно-расточной полуавтомат с ЧПУ мод. МА-655 (рис. 7) предназначен для фрезерования плоскостей и пазов, сверления, зенкерования, развертывания и растачивания отверстий в деталях сложной криволинейной формы типа дисков, рычагов, плит, корпусных и т. п. деталей из стали, чугуна и легких сплавов.

Обработка производится по трем координатам по программе, записанной на восьмидорожковой перфоленте и обеспечивающей перемещение стола, салазок и каретки с фрезерной головкой, изменение скорости вращения шпинделя, включение и выключение вращения шпинделя, выбор и смену инструмента.

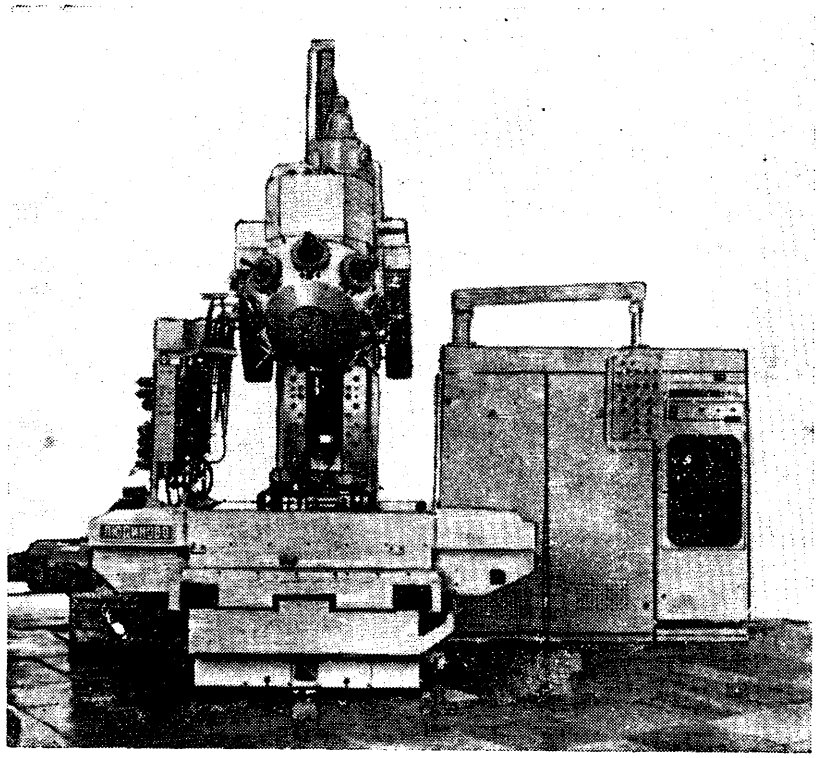


Рис. 7

Модель шпинделя	Размеры шлифовального круга, мм			Максимально допустимая скорость, м/с при применении смазки			Диаметр обрабатываемых отверстий, мм	Габаритные размеры шпинделя, мм	Масса, кг
	Наружный диаметр	Высота	Внутренний диаметр	ЦИАТИМ-202	ВНИИНП-282	Масляный туман			
СШ-1-7	200	20—125	76	70	75	80	160—250	130×650	40
	175	25—50	51—76	60	65	70			
	150	20—100	65	50	55	60			
СШ-2-10	250	20—100	52—65	65	70	80	140—180	120×600	32
	140	63	65	60	65	75			
	135	50	51	55	60	70			
СШ-3-13	150	20—50	32	70	75	80	110—150	110×630	28
	125	20—50	32	60	65	80			
	110	20—50	20	55	60	70			
СШ-4-15	100	20—80	20	60	70	80	90—130	110×630	22
	90	20—50	20	50	60	70			
	80	20—63	20	45	55	65			

Автоматическое управление станков по программе осуществляется от устройств ЧПУ Н33-2М, «Программа-30».

Техническая характеристика полуавтомата

Рабочая поверхность стола (длина×ширина), мм	1250×500
Расстояние от поверхности стола до торца шпинделя, мм:	
наибольшее	830
наименьшее	140
Наибольшее перемещение в следящем режиме, мм:	
продольное стола	1000
поперечное салазок	50
вертикальное каретки	690
Пределы рабочих подач, мм/мин	5—2400
Пределы частоты вращения шпинделя, мин$^{-1}$	20—2500
Количество инструментов в магазине	8
Точность обработки детали по контуру, мм	+0,05
Габаритные размеры, мм	2500×2870×3630
Масса, кг	10 000
Разработчик	МКТЭИавтопром
Изготовитель	Людиновский литейный завод

В. Ф. РЖЕВСКИЙ, А. З. БРОДСКИЙ

УДК 629.113.012.85

ПРИМЕНЕНИЕ УПРУГО-ДЕМПФИРУЮЩИХ ЭЛЕМЕНТОВ ТИПА «ХАЙДРОГАЗ» В СИСТЕМАХ ПОДРЕССОРИВАНИЯ ЗАРУБЕЖНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Фирмой Моултон Дэвэлопментс Лмт., входящей в фирму Данлоп, путем усовершенствования известной конструкции подвески «Хайдроластик» была создана подвеска типа «Хайдрогаз». С 1973 г. эту подвеску стали устанавливать на английских легковых автомобилях семейства Аллегро, а с 1975 г. — и семейства Принцесс. К 1977 г. было выпущено 0,5 млн. таких автомобилей, причем из них 0,4 млн. модели Аллегро.

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Принцип устройства рессоры следующий. Упругие силы рессоры «Хайдрогаз» создаются сжатым газом (азот с начальным зарядным давлением 1,75 МПа), изолированным в верхней камере упругого элемента при помощи разделительной диафрагмы.

Спирто-водяная смесь с антикоррозионной добавкой служит для передачи усилий от поршня нагружателя к газовой пружине верхней камеры, а также для осуществления связи переднего и заднего упругих элементов и создания сил неупругого гидравлического сопротивления, возникающих при перетекании жидкости из нижней жидкостной полости в верхнюю и при ее движении по трубопроводу связи. Благодаря конфигурации верхней поверхности поршня нагружателя и нижней части корпуса элемента «Хайдрогаз» получена требуемая форма упругой характеристики рессоры. На характеристику подвески в целом, кроме этих факторов, влияют силы, возникающие при деформациях резиновых элементов, при помощи которых осуществляется шарнирное соединение внутренних концов рычагов подвесок во время их перемещений.

В центре нижней, усиленной нейлоном резино-кордной разделительной диафрагмы имеется специальная выемка, в которой расположено кольцо, прижимающее буртик выемки диафрагмы к соответствующей выточке в верхней части поршня нагружателя. Такое соединение поршня и нижней разделительной диафрагмы, внешняя часть которой неподвижно закреплена в корпусе упругого элемента, позволяет избежать недостатков, связанных с уплотнением пар типа цилиндр—поршень или цилиндр—шток, характерных для других гидропневматических подвесок и телескопических амортизаторов. Последнее, по данным фирмы Данлоп, приводит к возможности повышать долговечность подвески «Хайдрогаз» до уровня, соответствующего полному сроку службы автомобиля.

Верхняя и нижняя разделительные диафрагмы, выполненные из высококачественной резины, для производства которой используется натуральный каучук, обеспечивают жидкостную и газовую герметизацию полости упругих элементов «Хайдрогаз» без диффузии газа в жидкостную полость и утечек жидкости в процессе эксплуатации автомобиля.

Нижняя часть нагружателя опирается на нейлоновое седло сферической формы, расположенное на рычаге подвески и защищенное от загрязнения гофрированным резиновым чехлом. Верхние рычаги передних и продольные рычаги задних подвесок прикрепляются к корпусу автомобиля при помощи сайлент-блоков. Эти блоки обладают определенной жесткостью и обеспечивают не только прогрессивную корректировку упругой характеристики подвески, но и служат в качестве достаточно надежных и эффективных ограничителей хода отбоя.

Жидкостные полости двух рессор «Хайдрогаз» соединены друг с другом гидрошлангом высокого давления, обеспечивая тем самым эффект уравновешивающей взаимосвязи подвесок передних и задних колес автомобиля (рис. 1).

Благодаря высоким рабочим давлениям газа габариты рессор «Хайдрогаз» небольшие, сопоставимые с размерами стоек Макферсона или пружинно-амортизаторных узлов рычажных подвесок других типов.

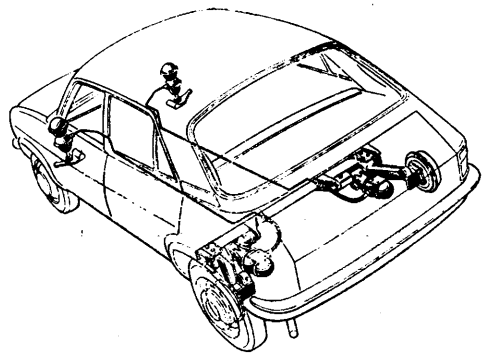


Рис. 1. Схема выравнивающей подвески системы «Хайдрогаз» для легкового автомобиля с приводом на передние колеса

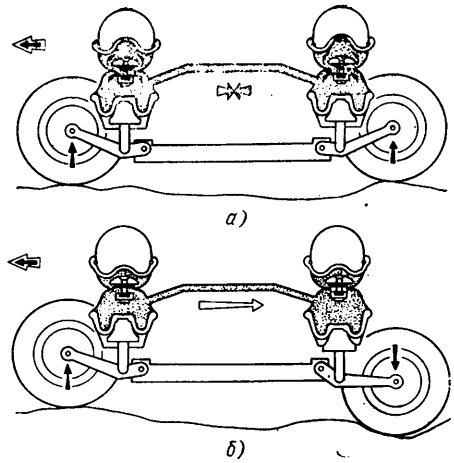


Рис. 2. Схема работы подвески «Хайдрогаз»: *а* — при вертикальных колебаниях; *б* — при продольно-угловых колебаниях

Рессоры «Хайдрогаз» могут надежно работать в вертикальном, горизонтальном, наклонном и перевернутом положениях, вследствие чего облегчается их компоновка в подвеске.

Упругие характеристики взаимосвязанной подвески «Хайдрогаз» существенно изменяются в зависимости от режима колебаний автомобиля.

При чисто вертикальных колебаниях подрессоренной массы упругие элементы подвесок всех четырех колес работают автономно, независимо друг от друга (рис. 2, *а*). Упругая характеристика подвески при этом имеет оптимальную S-образную форму, а конструктивные параметры подобраны так, что обеспечивают постоянство частоты собственных (86—89 кол/мин) и относительных (0,22—0,23) коэффициентов затухания свободных колебаний кузова автомобиля независимо от степени его загрузки.

При продольных угловых колебаниях автомобиля из-за связи гидравлических полостей передней и задней подвесок (рис. 2, *б*) величины эффективных жесткостей этих подвесок уменьшаются примерно на 30—35%, что обусловливает существенное улучшение плавности хода легкового автомобиля. Как показали сравнительные дорожные испытания, проведенные фирмой Данлоп, легковые автомобили малого и среднего классов, оборудованные рессорами «Хайдрогаз», характеризуются значительно меньшими продольными ускорениями, чем автомобили того же класса с традиционными подвесками. Аналогичный вывод был сделан также по результатам моделирования колебаний сравниваемых автомобилей.

При поперечных угловых колебаниях автомобиля упругие элементы «Хайдрогаз» работают практически независимо друг от друга, обеспечивая формирование максимальных упругих сил. Величины этих сил так же, как и при вертикальных колебаниях, значительно больше, чем при продольных колебаниях автомобиля, поскольку отсутствует перетекание жидкости по трубопроводам, соединяющим гидравлические полости передних и задних рессор. Упругие характеристики подвесок «Хайдрогаз» при поперечных угловых колебаниях имеют S-образную форму и обеспечивают прогрессивное возрастание моментов поперечной угловой стабилизации кузова при увеличении угла бокового крена, что дает возможность не вводить в конструкцию легковых автомобилей с такими подвесками стабилизаторы поперечной устойчивости.

Легковые автомобили, оборудованные рессорами «Хайдрогаз», обычно имеют по сравнению с традиционными вариантами увеличенную жесткость передней подвески в случае чисто вертикальных колебаний и существенно более низкие величины жесткостей передних и задних подвесок при продольных колебаниях (с идентичными остальными параметрами). Такое распределение величин жесткостей приводит к снижению вибрации и улучшению устойчивости движения без применения стабилизирующих устройств. При этом уровень вибрации в салоне легковых автомобилей среднего и даже малого классов соответствует уровню, характерному для автомобилей высшего класса.

Необходимая антиклевковая стабилизация кузова при разгоне и торможении автомобиля достигается за счет конструкции направляющего аппарата подвесок.

Таким образом, подвеска «Хайдрогаз» для легковых автомобилей с приводом на передние колеса присущи следующие преимущества.

1. Простота конструкции и хорошие весовые показатели (вес рессоры «Хайдрогаз» с верхним рычагом передней подвески автомобиля «Аллегро» составляет 91% веса стойки «Макферсон» с амортизатором легкового автомобиля «Фольксваген Гольф»). Отсутствие необходимости устанавливать гидравлические амортизаторы и стабилизаторы поперечной устойчивости.

2. Обеспечение более высокого уровня плавности хода легковых автомобилей по сравнению с традиционными подвесками. Надежная изоляция кузова автомобиля от высокочастотных вибровоздействий со стороны неподрессоренных масс.

3. Высокие показатели по надежности и долговечности. Отсутствие необходимости ремонта в процессе эксплуатации автомобиля, а также сложного технического обслуживания (производство запасных частей подвесок «Хайдрогаз», по данным фирмы Данлоп, в 1973—1978 гг. составило 1,16% общего

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

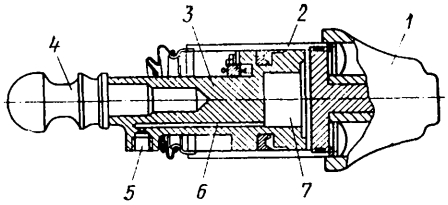


Рис. 3. Нагружатель упругого элемента «Хайдрогаз» регулируемой длины:
1 — поршень нагружателя; *2* — гидроцилиндр; *3* — толкатель; *4* — сферическая опора нагружателя; *5* — место установки штуцера подвода жидкости; *6* — канал; *7* — жидкостная полость нагружателя

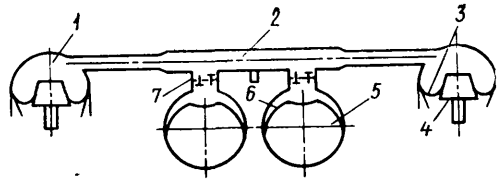


Рис. 4. Схема подвески тележки опытного образца междугородного автобуса «Моултон»:
1 — жидкостная полость; *2* — трубопровод связи рессор тележки; *3* — диафрагма жидкостной полости; *4* — поршень нагружателя; *5* — газовая камера; *6* — диафрагма газовой камеры; *7* — демпфирующий узел

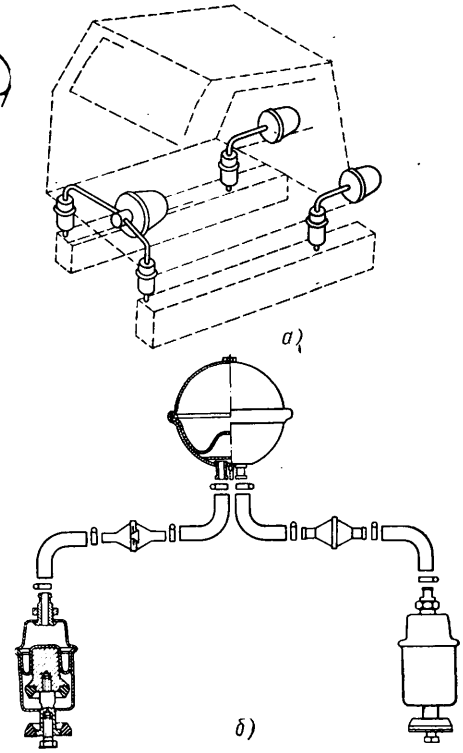


Рис. 5. Принципиальная схема подрессоривания кабины автомобиля-тягача на четырех опорах «Хайдрогаз» (*а*) и схема передней двухопорной подвески этой кабины (*б*)

производства, причем большая часть предназначалась для ремонта автомобилей после аварий). С использованием антифриза в гидросистеме подвеска эффективно работает в широком диапазоне температур, так как вязкость этой жидкости практически не зависит от температуры окружающей среды (это подтверждено испытаниями, проведенными фирмой в Финляндии, Канаде и Африке).

4. Обеспечение высокой поперечной устойчивости легковому автомобилю от боковых воздействий, а также достаточно надежного контакта шин с поверхностью дороги, что способствует повышению безопасности движения.

5. Конкурентоспособность по стоимости с большинством других подвесок (рессора «Хайдрогаз» с верхним рычагом передней подвески и ограничителем хода сжатия у автомобиля «Аллегро» на 7% дешевле стойки Макферсона передней подвески автомобиля «Фольксваген Гольф»).

6. Простота конструкций подвесок (нерегулируемых), предназначенных для установки на автомобили массового производства. Наличие нагружателя регулируемой длины (рис. 3), устанавливаемого в задней подвеске для регулирования положения кузова более дорогих автомобилей. Изменяя объем жидкости в полости цилиндра нагружателя, можно регулировать его длину и, следовательно, изменять положение кузова в зависимости от воспринимаемой рессорами нагрузки или корректировать его в соответствии с температурой окружающей среды. (Необходимость корректировки положения кузова в соответствии с температурой окружающей среды связана с изменениями начального объема сжатого газа). Жидкость можно подавать в полость нагружателя при помощи насоса, приводимого в действие как вручную, так и с помощью электродвигателя.

В настоящее время фирмой Моултон Дэвэлопментс Лмт. разработан ряд рессор типа «Хайдрогаз» грузоподъемностью 0,115—0,230 кН, 0,150—0,300 кН, 0,160—0,400 кН и 0,570—1,8 кН. Кроме того, ведутся работы по расширению сферы применения подвесок «Хайдрогаз» на автомобилях других типов и на системах вторичного подрессоривания кабин грузовых автомобилей. В частности, разработан опытный образец междугородного автобуса общим весом 7,7 кН, в подвеске которого использованы рессоры типа «Хайдрогаз». Ходовая часть этого автобуса имеет передние и задние двухосные тележки. Рессоры тележек каждого борта автобуса гидравлически связаны попарно между собой, а жидкостные и газовые камеры — разнесены (рис. 4).

Замена обычных осей двухосными тележками с балансирной подвеской дала возможность устранить ниши в полу кузова, снизить центр тяжести автобуса, существенно улучшить тормозные качества, плавность хода, устойчивость и безопасность движения. Комфортабельность перевозки пассажиров благодаря уменьшению вибровоздействий соответствует уровню, характерному для легковых автомобилей высшего класса.

Из салона автобуса с подвеской «Хайдрогаз» можно без помех осуществлять кино- и фотосъемку при движении его по автомагистрали обычного типа. По изношенным дорогам автобус движется со скоростью 50—70 км/ч, а современные наиболее комфортабельные междугородные автобусы с подвесками других типов — со скоростью 10—20 км/ч и при этом быстро выходят из строя из-за поломок деталей ходовой части и несущей системы.

Высокие виброзащитные качества подвесок «Хайдрогаз» позволили применить на опытном автобусе жесткие сиденья без эластичных подушек и спинок. Конструкция шасси и кузова этого автобуса в настоящее время всесторонне изучается многими ведущими зарубежными фирмами, выпускающими автобусы.

Уменьшить уровень воздействия вибраций на водителя можно не только путем улучшения подвески автомобиля, но и подрессориванием сиденья или кабины. Все это желательно использовать для улучшения условий труда водителей грузовых автомобилей высокой грузоподъемности, седельных тягачей магистральных автопоездов, самосвалов, дорожно-строительных машин и т. п.

Специалистами фирмы Данлоп разработаны системы вторичного подрессоривания кабин седельных тягачей магистральных автопоездов, в которых использованы гидропневматические упругие элементы. Эти элементы применяют для подрессоривания кабины в двух и четырех точках (рис. 5). Лучший результат в отношении виброизоляции при двухточечной системе подрессоривания достигается установкой упругих элементов в зоне передней части кабины. Однако по сравнению с установкой упругих элементов в зоне задней части кабины увеличиваются трудности в решении компоновочных задач.

В обоих случаях возможности виброзащиты ограничены, так как при двух упругих точках опоры имеется шарнирная связь с корпусом автомобиля. Вследствие этого, с точки зрения обеспечения лучшей виброзащиты водителя, наибольший интерес представляет четырехопорная система подрессоривания кабины. Такая система имеет два гидропневматических упругих элемента, жидкостные полости которых соединены трубопроводом с одной общей газовой камерой. Поддиафрагменная часть газового резервуара соединяется с жидкостными полостями упругих элементов при помощи гибких шлангов. Две задние опоры с гидропневматическими упругими элементами работают независимо от других. Конструкция опор позволяет сравнительно легко подбирать необходимые для получения частоты собственных колебаний кабины (порядка 1,0—1,3 Гц) величины жесткости элементов. Это достигается изменением величин рабочих объемов газовых камер и зарядных давлений в них. Необходимая величина коэффициента демпфирования (от 0,25 до 1,0) достигается при помощи встроенного гасителя колебаний. В качестве жидкости используется спиртоводяная смесь.

Малая жесткость подвески кабины может вызвать большие перемещения ее при резких торможениях и изменениях нагрузок: статической, ветровой и аэродинамической. Для компенсации таких перемещений подвеска кабины снабжена выравнивающим клапаном. Функции стабилизации кабины в продольном и поперечном направлениях выполняют сами упругие элементы. Они допускают взаимные смещения подрессоренных и неподрессоренных масс кабины в радиальном направлении до ±11 мм, что облегчает монтаж кабины и способствует снижению уровня вибровоздействий в горизонтальной плоскости. Упругая характеристика подвески как в вертикальном направлении, так и в горизонтальном имеет S-образную форму.

Фирмой Данлоп разработаны гидропневматические элементы для подвесок кабин грузоподъемностью 0,32 и 0,50 кН,

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

обеспечивающие перемещения до ±40 и ±51 мм соответственно. Диаметры цилиндров этих элементов составляют соответственно 120 и 145 мм, а их длины — 235 и 270 мм. Такая подвеска обладает высокими виброзащитными качествами, а также проста в обслуживании, надежна, долговечна и, аналогично подвеске «Хайдрогаз», не имеет в своей конструкции пар трения.

Все описанные преимущества, которые получены в результате применения упруго-демпфирующих элементов «Хайдрогаз», основаны на рекламных материалах фирм «Данлоп» и «Моултон Дэвэлопментс».

Вследствие этого при оценке возможности и целесообразности применения элементов типа Хайдрогаз в подвесках перспективных отечественных автомобилей и автобусов следует относиться к изложенным выше рекламным материалам весьма критически и принимать окончательные решения только после дополнительной всесторонней экспериментальной проверки эффективности работы элементов типа «Хайдрогаз».

Кандидаты техн. наук
О. К. ПРУТЧИКОВ, В. А. САВЕЛЬЕВ

НОВЫЕ ЗАРУБЕЖНЫЕ АВТОМОБИЛИ

УДК 629.113.(44)

АВТОМОБИЛИ МАЛОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ ФИРМЫ СИТРОЕН

В 1979 г. фирма Ситроен выпустила 2500 тыс. автомобилей. Свыше 10% всего выпуска автомобилей составляют автомобили общего назначения с кузовами полезным объемом от 600 до 2500 дм³. Рассмотрим основные модели грузовых автомобилей этого класса, выпускаемых в 1980 г.

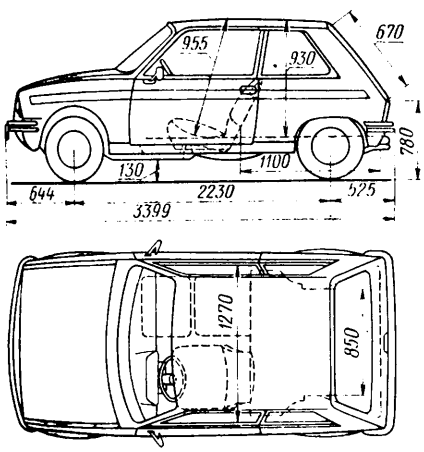


Рис. 1

На рис. 1 приведен общий вид грузового автомобиля LNA с кузовом фургон. Двигатель карбюраторный, оппозитный, с воздушным охлаждением, мощностью 26 кВт при частоте вращения коленчатого вала $n=5500$ мин$^{-1}$. Крутящий момент двигателя 5,1 Н·м при $n=3500$ мин$^{-1}$. Рабочий объем цилиндров двигателя 1129 см³, степень сжатия 9,0, отношение диаметра цилиндра к ходу поршня 74/65,6.

На автомобиле установлены: сухое однодисковое сцепление, пятиступенчатая синхронизированная коробка передач, рулевое управление реечного типа, независимая гидравлическая система торможения передних и задних колес. Передние колеса имеют дисковые тормоза, задние — регулируемые барабанные. Подвеска всех колес независимая, с гидравлическими амортизаторами, винтовыми пружинами и стабилизатором поперечной устойчивости. Колеса снабжены радиальными шинами 135SR — 13XZX.

Погрузочная длина платформы кузова 1,1 м, его полезный объем 860 дм³, грузовместимость 320 кг. Второе сиденье при необходимости полностью убирается, что увеличивает полезный объем кузова до 1109 дм³ и длину погрузочной платформы до 2 м. Полная масса автомобиля 1035 кг. Максимальная грузоподъемность 342 кг. Емкость топливного бака 40 л. Максимальная скорость движения автомобиля 126 км/ч.

Кузов автомобиля имеет большую застекленную поверхность, что обеспечивает хорошую обзорность. По желанию потребителя устанавливают обогреватель, стеклоочистители и омыватель заднего ветрового стекла.

Выпускается также модель GS Специаль Энтреприз с полностью закрытым кузовом полезным объемом 1160 дм³. Полная масса автомобиля 1340 кг, грузовместимость 445 кг. Максимальная мощность двигателя 40 кВт при частоте вращения коленчатого вала $n=5750$ мин$^{-1}$, крутящий момент двигателя 7,8 Н·м при $n=3500$ мин$^{-1}$. Емкость топливного бака 43 л. Максимальная скорость движения автомобиля 146 км/ч.

Представляет интерес грузовой автомобиль Мехари. Кузов его выполнен из пластополимера ABC (рис. 2) с полностью или частично съемным капотом двигателя. Двигатель — карбюраторный, оппозитный, с воздушным охлаждением. Рабочий объем цилиндров двигателя 602 см³, отношение диаметра цилиндра к ходу поршня 74/70, степень сжатия 8,5. Максимальная мощность двигателя 21 кВт при частоте вращения коленчатого вала $n=5750$ мин$^{-1}$, крутящий момент 3,8 Н·м при $n=3500$ мин$^{-1}$.

На автомобиле установлены: сухое однодисковое сцепление, пятиступенчатая синхронизированная механическая коробка передач, рулевое управление реечного типа, тормоза передних колес, дисковые, а задних — барабанные. Система торможения гидравлическая, независимая для передних и задних колес. Подвеска независимая с гидравлическими амортизаторами и пружинами. Колеса снабжены шинами модели 135—15X. Полезный объем кузова 2010 дм³. Полная масса автомобиля 935 кг, грузовместимость 380 кг. Емкость топливного бака 25 л, максимальная скорость 100 км/ч.

Автомобиль выпускается двух модификаций: двухместный и с дополнительными двумя убирающимися сиденьями.

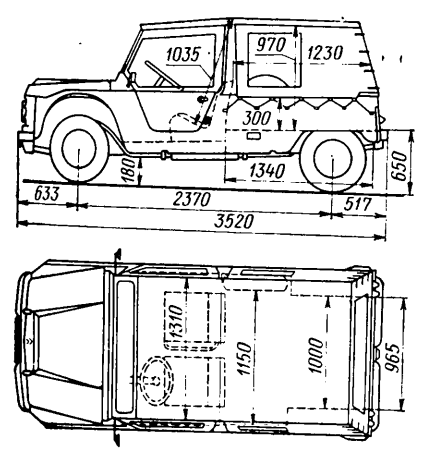


Рис. 2

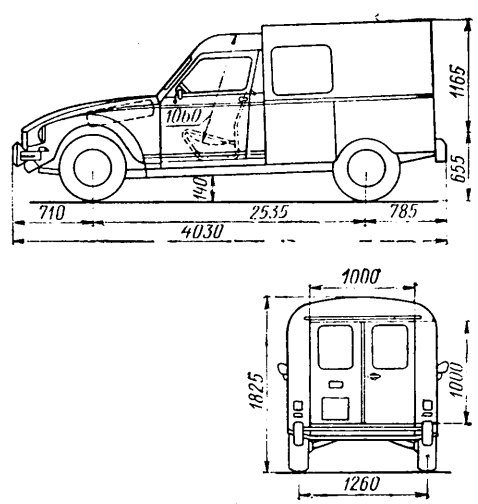


Рис. 3

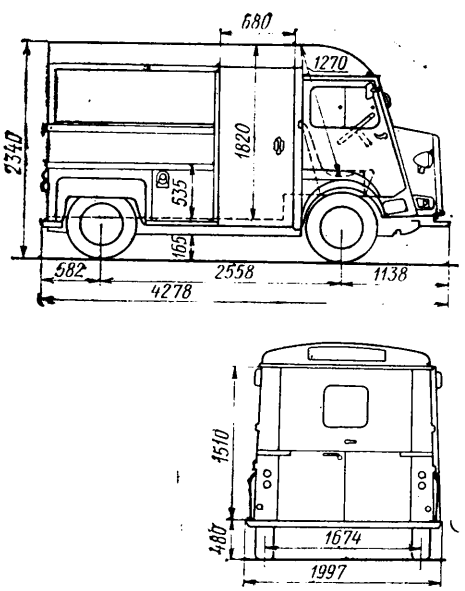


Рис. 4

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

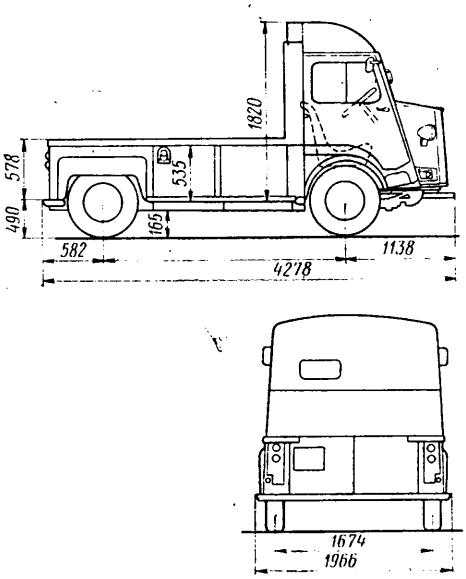


Рис. 5

Техническая характеристика автомобиля	Автомобиль Ситроен 1000		Автомобиль С-35	
	с карбюраторным двигателем	с дизелем	с карбюраторным двигателем	с дизелем
Двигатель:				
число и расположение цилиндров	4, рядное		4, рядное	
рабочий объем, см³	1911	1946	1985	2175
отношение S/D, мм	78/100	88/80	86/85,5	90/85,5
степень сжатия	7,5	21	8,0	22,2
максимальная мощность, кВт	37,5	37,0	47,0	44,0
крутящий момент, Н·м	13,0	10,6	12,8	12,3
Охлаждение	Воздушное		Водяное	
Сцепление	Сухое, однодисковое		Сухое, однодисковое	
Коробка передач	Четырехступенчатая, механическая		Четырехступенчатая, механическая	
Главная передача	Гипоидная		Гипоидная	
Тип рулевого управления	Реечное		Реечное	
Максимальный радиус поворота, м	3,1		3,1	
Система торможения	Гидравлическая, независимая, барабанные		Гидравлическая, независимая, дисковые	
Подвеска	Торсионная с гидравлическими амортизаторами			
Шины, модель	17—400 ХСА		195—16 ХСА	
Емкость топливного бака, л	60		65	
Полезный объем кузова, м³	7,3		9,3	
Полная масса, кг	3690		4750	
Грузоподъемность, кг	1075	1020	1885	1835
Максимальная скорость, км/ч	101	88	110	108
Число мест	2	2	2	2

На рис. 3 показан общий вид нового компактного грузового автомобиля Акадэн с кузовом полезным объемом 2270 дм³. Грузовой отсек кузова отделен от пассажирских сидений. Длина погрузочной платформы 1,615 м, полная масса автомобиля 1155 кг, грузовместимость 475 кг, емкость топливного бака 25 л. Максимальная скорость автомобиля 100 км/ч. Мощность двигателя 22 кВт при $n=5750$ мин$^{-1}$. Максимальный радиус поворота 3,6 м.

Конструкции кузовов автомобилей Ситроен 1000 (рис. 4) и Ситроен 1600 позволяют быстро осуществлять операции погрузки и выгрузки. Кузова имеют трехстворчатую заднюю дверь и боковую дополнительную, скользящую вдоль борта автомобиля. Кроме того, в боковой панели кузова предусмотрена ниша для установки запасного колеса. Расстояние от поверхности земли до платформы кузова 48 см.

Автомобили этих моделей выпускают с карбюраторными двигателями и с дизелями, а также с кузовом фургон и с грузовой открытой платформой. Грузоподъемность автомобилей 1000 и 1600 кг.

К этой группе автомобилей относятся автомобили моделей С-35, которые также выпускают с кузовом фургон, с грузовой открытой (рис. 5) платформой и с кузовом фургон, имеющим откидывающуюся площадку для перевозки скота и различных грузов в упаковке правильной геометрической формы. Полезный объем кузова 9,3, 12,5 и 14,3 м³. Задняя двухстворчатая дверь открывается на 180°. Ширина боковой скользящей двери в свету 1,19 м. Технические характеристики автомобилей этих моделей приведены в таблице. Грузовые автомобили модели С-35 выпускаются с карбюраторными двигателями и с дизелями. Характерной особенностью этих автомобилей является торсионная подвеска передних мостов.

М. Б. АНДРЕЕВ

УДК 629.113.(100)

ЛЕГКОВЫЕ АВТОМОБИЛИ

Американская компания Форд Мотор взамен устаревших моделей легковых автомобилей «Пинто» и «Бобкэт» с июля 1980 г. выпускает модели «Форд Эскорт» и «Меркурий Линкс». Предполагается в 1980—1981 гг. выпустить 485 000 автомобилей этих моделей. Для Северной Америки изготовляют автомобили с кузовами двух вариантов: трехдверный хэтчбек и пятидверный линфгейт. Кроме того, подготовляется к производству автомобиль модели «Форд Дивижн Эскорт» четырех модификаций: серийная, экстра-люкс, люкс, спортивная. Двигатели рабочим объемом 1300—1600 см³ серии CVH этих автомобилей изготовляют на заводе г. Диборн. Головка блока цилиндров и выпускной коллектор изготовлены из алюминиевого сплава, а блок цилиндров — из чугуна. Особенностью этих двигателей является полусферическая камера сгорания в алюминиевой головке блока цилиндров. Мощность двигателя рабочим объемом 1600 см³ 35 кВт. Предусматривается установка каталитического нейтрализатора обрабатывающих газов.

Трансмиссия указанных моделей изготовляется двух вариантов: с четырехступенчатыми коробками передач с ручным управлением и трехступенчатыми автоматическими коробками передач.

В европейских и североамериканских вариантах моделей автомобилей «Эскорт» и «Линкс» будут использованы модернизированная передняя подвеска типа Макферсон, независимая задняя пружинная подвеска, рулевой механизм типа зубчатая рейка. Колесная база этих автомобилей 2393 мм, длина 4165 мм, ширина 1600 мм, высота 1295 мм. Обе модели на 200 мм короче и на 225 кг легче, чем предшествовавшие модели «Пинто» и «Бобкэт».

Американская фирма Крайслер Корпорейшн выпускает автомобиль Плимут Туризмо ТС3 (рис. 1) с приводом на передние колеса. Карбюраторный двигатель поперечно расположен, мощность его 48 кВт, рабочий объем цилиндров 1700 см³. Охлаждение двигателя — водяное, блок цилиндров — чугунный, головка блока цилиндров — из алюминиевого сплава. Коробка передач четырехступенчатая с ручным переключением. Рулевой механизм типа зубчатая рейка, с гидроусилителем. Передняя подвеска типа Макферсон со стабилизатором поперечной устойчивости. Задняя подвеска независимая пружинная со стабилизатором продольной устойчивости. Передние тормоза — дисковые с гидроусилителем, задние — барабанные. Колеса — литые алюминиевые. Емкость топливного бака 50 л. Расход топлива в городских условиях 9,8 л на 100 км.

Габариты автомобиля: база 2456 мм, длина 4386 мм, ширина 1676 мм, высота 1305 мм. Собственная масса заправленного автомобиля 998 кг.

Автомобиль «Ауди 5000 Турбо» (рис. 2) с приводом на передние колеса, кузов седан пятиместный, оборудованный пятицилиндровым двигателем с турбонаддувом мощностью 56 кВт рабочим объемом цилиндров 2144 см³. Охлаждение двигателя — водяное, блок цилиндров — чугунный, головка блока цилиндров — из алюминиевого сплава. Коробка передач трехступенчатая автоматическая. Передняя подвеска независимая регулируемая

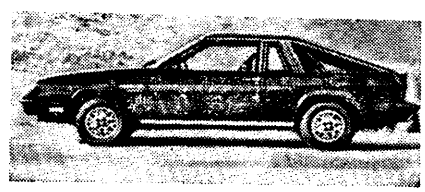


Рис. 1

Рис. 2

Новосибирская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

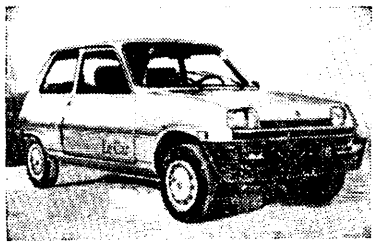


Рис. 3

типа Макферсон, рессорная со стабилизатором поперечной устойчивости. Задняя подвеска — торсионная со штангой Панхард, стабилизатором устойчивости и пружинной стойкой. Рулевой механизм типа зубчатая рейка с усилителем. Передние и задние тормоза — дисковые с гидроусилителем. Колеса изготовлены из легкого сплава. Емкость топливного бака 75 л. Расход топлива в городских условиях 13 л на 100 км, на скоростных автострадах — 9 л на 100 км. Максимальная скорость автомобиля 180 км/ч.

Габаритные размеры автомобиля: колесная база 2575 мм, длина 4800 мм, ширина 1768 мм, высота 1390 мм. Полная масса автомобиля 1380 кг. Французская фирма Рено усовершенствовала легковой автомобиль «Рено Ле Кар» (R-5) (рис. 3) с приводом на передние колеса для сбыта на американском рынке. На автомобиле выпуска 1980 г. установлен двигатель рабочим объемом 1400 см³. Поперечно расположенный четырехцилиндровый двигатель имеет водяную систему охлаждения, новую бесшумную систему всасывания воздуха и выброса отработавших газов, электронную систему зажигания.

Автомобиль «Рено Ле Кар» четырехместный двухдверный хэтчбэк. Передняя подвеска торсионная с рычагами неравной длины, задняя подвеска — торсионная с продольными рычагами. Рулевой механизм — типа зубчатая рейка. Емкость топливного бака 38 л. Расход топлива в городских условиях 7,8 л на 100 км. Передние тормоза — дисковые, задние — барабанные. Габаритные размеры автомобиля: база 2418 мм, длина 3620 мм, ширина 1524 мм, высота 1397 мм. Полная масса автомобиля 825 кг.

Н. С. ПОЗДНЕВА

УДК 621.7/.9:629.113.002

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Новый способ удаления заусенцев и полирования

Фирмой Friedrich Blasberg GmbH & Co. KG, Spezialfabrik für Galvanotechnik (ФРГ) разработан способ одновременного химического удаления заусенцев и полирования деталей «Ferroprotekt-91». Этому виду обработки могут подвергаться детали, изготовленные из сталей с содержанием углерода до 1,4% и низколегированных сталей. Декоративная обработка возможна только для деталей из стали с содержанием углерода до 0,4%.

Способ позволяет удалять заусенцы с кромок отверстий, пазов, шлицев и т. п. даже в труднодоступных местах. Детали можно одновременно полировать, следовательно, их можно сразу же направлять для нанесения гальванических покрытий.

Обработка производится методом окунания при температуре окружающего воздуха. Детали могут обрабатываться в барабанах, корзинах или на подвесках. Время обработки — от нескольких секунд до нескольких минут. Предварительного травления деталей не требуется. При химическом удалении заусенцев и полировании хрупкость наружных поверхностей деталей не повышается, так как в ходе реакции выделяется кислород, а не водород.

Предусмотрена возможность встраивания установки в автоматические линии для обработки деталей.

Metalloberfläche, август 1980, № 8, с. 345.

Автомат для удаления струйным методом заусенцев с твердосплавных поворотных режущих пластинок

Автомат создан фирмой Schlick (ФРГ). Он предназначен для удаления заусенцев с кромок твердосплавных поворотных пластинок после спекания и нанесения износостойкого покрытия. Загрузка и разгрузка автомата может выполняться вручную или с помощью загрузочно-разгрузочных устройств.

Обрабатываемые пластинки укладываются на поворотный спутник, который через специальное устройство поступает в рабочую камеру. В рабочей камере спутник начинает вращаться. Обработка производится большим количеством струйных головок одновременно. При этом одна группа струйных головок закреплена на вертикальном подъемном приспособлении, а другая — на горизонтальном приспособлении, выполненном в виде осциллятора. Каждая струйная головка оснащена шариковым фиксатором, что позволяет легко менять направление движения струй. Количество струйных головок также может подбираться в зависимости от величины и формы пластинок, а также от требуемой производительности. В качестве рабочего материала может применяться любое сухое струйное средство, например, стеклянные шарики.

Кроме обработки поворотных пластинок на автомате можно, например, насекать алюминиевые детали перед нанесением на них слоя резины и пластмассы.

Maschinenmarkt, август 1980, № 67, с. 1286.

Дополнительное приспособление к станкам для удаления заусенцев и ржавчины с труб

Приспособление создано фирмой RSA (ФРГ). Оно может применяться на станках, где рабочий инструмент — кратцовочная щетка. Цель применения приспособления — повышения уровня механизации процесса обработки труб и увеличение производительности труда. С помощью этого приспособления могут обрабатываться трубы диаметром 18—45 мм.

Основными узлами приспособления являются призматическая направляющая, электродвигатель с редуктором и вращающийся контактный круг, изготовленный из износостойкой пластмассы.

Работа с приспособлением очень проста. Рабочий накладывает обрабатываемую деталь на призматическую направляющую и подводит ее к контактному кругу. Вращающийся контактный круг благодаря силам трения приводит деталь во вращение. Круг этот устанавливается под некоторым углом к продольной оси детали. Так как величина этого угла может изменяться, то благодаря этому обеспечивается автоматическая подача обрабатываемой детали (максимальная ее величина — до 5 м/мин). Регулируя величину подачи, можно обрабатывать трубы практически из любого материала. Как сказано выше, контактный круг прижимает вращающуюся деталь к кратцовочной щетке. При этом помимо удаления заусенцев с кромок на торцах труб удаляются еще ржавчина или окалина на их наружной поверхности.

По окончании обработки рабочий снимает трубу с направляющей с противоположной стороны станка и накладывает новую необработанную трубу на направляющую. Процесс повторяется.

Maschinenmarkt, август 1980, № 67, с. 1285.

Улучшенный способ точечной сварки

С целью повышения качества точечных сварных соединений фирма DALEX (ФРГ) разработала новый способ точечной сварки, заключающийся в том, что свариваемые детали вначале точно позиционируются и прижимаются друг к другу, а затем свариваются. Этот способ реализуется с помощью гаммы машин для точечной сварки. Машины эти имеют две модификации, отличающиеся только номинальной мощностью: 16 кВ·А и 25 кВ·А. Усилие на электродах машин обеих модификаций регулируется в пределах 36 — 278 даН, на первой из них можно сваривать стальные листы толщиной 2 и 5 мм, листы латуни 2 и 2 мм и листы алюминия 2 и 1 мм, на второй соответственно 2 и 6; 2 и 3; 2 и 1,2 мм.

Maschinenmarkt, сентябрь 1980, № 73, с. 1390.

Технический редактор *Е. П. Смирнова* Корректор *И. М. Борейша*

Сдано в набор 08.12.80. Подписано в печать 27.01.81. Т-01649 Тираж 13917
Формат 60×90¹/₈. Печать высокая. Усл. печ. л. 5,0. Уч.-изд. л. 8,35. Заказ 655

Адрес редакции: 103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, д. 13, 4-й этаж, комн. 424 и 427 Тел.: 228-48-62 и 298-89-18
Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательств, полиграфии и книжной торговли
г. Подольск, ул. Кирова, д. 25

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Автоматизированная технология сборки якорей электрических машин с применением высокопроизводительного оборудования

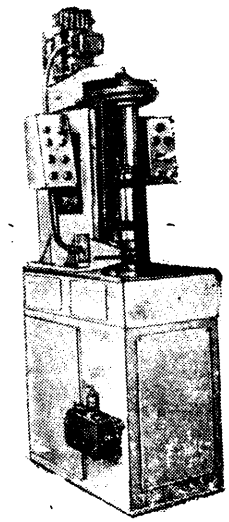
Новый технологический процесс изготовления якорей электрических машин состоит из следующих операций: сборки вала с магнитопроводом, изготовления изоляционных гильз и укладки их в пазы магнитопровода, изготовления секций и сборки их с магнитопроводом, разводки концов секций со стороны коллектора по шагу, сборки коллектора с обмоткой, пайки концов секций в коллекторе и контроля якорей по электрическим параметрам.

Способ изготовления якорей электрических машин отличается от известных отечественных и зарубежных способов тем, что позволяет автоматизировать весь технологический процесс изготовления якорей стартеров более простыми приемами. Новый способ позволяет уменьшить время технологического цикла, снизить трудоемкость изготовления якоря и расход материалов, улучшить качество якорей и эксплуатационные характеристики электрических машин в целом.

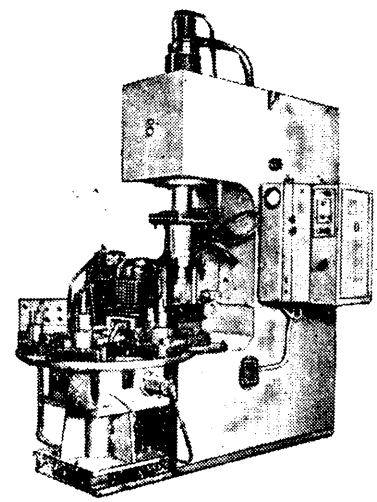
Применение дифференцированного процесса позволяет значительно повысить коэффициент использования оборудования.

Широкое использование в технологическом процессе автоматизированного оборудования значительно облегчает условия труда рабочих. Автоматизирован весь процесс сборки якоря, за исключением установки и съема его с оборудования. Если применять известные автоматические устройства для загрузки и выгрузки якорей, то получится полностью автоматическая линия.

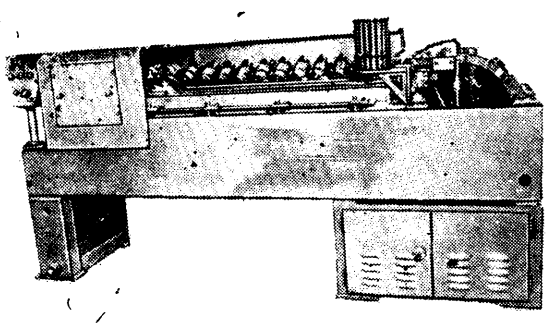
Новый технологический процесс изготовления якорей электрических машин осуществляется с помощью следующего оборудования:



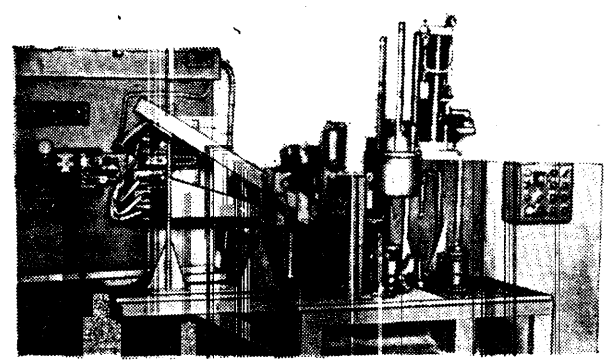
1АП-324



1АП-288

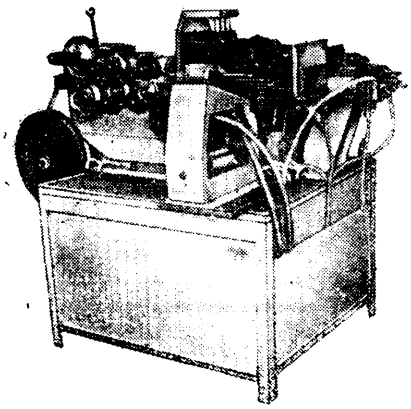


1АП-200

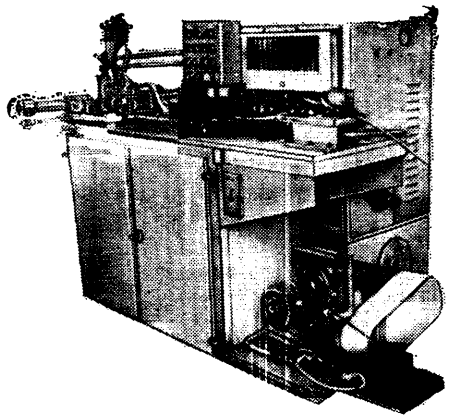


1АП-314

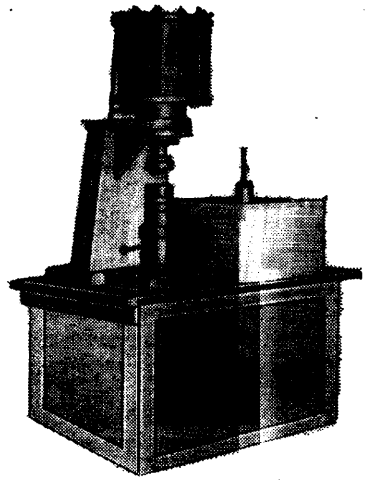
Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru



1АП-280



1АП-289



1АП-385

Полуавтомат 1АП-288 для сборки магнитопровода с валом:	
производительность, шт/ч	163
габаритные размеры, мм	1300×2000×2500
Автомат 1АП-280 для изготовления изоляционных гильз и укладки их в пазы магнитопровода:	
производительность, гильз/ч	3000
габаритные размеры, мм	1550×1250×950
Установка 1АП-401 для отбортовки пазовой изоляции:	
производительность, шт/ч	250
габаритные размеры, мм	620×620×910
Автомат для изготовления секций 1АП-289:	
производительность, секций/ч	1500
габаритные размеры, мм	1125×1900×1450
Полуавтомат 1АП-314 для сборки обмотки с магнитопроводом:	
производительность, шт/ч	100
габаритные размеры, мм	1800×850×2000
Полуавтомат 1АП-324 для допрессовки секций и разводки концов секций:	
производительность, шт/ч	200
габаритные размеры, мм	1225×600×2080
Агрегатный станок 1АП-385 для сборки коллектора с обмоткой:	
производительность, шт/ч	200
габаритные размеры, мм	1100×650×1660
Полуавтомат 1АП-200 для пайки концов секций в шлицах коллектора:	
производительность, шт/ч	400
габаритные размеры, мм	3000×1000×1500
Полуавтомат 1АП-370 для контроля якорей по электрическим параметрам:	
производительность, шт/ч	190
габаритные размеры, мм	545×615×580.

По вопросам технических характеристик и условий приобретения лицензии просим обращаться в Управление внешних сношений Министерства автомобильной промышленности по адресу: СССР, Москва, Центр, Кузнецкий мост, 21/5

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru

Цена 40 коп. Индекс 70003

АККРЕДИТИВ СБЕРЕГАТЕЛЬНОЙ КАССЫ

Ежегодно миллионы советских граждан совершают экскурсии или путешествия по стране, выезжают в командировки. Удобной формой хранения денег в пути являются аккредитивы сберегательных касс. Деньги, внесенные на аккредитив, можно получить в сберегательной кассе любого города или района страны.

Сберегательные кассы выдают аккредитивы двух видов: на любую сумму до 3 000 руб. и в 300 руб. По аккредитиву до 3 000 руб. деньги выплачивают сразу в полной сумме. Если владелец такого аккредитива желает получить только часть денег, то на оставшуюся сумму может быть выдан новый аккредитив. По аккредитиву в 300 руб. можно получить всю сумму сразу или частями по 100 руб.

Оплата аккредитива производится сберегательной кассой по предъявлении его владельцем паспорта или документа, заменяющего паспорт, в течение четырех месяцев со дня выдачи аккредитива.

ПРАВЛЕНИЕ ГОСТРУДСБЕРКАСС СССР

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ, 1981, № 2—40

Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru