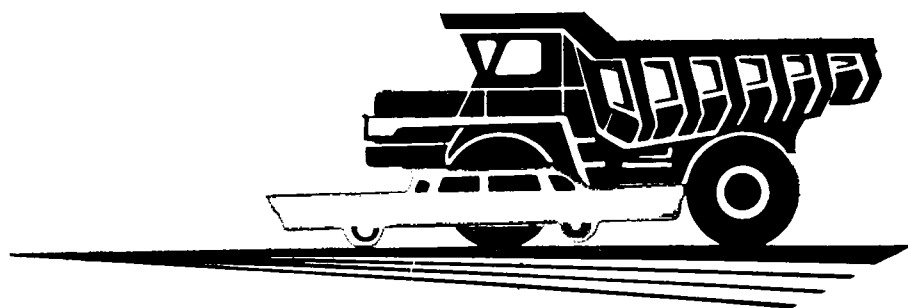


1

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1977

5



О кадрах автомобильной промышленности	1
ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА	
Ю. М. Киселев — Автоматизированная система оперативного управления основным производством	3
КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ	
В. Ф. Кутенев, В. Н. Толунов, И. К. Обижаева — О выборе конструкции системы вентиляции картера двигателя	5
В. Г. Горюнов, Г. Ф. Демидов, Н. А. Хрестин, С. М. Квайт, В. А. Петров, Ю. П. Чижков — Пусковые качества дизелей ЯМЗ-740 и ЯМЗ-741	7
Р. В. Малов — Расчет концентраций окислов азота в отработавших газах дизеля	9
С. А. Сериков — Автомобили Запорожского автозавода «Коммунар»	10
Б. П. Бусыгин, Г. Г. Дорофеев — Уточнение методики расчета униполярной электромагнитной муфты привода вентилятора	12
В. А. Бодров, Р. Е. Колосов, А. В. Перцев, Е. Г. Медведев, Ю. А. Баранов — Прогнозирование моторесурса двигателей в эксплуатации	13
А. И. Рябчинский — Методология системного подхода в исследованиях вопросов обеспечения пассивной безопасности	14
В. В. Бекман — Использование максимальной силы тяги автомобиля	16
Ю. К. Есеновский-Лашков, О. И. Гируцкий, А. Гау — Автоматические гидромеханические передачи для малолитражных автомобилей	18
Т. Ф. Колотилина, Ю. М. Немцов — Графоаналитическое исследование рулевого управления с переменным передаточным числом	21
А. Н. Казарез, В. Ф. Ванчукевич, В. С. Апанасенко, В. Н. Седюкевич — Методика определения количества оборотных агрегатов для карьерных автомобилей-самосвалов	23
А. Г. Сергеев — Техничко-экономическая эффективность оптимизации метрологических показателей методов и средств диагностирования автомобилей	25
Ю. А. Купеев — Новые осветительные и светосигнальные приборы	27
ТЕХНОЛОГИЯ	
Г. А. Сухарев, В. Л. Гоц, Р. А. Гаврилюк, Н. М. Дружкин, С. И. Магдыш, А. И. Величко — Механизация процесса нанесения противоскользящей мастики БПМ-1 на кузов автобусов	30
Б. Г. Карнаухов, В. Ф. Лапин, А. Н. Лялин, Л. С. Хорошева, А. Г. Ванюков — Опыт применения К ₂ Na-винограднокислого в процессе фосфатирования деталей	31
А. В. Воронин — Размерные цепи агрегатов в процессе сборки и эксплуатации	32
В. В. Красиков, Ю. В. Ханин — Исследование характера расположения волокон в поковках коленчатых валов	35
П. И. Михалез — Опыт внедрения штампов с твердосплавными матрицами	35
ИНФОРМАЦИЯ	
А. В. Эрвайс — Приборы для размерной настройки режущих инструментов вне станка к станкам с программным и числовым программным управлением	37
Б. С. Наумова, А. П. Петрова, Т. П. Самсонова, Т. А. Версткая — Применение клеев в автомобилестроении	40
А. А. Чеботаев, И. М. Кийченко — Пакетные перевозки грузов в автомобильной промышленности	42
С. А. Спесивых, Е. И. Лежнеза — XXXV научно-исследовательская конференция МАДИ	44
Новости в технологии машиностроения за рубежом	46
О. И. Демочка, Л. Л. Волосова, Л. И. Васильева — Прибор для определения содержания углеводов в отработавших газах	48
К. П. Иванову — 70 лет	48
Рефераты статей	3-я стр. обл.

Главный редактор Е. А. БАШИНДЖАГЯН

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

К. М. Атоян, И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, Н. А. Бухарин, М. А. Григорьев, Ю. А. Еченстов, К. П. Иванов, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купеев, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Н. А. Матвеев, Д. Д. Мельман, А. А. Невелзв, Ю. М. Немцов, А. Н. Низов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, Г. А. Смирнов, И. К. Черноцкий, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шургин, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

103012, Москва, К-12, пр. Сапунова, д. 13/15, 4-й этаж, комн. 424 и 427.

Тел. 228-48-62 и 298-89-18

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор В. А. Воробьева

Сдано в набор 5/III 1977 г.

Подписано к печати 20/IV 1977 г.

Т-02395

Усл. печ. л. 6,0

Уч.изд. л. 10,1

Тираж 14 561 экз.

Формат 60×90/8

Зак. 851

Издательство «Машиностроение», 107885, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.

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

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

5
МАЙ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1977

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Год издания XLIII

УДК 629.113.004

О кадрах автомобильной промышленности

ТРУДЯЩИЕСЯ автомобильной промышленности, воодушевленные решениями XXV съезда КПСС, успешно выполнили задания 1976 г. и приняли высокие социалистические обязательства на 1977 г. и десятую пятилетку. Рабочие, инженеры, техники — все работники отрасли активно включились в борьбу за повышение эффективности и качества работы, за достойную встречу 60-летия Великой Октябрьской социалистической революции, за перевыполнение планов, установленных на 1977—1980 гг.

В осуществлении больших и сложных задач, стоящих перед автомобильной промышленностью, важную роль играет большой отряд специалистов и руководящих работников. Творческий труд конструкторов, экономистов, технологов, плановиков, организаторов производства способствует ускорению технического прогресса, совершенствованию организации труда и управления, достижению высоких конечных результатов деятельности трудовых коллективов. Многие из них на порученных участках вдохновенно трудятся над улучшением конструкций автомобилей, созданием прогрессивных технологических процессов, решают сложные экономические и плановые задачи, обеспечивают слаженный и производительный труд рабочих.

КПСС всегда уделяет большое внимание подбору и воспитанию руководящих и инженерно-технических работников в народном хозяйстве. В Отчетном докладе XXV съезду партии Генеральный секретарь ЦК КПСС Л. И. Брежнев подчеркивал, что могучим рычагом, посредством которого партия воздействует на ход общественного развития, является ее кадровая политика. Активное участие инженерной интеллигенции в решении экономических и социально-политических задач является непременным условием достижений в хозяйственном строительстве. Исходя из требований партии, современный руководитель и специалист должен обладать всей суммой знаний и опыта, чтобы смело и инициативно решать поставленные задачи, в совершенстве владеть методами управления и воспитания людей, исполнять свои обязанности в живом контакте с народом, прислушиваться к деловым предложениям и критическим замечаниям, продиктованным заботой об общем успехе. Дух доверия к этой категории работников, утвердившийся за последние годы в партии и государстве, строго сочетается с принципиальной оценкой

их деятельности, непримиримостью к каким бы то ни было недостаткам, мешающим нашему продвижению вперед.

Автомобильная промышленность, как одна из наиболее динамично развивающихся отраслей народного хозяйства, всегда отличалась высоким уровнем подготовки руководителей и специалистов. Здесь выросли и в полную силу проявили свои способности такие видные организаторы производства и ученые, как Г. С. Хламов, И. А. Лихачев, А. М. Тарасов, Н. И. Строкин, В. Н. Лялин, А. Д. Асонов и др. Заслуженным авторитетом пользуются не только в отрасли, но и за ее пределами руководители крупных автомобильных комплексов П. Д. Бородин, И. И. Киселев, И. М. Демин, Л. Б. Васильев, А. М. Добрынин, А. А. Житков. Хозяйственная предприимчивость, постоянный настрой на выявление и использование новых возможностей, опора на творчество и трудовой энтузиазм людей — вот примечательные черты стиля их повседневной работы.

Большое значение целеустремленной работы по подбору и воспитанию инженерных и руководящих кадров, повышению их роли на производстве особенно ярко видно на результатах деятельности тех коллективов, которые добиваются наивысших показателей. Так, на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева руководители цехов, служб и управлений, конструкторы, технологи, производственные мастера, другие специалисты принимают непосредственное участие в разработке и осуществлении мероприятий по ускорению технического прогресса и повышению производительности труда, улучшению качества продукции, в поиске новых путей достижения высокой эффективности производства и экономного расходования материальных и трудовых ресурсов. За последние годы активизировалась деятельность научно-технических обществ, групп рационализаторов и изобретателей, широкое распространение получило движение под девизом «Рабочей инициативе — инженерную поддержку». Главную задачу специалисты видят в том, чтобы при наименьших затратах давать стране больше продукции высокого качества. В результате Московский автозавод им. И. А. Лихачева в минувшем году раньше, чем намечалось социалистическими обязательствами, перешагнул рубеж выпуска 200 тыс. автомобилей в год, почти весь прирост производства обеспечил за счет повышения производительности труда.

Поучителен также опыт работы хозяйственного руководства Кутаисского автозавода им. Г. К. Орджоникидзе. Еще совсем

недавно предприятие работало неритмично, получало от потребителей много претензий на качество выпускаемой продукции. По-прежнему стал работать завод после того, как к руководству пришли новые люди. Возросла ответственность работников всех уровней за выполнение плановых заданий, за четкое исполнение каждым инженером и техником служебных обязанностей, за хозяйское отношение к материальным ценностям и рабочему времени. В короткий срок были изысканы большие внутренние возможности для приведения в надлежащий порядок действующего оборудования, инструментальной оснастки и производственных помещений, для ускорения модернизации выпускаемых автомобилей и внедрения новых технологических процессов. В настоящее время завод устойчиво выполняет план по всем показателям, существенно повысил качество продукции, в течение многих кварталов подряд занимает классные места в социалистическом соревновании между предприятиями отрасли. Большая заслуга в этом принадлежит новому директору завода В. И. Харебаве — умелому организатору производства и грамотному инженеру.

Из года в год уверенно наращивает выпуск и улучшает качество автомобилей, добивается хороших экономических результатов сравнительно молодой коллектив Волжского автозавода им. 50-летия СССР. В короткий срок он сумел не только достичь, но и существенно превзойти показатели по трудоемкости и себестоимости выпускаемой продукции. Большой вклад в решение этих сложных задач вносят заводские исследователи, конструкторы, проектировщики, экономисты, технологи, руководители производственных подразделений. Ими создана стройная система обеспечения ритмичной работы предприятия, постоянно совершенствуется организация труда работающих, внедряются прогрессивные методы управления. Заботой о повышении эффективности производства продиктована также внедренная по инициативе специалистов предприятия система новых взаимоотношений с покупателями автомобилей через фирменную сеть станций и пунктов технического обслуживания. Инженерно-технический состав Волжского автозавода им. 50-летия СССР сосредоточивает внимание на выполнении планов десятой пятилетки, на ускорении технического прогресса и улучшении работы всех звеньев предприятия.

С переходом на новую схему управления отраслью заметно меняется стиль работы центрального аппарата Министерства. Специалисты функциональных управлений и отделов теперь глубже вникают в экономику предприятий, основательней анализируют их деятельность, детально разбираются в нуждах и запросах производства. Повысилась их ответственность за технический прогресс, эффективность и качество работы, строгое соблюдение государственной и плановой дисциплины. Руководители всеохватных промышленных объединений стали более требовательно подходить к использованию производственных мощностей, материальных и трудовых ресурсов, осуществлению мер по дальнейшей концентрации и специализации производства.

Призыв партии «Работать лучше, повышать эффективность и качество», ставший девизом всей созидательной деятельности трудовых коллективов, прямо и непосредственно относится к сфере управления и инженерному обеспечению. На предприятиях и в объединениях выделены узловые проблемы и участки, которые требуют наибольшей концентрации сил и материальных ресурсов, совершенствуются методы хозяйствования, усилено внимание к подготовке и воспитанию кадров. Организуются дополнительные курсы по изучению научных основ управления и передового опыта, современных достижений в области техники и технологии, в широких масштабах практикуется стажировка руководящих работников и специалистов вновь создаваемых производств на заводах. Тематика занятий предусматривает тесную связь общетеоретических вопросов с конкретными задачами коллективов.

Министерством намечены меры по совершенствованию системы подготовки и повышению квалификации руководящих работников и специалистов на десятую пятилетку. Имеется в виду организовать, начиная с 1977 г. курсы повышения квалификации работников в созданных всесоюзных производственных объединениях на базе их ведущих предприятий и отраслевых техникумов. Устанавливается периодичность обучения генеральных директоров производственных объединений, директоров предприятий и руководителей организаций, главных инженеров и их заместителей в отраслевом Институте повышения квалификации. Предусматривается также обучение по курсовой системе на базе указанного института и его филиалов таких специалистов, как начальники цехов, заведующие лабораториями, экономисты, технологи, конструкторы и другие инженерно-технические работники. Это даст возможность ежегодно обучать до 10 тыс. человек, повышая их теоретическую подготовку и опыт практической работы. Кроме того, для пополнения младшего звена инженерно-технических работников на пред-

приятия будут направляться в среднем за год около 10 тыс. выпускников отраслевых техникумов. Несомненно, эти меры окажут положительное влияние на выполнение стоящих перед автомобильной промышленностью задач в десятой пятилетке.

Однако работа с руководящими и инженерно-техническими кадрами в отрасли требует дальнейшего совершенствования. Современная практика управления все в большей степени опирается на научное прогнозирование, результаты анализов и экспериментов, экономические расчеты и технические обоснования. Принимаемые решения чаще всего являются итогом всестороннего рассмотрения практического вопроса определенной группой конкретных специалистов. При этом руководитель должен быть компетентным, знать тенденции развития техники и экономики, проявлять партийный подход к делу. В этой связи кадровые службы предприятий и объединений должны в каждом отдельном случае внимательно подходить к отбору кандидатов для выдвижения на более сложные участки работы, организовывать целевое обучение, полнее использовать возможности для всесторонней проверки их деловитости на конкретных поручениях. Надо дальше совершенствовать систему знаний на курсах повышения квалификации, подкреплять ее разбором практических задач непосредственно в лабораториях и на предприятиях, смелее привлекать к чтению лекций и докладов ответственных работников центральных плановых и хозяйственных органов, видных ученых страны. Целям лучшей расстановки и воспитания кадров призвана служить проводимая на предприятиях и в организациях отрасли аттестация руководящих, инженерно-технических работников и других специалистов. Эта работа должна быть подчинена повышению качественного состава руководителей и специалистов, повышению их ответственности за изученный участок работы, отбору достойных кандидатов для выдвижения на более ответственные должности.

Однако даже хорошо организованная учеба не принесет желаемых результатов, если руководитель или специалист сам не будет постоянно и настойчиво овладевать знаниями, которые позволяют идти в ногу с требованиями жизни, правильно ориентироваться в конкретной производственной обстановке. Речь идет о вдумчивой работе со специальной литературой, о творческом использовании передового опыта, об овладении всеми современными средствами производства и управления. Без этого невозможно рассчитывать на успех и доверие коллектива, на безупречное выполнение возложенных обязанностей.

Деловитость и качество работы инженерно-технического состава во многом зависят и от уровня организации производства. Четкое планирование, своевременное обеспечение всем необходимым установленных заданий, умелое стимулирование инициативы, контроль исполнения принимаемых решений — все это является хорошей школой для инженерных и руководящих кадров. Управления Министерства, генеральным директорам объединений и руководителям предприятий следует уделить особое внимание дальнейшему улучшению организационных структур производства и управления, внедрению методологии определения эффективности инженерного и управленческого труда, систем его морального и материального поощрения. Важно добиться такого положения, чтобы каждый занимался своим делом, знал свои права и обязанности и нес всю полноту ответственности за порученную работу.

В свете больших задач десятой пятилетки особое значение приобретает повышение роли мастеров как непосредственных организаторов производства и воспитателей рабочих. Они должны принимать самое активное участие в разработке планов научной организации труда, выявлении новых резервов на каждом рабочем месте, в организации социалистического соревнования за экономное расходование металла и других материалов. Руководителям и общественным организациям предприятий следует внимательно прислушиваться к замечаниям и предложениям мастеров по вопросам улучшения условий труда и быта работающих, укрепления режима экономии и бережливости, улучшения воспитательной работы среди трудящихся.

Для создания в инженерных коллективах подлинно творческой обстановки, широкого развития инициативы руководителей и специалистов многое призваны сделать партийные и общественные организации. Необходимо своевременно принимать меры к широкому распространению ценных начинаний и передового опыта по совершенствованию техники и организации производства, развернуть среди этой категории работников социалистическое соревнование за разработку и внедрение прогрессивных решений и усовершенствований, обеспечивающих повышение эффективности производства и качества продукции.

Первейшая обязанность всех хозяйственных и инженерных кадров отрасли состоит в том, чтобы при поддержке общественных организаций мобилизовать трудовые коллективы на безусловное выполнение плановых заданий и социалистических обязательств 1977 г., встретить 60-летие Великого Октября новыми трудовыми достижениями.

Автоматизированная система оперативного управления основным производством

Ю. М. КИСЕЛЕВ

НИИТавтопром

В КОМПЛЕКСНОЙ системе управления предприятием большое значение имеют мероприятия, направленные на совершенствование его системы оперативного управления основным производством (ОУ ОП). Анализ состояния ОУ ОП, проведенный НИИТавтопромом и головными заводами отрасли, показал, что дальнейшее совершенствование ОУ ОП необходимо вести по следующим направлениям:

1) создание и внедрение автоматизированной системы оперативного управления основным производством (АСОУ ОП) как составной части АСУ всего предприятия;

2) проведение на заводах работ по повышению уровня организации, механизации и автоматизации процессов транспортирования между участками и цехами и складирования исходных материалов, заготовок, полуфабрикатов, готовых деталей, узлов, агрегатов и готовых автомобилей и согласование транспортирования с операциями первичного счета, а также создания первичной информации;

3) экономическое стимулирование управленческого персонала основного производства и персонала, обеспечивающего рабочие места всем необходимым, за ритмичное выполнение сменно-суточных заданий и графиков, а также и за поддержание стабильных переходящих заделов.

В прошедшем пятилетии на некоторых заводах отрасли проводились работы по созданию и внедрению АСУП и ее отдельных из следующих подсистем: оперативного планирования; оперативного учета; непрерывного контроля и регулирования.

Автоматизированная система оперативного управления основным производством является подсистемой АСУП и рассматривается как самостоятельная сложная система, состоящая из следующих подсистем: оперативного планирования; оперативного учета; непрерывного контроля и регулирования.

В основу создания АСОУ ОП положены следующие принципы:

1) автоматизация процессов составления оперативно-плановой, учетно-аналитической, справочной и рекомендательной информации на основе применения ЭВМ, периферийной техники и централизованной нормативно-справочной базы, организованной в рамках вычислительного центра завода;

2) автоматизация непрерывного контроля за ходом производства основных изделий и работой основного оборудования;

3) одноразовое фиксирование фактических данных и максимальное освобождение персонала, участвующего в сфере управления, от избыточной информации;

4) повышение уровня организации, механизации и автоматизации первичного счета на уровне цехов в трех точках учета производственного процесса: получение (пуск), изготовление (выпуск) и сдача готовой продукции.

В функциональном аспекте изложенные принципы определяют осуществление ОУ ОП на двух уровнях, а именно — общезаводском (межцеховом) и внутрицеховом.

Основными функциями управления на общезаводском уровне являются: подготовка и выдача заданий вычислительному центру на расчет и составление подетальных производственных планов; контроль и регулирование хода выполнения планов по основным видам продукции, сдаваемым в отдел сбыта; проведение нормативно-календарных расчетов; контроль за состоянием переходящих заделов в цехах и по заводу в целом; проведение проверочных расчетов пропускной способности оборудования и участие в составлении и контроле выполнения плана оргтехмероприятий по ликвидации «узких» мест.

Основными функциями ОУ ОП на уровне цеха являются: выдача заданий вычислительному центру для составления месячных и при необходимости внутримесячных календарных графи-

ков пуска изделий в производство в заготовительных цехах и автомобилей на главной сборке; доведение подетальных планов и календарных графиков до рабочих бригад и подразделений, обеспечивающих рабочие места всем необходимым; контроль и регулирование хода выполнения сменно-суточных графиков изготовления и сдачи продукции; контроль обеспечения рабочих мест металлом, заготовками, полуфабрикатами и готовыми изделиями; непрерывный контроль и регулирование хода производственного процесса по дефицитным деталям, узлам, агрегатам для главного конвейера; непрерывный контроль и регулирование хода производственного процесса по основным деталям; непрерывный контроль работы основного оборудования; организация и осуществление транспортно-складских операций, возложенных на планово-диспетчерское бюро цеха; организация работ, связанных с исправлением брака и получением сверх лимита металла взамен окончательно забракованных деталей, заготовок; контроль и регулирование уровня внутрицеховых переходящих заделов; участие в расчете норм переходящих заделов.

Количественный состав персонала, реализующий указанные функции ОУ ОП на обоих уровнях, и распределение обязанностей между исполнителями зависят от масштаба завода, его производственной структуры и других особенностей организации завода.

Для реализации функций АСОУ ОП требуется комплекс технических средств, состоящий из универсальной, алфавитно-цифровой большой ЭВМ, устанавливаемой в вычислительном центре завода, соответствующего количества регистраторов производства, располагаемых в цехах (минимум 3 шт. в цехе, в точках получения, изготовления и сдачи продукции) и складах отделов материально-технического снабжения и сбыта, цеховых локальных автоматических установок непрерывной информации (ЛИАУНИ), смонтированных в контрольно-диспетчерских пунктах цехов и завода, и устройств на участках для непрерывного контроля работы оборудования. На рис. 1 приведена принципиальная схема системы АСОУ ОП.

Функционирование АСОУ ОП (укрупненно) осуществляется следующим образом. Вычислительный центр завода, располагая нормативно-справочной базой по заданиям планово-диспетчерского отдела завода, и на основании первичной информации, поступающей из планово-диспетчерских бюро цехов основного производства и складов отделов материально-технического снабжения и сбыта, осуществляет на ЭВМ необходимые расчеты и в установленное время выдает цехам, производственным участкам и службам подготовки и обеспечения производства оперативно-плановую информацию (рис. 2).

Для выполнения указанных централизованных расчетов нормативно-справочная база вычислительного центра завода должна содержать сведения о применяемости, составе и технологических маршрутах обработки всех изготавливаемых на заводе, а также о покупных полуфабрикатах и готовых изделиях. На все изделия, включенные в нормативно-справочную базу, должны быть созданы материальные, трудовые, ценностные и планово-календарные нормативы и др.

Все элементы, составляющие базу, целесообразно объединить в один информационный поток и записать на магнитные диски. При такой организации информационного потока каждому типу информации должен быть присвоен определенный код записи. При этом шифр изделия должен фиксироваться только в головном коде записи, а все остальные записи подбираются к головному коду.

Как показал опыт Московского автозавода им. И. А. Лихачева, при изложенной организации работ расчет подетальных планов на ЭВМ третьего поколения для завода с номенклатурой 30 тыс. изделий проводится примерно за 12—15 ч (рис. 2).

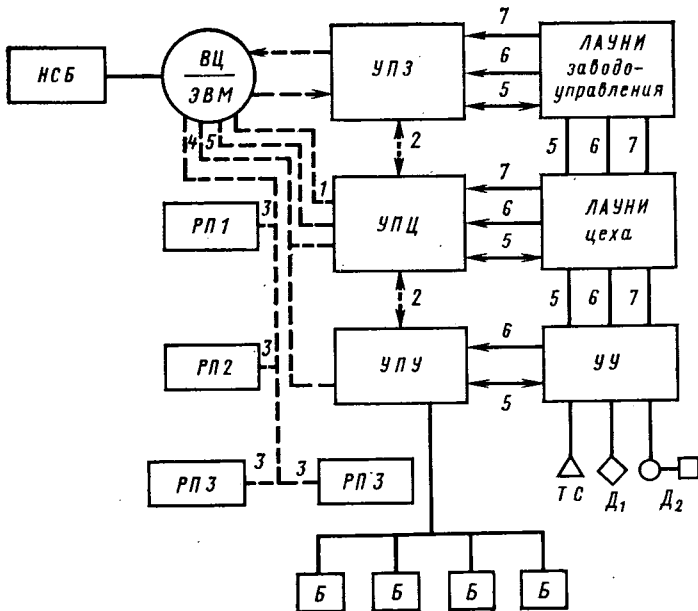


Рис. 1. Принципиальная схема АСОУ ОП:
1 — задания ВЦ на расчет планов; 2 — первичная информация; 3 — оперативно-плановая информация; 4 — учетно-аналитическая информация; 5 — линии телефонной связи и сигнализации; 6 — линии передачи сигналов о работе оборудования; 7 — линии передачи сигналов первичного счета; УПЗ, УПЦ, УПУ — управленческий персонал соответственно заводоуправления, цеха, участка; РП_{1, 2, 3} — регистраторы производства складов соответственно отделов сбыта, покупных изделий, материалов; УУ — устройства на участках; ТС — телефонная связь и сигнализация; Д₁ — датчик работы оборудования; Д₂ — датчик первичного счета со счетчиком; Б — бригады рабочих

Подсистема оперативного учета включает в себя ежедневный анализ хода выполнения месячных корректированных планов, сменно-суточных заданий и наблюдение за состоянием заделов незавершенного производства.

Для этого в вычислительный центр завода с дискретностью 1 раз в сутки поступает следующая первичная информация: о пуске изделий в производство; о пуске автомобилей на главный конвейер; об изготовлении деталей и сборке узлов; о сдаче продукции цехам-потребителям; о количестве забракованных изделий.

Первичная информация образуется в различных местах производственного процесса.

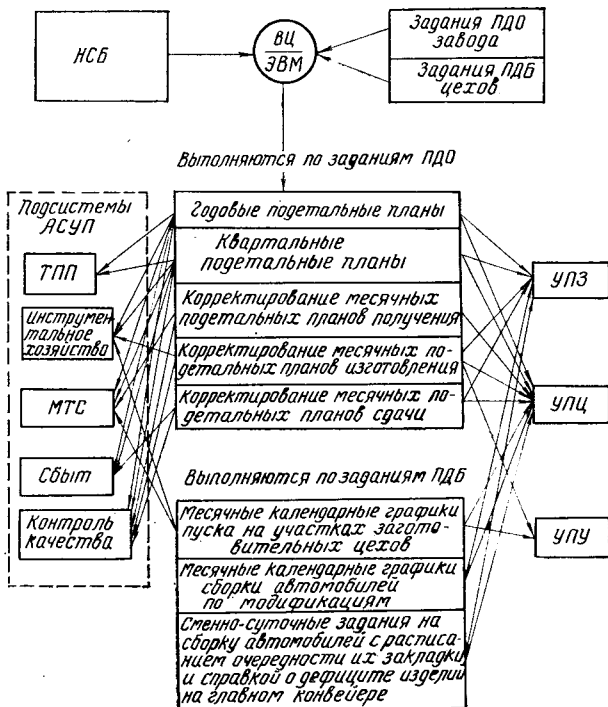


Рис. 2. Схема оперативной плановой информации (обозначения те же, что на рис. 1)

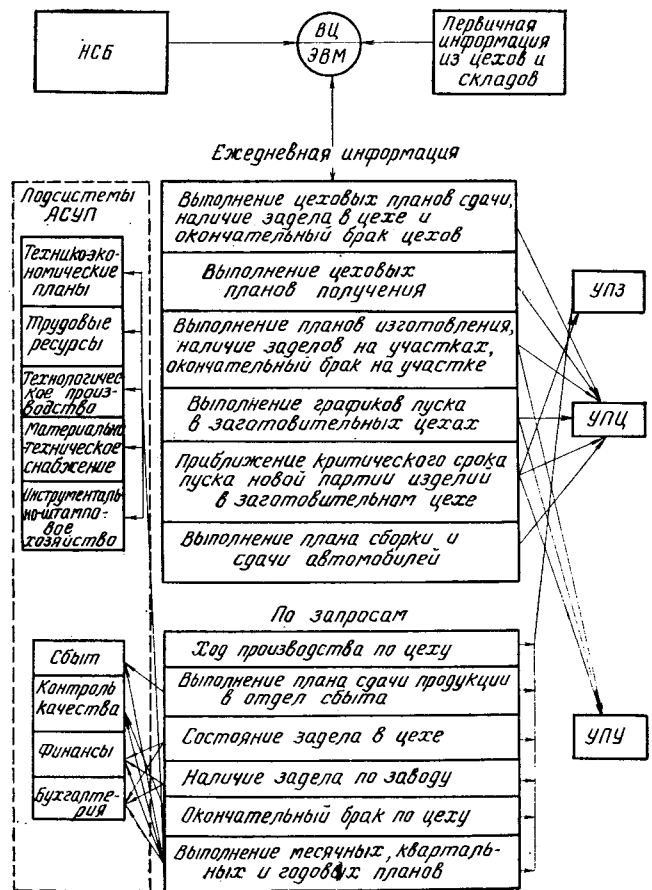


Рис. 3. Схема учетно-аналитической информации (обозначения те же, что на рис. 1 и 2)

Точками пуска изделий являются: в литейных цехах — формовка изделий; в кузнечных цехах — штамповка поковок; в прессовых цехах — первая или ведущая операция; в механико-обрабатывающих цехах — первые операции линий; в цехе сборки автомобилей — закладка рам или кузова.

Точками учета изготовления являются пункты ОТК по приемке готовой продукции, точками учета сдачи изделий — места отправки готовой продукции в цехи-потребители и склады отдела сбыта.

Брак фиксируется в тех точках технологического маршрута обработки деталей, где он был обнаружен.

Данные о фактических остатках деталей (узлов) в производстве возникают в периоды проведения инвентаризации. Инвентаризацию незавершенного производства в рамках АСОУ ОП рекомендуется проводить не 2, а 1 раз в год (на первое октября) по всей номенклатуре изделий. Однако, как показывает опыт, для создания более эффективной системы учета фактических остатков следует с помощью группы, специально организованной при планово-диспетчерском отделе завода, непрерывно в течение года проверять наличие незавершенного производства в цехах завода.

От методов получения, сбора и способов регистрации первичной производственной информации зависит достоверность учета и качество всей АСОУ ОП. Именно поэтому при создании автоматизированных систем управления необходимо уделить особое внимание достоверности первичного счета, для чего более широко следует применять технические средства (датчики, регистраторы производства, счетчики, автоматические весы и др.).

В результате решения на ЭВМ задач данной подсистемы служба АСОУ ОП ежедневно к началу первой смены получает аналитические сводки, в которых отражается ход производства и выполнение планов, информационно-советующие сигналы о критических ситуациях, сведения об отстающих от плана позициях, браке и т. д., а все другие подсистемы АСУП получают в свою очередь исходную информацию, на основе которой ведется перспективное и оперативное планирование и управление обеспечением основного производства всем необходимым: материалами, оснасткой, оборудованием, рабочей силой, транспортом и другими ресурсами (рис. 3).

В этих условиях главное внимание управленческого персонала цехов и производственных участков, полностью освобожденных от выполнения работ по составлению оперативной плановой и учетной документации, с первого дня нового месяца сосредоточивается на организации выполнения суточных заданий по изготовлению и сдаче заготовок, деталей, узлов, агрегатов цехам внутри завода и готовой продукции в отдел сбыта для отгрузки потребителям.

Организацию сменно-суточных заданий по изготовлению продукции на серийных участках и среднесуточного темпа на линиях поточного производства и контроль их выполнения осуществляют сменные мастера и бригадиры.

Просматривая ежедневно поступающую из вычислительного центра информацию о ходе изготовления продукции, администрация участков, обнаружив по какой-либо детали значительное отклонение от плана, зная при этом положение на участке, корректирует выполнение сменно-суточных заданий бригадами с таким расчетом, чтобы ввести в кратчайший срок «отстающую» деталь или узел в плановый темп или график.

Постоянный контроль и регулирование выполнения планов сдачи продукции другим цехам и на склады отдела сбыта, а также контроль выполнения плана получения осуществляют работники планово-диспетчерских бюро цехов.

Непрерывный сквозной контроль за движением дефицитных деталей для главного конвейера и за ходом производства основных деталей и узлов, а также контроль за работой основного оборудования ведет диспетчерский аппарат цехов и завода; вооруженный информацией, поступающей непрерывно с ло-

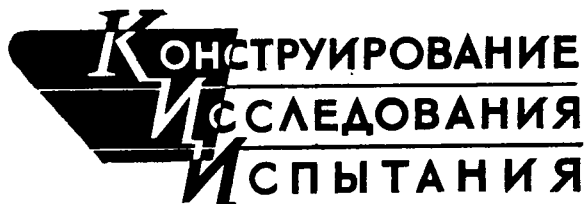
кальных автоматических установок непрерывной информации и ежедневно из вычислительного центра завода.

Задержки, возникающие в ходе производства, устраняются диспетчерским аппаратом цехов и завода с подключением при необходимости руководства любого подразделения завода. В этих случаях указания диспетчеров цехов и завода равносильны приказу начальника цеха для цеховой администрации и приказу заместителя директора завода по производству для администрации всех подразделений завода.

Определенная часть аппарата планово-диспетчерского отдела завода также занимается повседневным контролем выполнения заводского плана сдачи готовой продукции отделу сбыта и при наличии серьезных отрицательных отклонений от плана принимает решения по их ликвидации.

Остальной персонал планово-диспетчерского отдела выполняет большой объем работ, не связанных непосредственно с сегодняшним или завтрашним днем работы цехов и завода, а имеющий отношение к подготовке исходных материалов, необходимых для расчета подетальных планов следующих периодов; вводу в производство новых деталей и узлов или модернизации изготавливаемых; проведению периодических расчетов подетальных норм заделов и контролю за состоянием заделов; составлению и контролю за выполнением плана оргтехмероприятий по разрешению «узких» мест.

Приведенный уровень автоматизации процессов оперативного управления основным производством в рамках АСУП надо считать достаточным только на первый переходный период (первая очередь) внедрения и освоения на заводах новых методов управления.



УДК 621.43:62-784.2

О выборе конструкции системы вентиляции картера двигателя

Канд. техн. наук В. Ф. КУТЕНЕВ, В. Н. ТОПУНОВ, И. К. ОБИЖАЕВА
Автополигон НАМИ

С КАРТЕРНЫМИ газами двигателя в атмосферу может выбрасываться большое количество несгоревших углеводородов, доля которых в общем выбросе может превышать 40%. Чтобы исключить выделение в атмосферу углеводородов с картерными газами, применяются закрытые системы вентиляции картера, в которых картерные газы возвращаются во впускную систему двигателя для последующего их дожигания в цилиндрах. Существующие системы вентиляции картера по их влиянию на токсичность автомобиля можно объединить в следующие группы: открытые — с удалением картерных газов в атмосферу; закрытые — с возвращением картерных газов во впускную систему двигателя.

Закрытые системы вентиляции различаются по месту ввода картерных газов во впускную систему двигателя относительно карбюратора следующим образом: с возвращением всех картерных газов во впускную систему двигателя до карбюратора; с возвращением картерных газов во впускную систему за карбюратор; комбинированные — с возвращением картерных газов во впускную систему двигателя одновременно до карбюратора и за ним.

Кроме этого, закрытые системы вентиляции картера могут различаться наличием или отсутствием продувки картера чистым воздухом.

Картерные газы состоят из смеси газов, прорвавшихся из цилиндра через неплотности в картер двигателя, и чистого воздуха, идущего на продувку картера. Если продувка картера чистым воздухом отсутствует, то картерные газы представляют собой только газы, прорвавшиеся из цилиндров двигателя.

Возвращение картерных газов в цилиндры двигателя для последующего их дожигания приводит к изменению состава отработавших газов. Выброс вредных веществ с отработавшими газами обусловлен как нарушениями регулировки карбюратора,

вносимыми возвращаемыми в двигатель картерными газами, так и изменением протекания процесса сгорания, потому что картерные газы содержат пары масла, топлива и продукты сгорания.

Коэффициент избытка воздуха α на двигателе с закрытой системой вентиляции картера можно определить, если известны расходы воздуха G_v и топлива G_t двигателем, количество образующихся картерных газов $G_{к.г.}$, доля воздуха в картерных газах a и количество воздуха, идущего на продувку картера G_n , а также доля горючих веществ m в картерных газах. В этом случае α определяется по следующей формуле:

$$\alpha = \frac{G_v + aG_{к.г.} + G_n}{(G_t + mG_{к.г.})l_0} \quad (1)$$

Значение получаемого α относится к смеси, находящейся во впускном трубопроводе двигателя, а не в цилиндрах. Состав рабочей смеси в цилиндрах двигателя может отличаться от состава смеси, находящейся во впускном трубопроводе, так как в цилиндре остаются газы от предыдущего цикла, а часть новой смеси, поступающей в цилиндр, прорывается в картер.

Изменения коэффициента избытка воздуха α , вызванные введением на двигателе закрытой вентиляции картера, можно оценить с помощью следующей зависимости (2), которая получена на основе анализа и преобразования формулы (1):

$$\alpha_3 = \alpha_0 \frac{1 - (1 - a)\eta_{к.г.}}{1 - \eta_{к.г.}(1 + \varphi)\chi + \alpha_0\eta_{к.г.} \frac{C_{гор}^{гор}}{C_0^{гор}}} \quad (2)$$

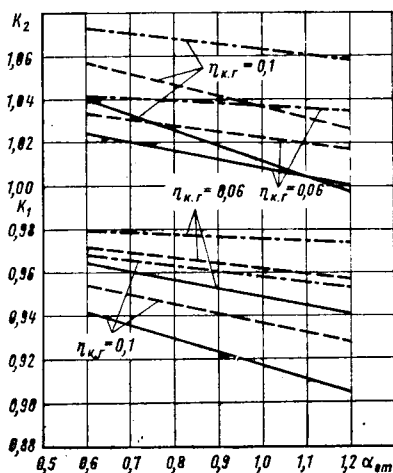


Рис. 1. Изменение поправочного коэффициента K от зоны введения картерных газов в двигатель, а также $\eta_{к.г}$ и $C_{к.г}$ (сплошная линия — $C_{к.г} = 60$ мг/л, штриховая — $C_{к.г} = 40$ мг/л, штрихпунктирная — $C_{к.г} = 20$ мг/л)

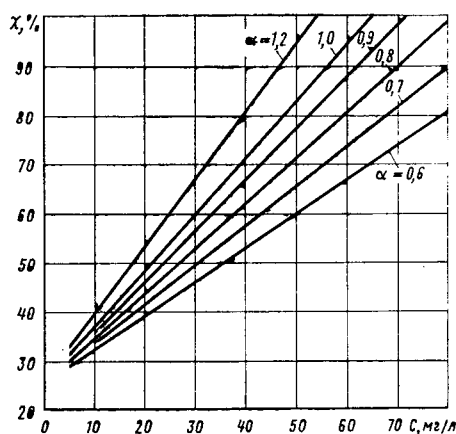


Рис. 2. Изменение доли картерных газов, возвращаемых после карбюратора, от концентрации углеводородов в них для сохранения регулировки карбюратора

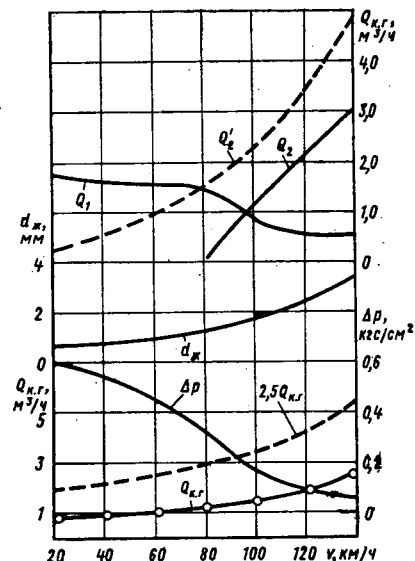


Рис. 3. Зависимость параметров системы вентиляции картера от режимов работы двигателя

где α_3 и $\alpha_{от}$ — коэффициенты избытка воздуха при закрытой и открытой системах вентиляции картера;

$\eta_{к.г} = \frac{G_{к.г}}{G_b}$ — относительный расход картерных газов;

χ — доля картерных газов, возвращаемых в двигатель за карбюратор;

$\varphi = \frac{G_{п}}{G_{к.г}} = \frac{\eta_{п}}{\eta_{к.г}}$ — коэффициент продувки картера воздухом;

$C_{к.г}^{гор}$ — концентрация горючих веществ в картерных газах;

$C_0^{гор}$ — концентрация горючих веществ в смеси $\alpha = 1$.

Полученная зависимость должна учитывать все факторы, влияющие на изменение коэффициента α в двигателе при введении закрытой вентиляции картера. Следует учитывать, что на состав отработавших газов дополнительно влияет процесс горения, изменения протекания которого данная зависимость не учитывает.

Изменение коэффициента α при введении закрытой вентиляции картера зависит от режима работы и технического состояния двигателя, параметров системы вентиляции и состава картерных газов. Чтобы облегчить использование полученной зависимости, ее можно представить в следующем виде:

$$\alpha_3 = K \alpha_{от}, \quad (3)$$

$$\text{где } K = \frac{1 - (1 - \alpha) \eta_{к.г}}{1 - \chi \eta_{к.г} (1 + \varphi) + \alpha_{от} \eta_{к.г} \frac{C_{к.г}^{гор}}{C_0^{гор}}};$$

На рис. 1 показано изменение коэффициента K в зависимости от места возвращения картерных газов (K_1 — до карбюратора, K_2 — за карбюратор), их количества $\eta_{к.г}$ и концентрации в них углеводородов $C_{к.г}$.

Конструкции современных систем вентиляции картера, разработанные с учетом требований долговечности и экономичности двигателей, часто не учитывают возможного их влияния на увеличение выброса вредных веществ с отработавшими газами. Это может свести к нулю результаты внедряемых на автомобилях мероприятий по снижению токсичности отработавших газов, эффективность которых обычно не превышает 20—40%. Поэтому введение закрытой вентиляции картера с возвращением всех картерных газов только до карбюратора или только после него может привести к увеличению выброса окиси углерода до 60% или окислов азота до 40%.

Чтобы введение закрытой вентиляции картера не изменяло коэффициент α , необходимо возвращать картерные газы в двигатель одновременно до карбюратора и после него в определенной пропорции, т. е. необходимо обеспечить такие условия, чтобы коэффициент K из формулы (3) на любом режиме работы двигателя оставался равным единице. На рис. 2 показано изменение доли картерных газов χ , которую необходимо возвра-

щать в двигатель за карбюратор в зависимости от α и $C_{к.г}$, чтобы не происходило изменения коэффициента избытка воздуха при условии, что количество кислорода в картерных газах составляет 75% его содержания в воздухе, а продувка картера чистым воздухом отсутствует.

Если в системе вентиляции картера продувка воздухом осуществляется, то доля картерных газов, которую в этом случае необходимо возвращать в двигатель после карбюратора, определяется как

$$\frac{\chi}{1 + \varphi}.$$

Из зависимости (рис. 2) видно, что наименьшее изменение α вызывает комбинированная система вентиляции с возвращением большей части картерных газов за карбюратор. Но при высоких концентрациях углеводородов ($C_{к.г} > 80$ мг/л) даже при возвращении всех картерных газов за карбюратор может происходить обогащение смеси. Для точного распределения картерных газов до и после карбюратора необходима сложная регулирующая система, практическое осуществление которой весьма затруднительно и, по-видимому, нецелесообразно.

Чтобы уменьшить влияние вентиляции картера на изменение коэффициента α , большую часть картерных газов надо возвращать в двигатель за карбюратор. Это осуществить довольно сложно, так как наибольшее разрежение во впускном трубопроводе, а значит, и наибольшая производительность системы бывает при минимальных нагрузках, когда образование картерных газов незначительно. И наоборот, при больших углах открытия дроссельной заслонки, когда образование картерных газов обычно максимально, разрежение во впускном трубопроводе минимальное. Поэтому чтобы согласовать работу системы вентиляции картера с режимом работы двигателя, на канале, соединяющем картерное пространство с впускным трубопроводом, необходимо устанавливать регулирующее устройство или использовать разрежение диффузора карбюратора.

Рассмотрим работу комбинированной системы вентиляции картера без регулирующих устройств. В этом случае максимальная производительность отсоса картерных газов за карбюратор определяется только сечением дросселирующего отверстия и разрежением. Максимальное сечение дросселирующего отверстия выбирается из условия работы двигателя на режиме холостого хода при минимальных частотах вращения вала двигателя, так как при этом влияние системы вентиляции картера будет максимальным. Для двигателей легковых автомобилей диаметр дросселирующего отверстия обычно не превышает 2—3 мм. На рис. 3 показано изменение диаметра дросселирующего отверстия системы вентиляции картера в зависимости от скорости движения автомобиля (для параметров картерных газов, принятых выше). Здесь же показано перераспределение количества картерных газов, возвращаемых до карбюратора и за него (соответственно кривые Q_2 и Q_1) для комбинированной вентиляции картера с дросселирующим отверстием диаметром 1,5 мм. Из представленных зависимостей видно, что на режимах холостого хода и малых нагрузок наблюдается некоторое обеднение смеси в результате возвращения всех картерных газов только за карбюратор.

В этом случае вследствие незначительного обеднения смеси будет уменьшаться выброс окиси углерода и углеводородов — основных токсичных веществ.

Основным токсичным веществом при средних и больших нагрузках двигателя являются окислы азота. Во время работы двигателя в зоне средних нагрузочных режимов подача картерных газов будет осуществляться как за карбюратором, так и до него в близких к оптимальным соотношениях, что не ведет к существенному изменению величины коэффициента K . В зоне больших нагрузок будет происходить обогащение смеси, что должно привести к снижению концентрации окислов азота в отработавших газах.

Даже при увеличении расхода картерных газов в 2,5 раза, что может произойти вследствие износа цилиндрико-поршневой группы и соответственного изменения перераспределения расхода картерных газов до карбюратора и за ним (рис. 3, кривые

Q_2 и Q_1), при данной конструкции системы вентиляции изменение коэффициента избытка воздуха будет незначительное.

Результаты испытаний, проведенных на автомобилях, подтвердили эти предположения. Применение подобной системы вентиляции картера на легковых автомобилях позволило снизить выброс окиси углерода и сумму токсичных веществ на 5—20%, обеспечило снижение часового выделения углеводородов на 30—60% в основном за счет ликвидации их выброса с картерными газами как при испытаниях на постоянных режимах работы, так и при испытаниях по методике ОСТ 37.001.054—74.

Таким образом, благодаря простой конструкции закрытой вентиляции картера автомобиль и двигатель будут соответствовать существующим официальным требованиям к системам вентиляции. При этом на выброс вредных веществ с отработавшими газами не будет оказано существенного влияния.

УДК 629.113.621.43

Пусковые качества дизелей ЯМЗ-740 и ЯМЗ-741

В. Г. ГОРЮНОВ, Г. Ф. ДЕМИДОВ, Н. А. ХРЕСТИН,

С. М. КВАЙТ, В. А. ПЕТРОВ, канд. техн. наук Ю. П. ЧИЖКОВ

НИИавтоприборов

ЯРОСЛАВСКИМ моторным заводом разработано семейство V-образных быстроходных дизелей ЯМЗ-740, ЯМЗ-741 и их модификаций для грузовых автомобилей и автопоездов. С целью исследования и доводки пусковых качеств дизелей, создания электропусковой системы, обеспечивающей их надежный пуск, были проведены исследования по применению современных устройств для облегчения пуска холодного двигателя. Исследование пусковых качеств дизелей проводилось совместно Ярославским моторным заводом и НАМИ.

В результате исследования пусковых качеств двигателей данного семейства определены минимальные пусковые обороты, моменты сопротивления прокручиванию и предельные температуры надежного пуска (ОСТ 37.001.052—75), показана эффективность использования на двигателях электрофакельного устройства (ЭФУ) фирмы Бош, а также рациональное передаточное отношение от шестерни стартера к венцу маховика. Для сравнительной оценки пусковых качеств семейства дизелей ЯМЗ приведем (табл. 1) материалы проведенных исследований пусковых качеств V-образного дизеля «Мерседес-Бенц ОМ-403» фирмы Даймлер-Бенц [1].

Испытания двигателей проводили с использованием моторных масел М-8Б (ДС-8, ГОСТ 8581—63), М-8Вз и дизельного топлива 3 (ГОСТ 305—73). При испытании дизеля «Мерседес-Бенц ОМ-403» применялось также масло «Шелл-Ротелла» TSAE-10W. Двигатели были оборудованы необходимой аппара-

турой, позволявшей осциллографировать процессы прокручивания и пуска. Контроль теплового состояния двигателей осуществлялся с помощью хромель-копелевых термопар.

Минимальные пусковые обороты двигателей (табл. 2) без применения средств, облегчающих воспламенение, определяли по характеристикам, представляющим собой зависимости времени пуска двигателя от средней частоты вращения коленчатых валов (рис. 1). В качестве минимальных пусковых оборотов принималась наименьшая частота вращения коленчатого вала, при которой двигатель пускается за 15 с (ОСТ 37.001.052—75).

Пуски двигателей ЯМЗ-740 и ЯМЗ-741 выполняли с установочным углом опережения впрыска топлива 16° до ВМТ и цикловой подачей топлива $200 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, которые были определены как оптимальные для двигателя ЯМЗ-740. Цикловая подача топлива на дизелях, отнесенная к 1 л рабочего объема цилиндра $[120 \text{ мг}/(\text{цикл} \cdot \text{л})]$, соответствует рекомендуемому для пуска дизелей значениям [2].

С повышением давления и температуры в цилиндрах при увеличении степени сжатия улучшаются условия воспламенения топлива, что должно способствовать снижению минимальных пусковых оборотов [3]. На двигателе ЯМЗ-741 при увеличении степени сжатия с 16,0 до 16,6 минимальные пусковые обороты снижались со 105 до 70 об/мин при температуре -10°C и с 225 до 160 об/мин при температуре -15°C .

Изменение степени сжатия приводит также к изменению моментов сопротивления прокручиванию двигателя. На двигателе ЯМЗ-741 с увеличением степени сжатия с 16,0 до 16,6 момент сопротивления в диапазоне минимальных пусковых оборотов 100—160 об/мин и практически одинаковой вязкости масел (1450 и 1380 сСт) увеличился на 3,0—3,5 кгс·м, или на 11—14%. Рабочий объем двигателя «Мерседес-Бенц ОМ-403» на

Таблица 1

Технические данные	Двигатели		
	ЯМЗ-740	ЯМЗ-741	«Мерседес-Бенц ОМ-403»
Число цилиндров	8	10	10
Рабочий объем цилиндров в л	10,85	13,56	15,95
Диаметр цилиндра в мм	120	120	125
Ход поршня в мм	120	120	130
Номинальная мощность в л. с.	210	260	320
Степень сжатия	17,0	17,0	17,5
Способ смесеобразования	С непосредственным впрыском		
Опережение впрыска топлива в режиме пуска в град. до ВМТ	16—18	16—18	18
Цикловая подача топлива в режиме пуска в мм ³ /цикл	180—200	180—200	150—170
Электропуск	СТ-142	СТ-142	КВ24В 6,5PS (фирма Бош)
Аккумуляторная батарея	СТ-190TP (2×6)	СТ-190TP (2×6)	2×143 А
Передаточное число от стартера к двигателю	9,9*	9,9*	17,9

* Предусмотрен переход на 11,3.

Таблица 2

Двигатель	Степень сжатия (фактическая)	Сорт масла	Температура в $^\circ\text{C}$	Кинематическая вязкость масла в сСт	Минимальные пусковые обороты
ЯМЗ-740	16,36	М-8Б	-10	3600	100
		М-8Бз	-15	1380	170
ЯМЗ-741	16,0	М-8Б	-10	3600	105
		М-8Бз	-15	1450	225
	16,6	М-8Б	-10	3600	70
		М-8Бз	-15	1380	160
«Мерседес-Бенц ОМ-403»	17,15	TSAE-10W	-10	718	80
			-15	1232	140

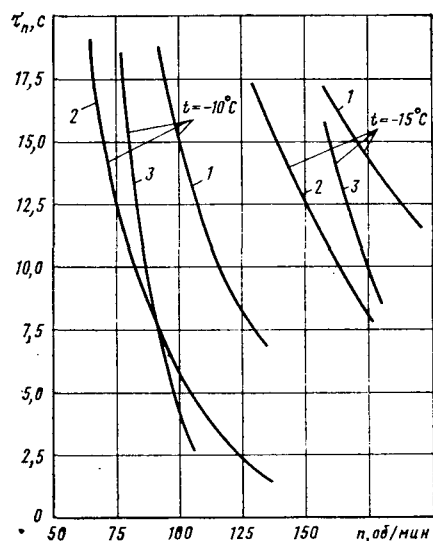


Рис. 1. Зависимость времени пуска τ_p при различных температурах от средней частоты вращения коленчатого вала двигателя: 1 — ЯМЗ-740; 2 — ЯМЗ-741; 3 — «Мерседес-Бенц ОМ-403»

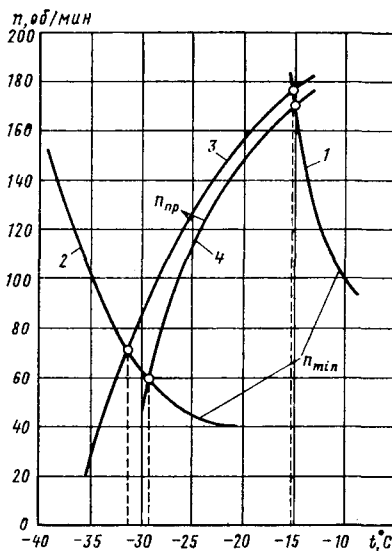


Рис. 2. Определение предельной температуры пуска двигателя ЯМЗ-740: 1 — минимальные пусковые обороты при пуске без средств облегчения; 2 — то же, при пуске с электрофакельным устройством; 3 — частота вращения коленчатого вала при пуске электростартером на первой попытке; 4 — то же, на шестой попытке

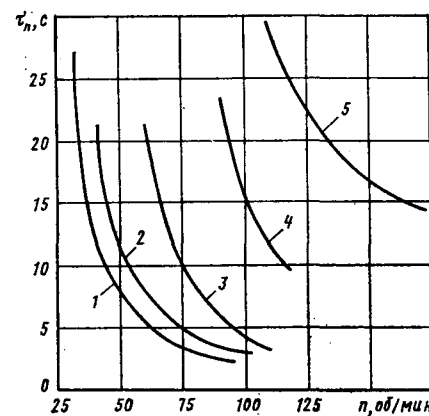


Рис. 3. Время пуска двигателя ЯМЗ-740 с применением электрофакельного устройства при различных температурах: 1 — -20°C ; 2 — -25°C ; 3 — -30°C ; 4 — -35°C ; 5 — -40°C

17,3% больше, чем у двигателя ЯМЗ-741, однако согласно результатам экспериментального исследования при температуре -15°C и одинаковой вязкости моторных масел момент сопротивления у первого двигателя больше на 34,7%. Следовательно, увеличение момента сопротивления не пропорционально увеличению рабочего объема, что, вероятно, связано с большей степенью сжатия двигателя «Мерседес-Бенц ОМ-403».

Данные, приведенные в табл. 3, показывают, что двигатели, имеющие различную степень сжатия, при одинаковых вязкостях моторных масел (соответственно 3500 и 1400 сСт при температурах -10 и -15°C) и минимальных пусковых оборотах, равных 100 об/мин, существенно отличаются по величине среднего давления трения.

Сравнительная оценка пусковых качеств двигателей проводилась по удельной пусковой мощности (табл. 3)

$$\frac{P_n}{V_h} = \frac{p_{\tau} n_{\min}}{900} \text{ л. с./л,}$$

где P_n — мощность, необходимая для обеспечения пуска двигателя за одну попытку продолжительностью 15 с, в л. с.;

V_h — рабочий объем цилиндров в л;

n_{\min} — минимальные пусковые обороты в об/мин;

p_{τ} — среднее давление трения при n_{\min} в кгс/см².

Удельные пусковые мощности двигателей ЯМЗ-740, ЯМЗ-741 и «Мерседес-Бенц ОМ-403» при температуре -15°C отличаются незначительно.

Предельная температура холодного пуска двигателей определялась по совмещенным зависимостям минимальных пусковых оборотов и частоты вращения коленчатого вала при пуске электростартером от температуры (рис. 2). Электропусковая система со стартером СТ-142 и двумя аккумуляторными батареями 6СТ-190ТР, заряженными на 75% [4], обеспечивает на-

дежный пуск двигателей ЯМЗ-740 и ЯМЗ-741 на маловязком загущенном масле без применения средств облегчения пуска соответственно до температур -15 и $-14,5^{\circ}\text{C}$.

Чтобы еще снизить предельную температуру пуска без улучшения пусковых качеств двигателей, требуется значительно увеличить мощность электропусковой системы и, как следствие, ее габаритные размеры и массу [5]. Вследствие ограниченных энергетических возможностей электропусковых систем необходимо применять дополнительные устройства, позволяющие уменьшить минимальные пусковые обороты и поэтому снизить предельную температуру пуска.

С этой целью были исследованы возможности использования на дизелях электрофакельного устройства фирмы Бош. Исследования включали: выбор топливной схемы подключения электрофакельного устройства к двигателю, выбор типа свечей и мест их установки, частичную проверку надежности работы свечей, отработку электрической схемы.

По результатам проведенных исследований на Ярославском моторном заводе, а также пусковых эксплуатационных испытаний на автомобилях определен комплект электрофакельного устройства. В его состав вошли две факельные штифтовые свечи, электромагнитный клапан, термореле с добавочным сопротивлением, кнопочный выключатель, реле (3 шт.), топливные трубки и сигнальная лампочка.

В целях унификации для двигателей ЯМЗ-740 и ЯМЗ-741 рекомендована свеча, единая по конструкции и по расходу топлива.

Пусковые характеристики двигателя ЯМЗ-740 с использованием электрофакельного устройства приведены на рис. 3. Пуски выполнялись с предварительным прокачиванием топливной системы двигателя. С понижением температуры ниже -30°C пусковые обороты заметно возрастают (табл. 4). При тех же температурах минимальные пусковые обороты двигателя ЯМЗ-741 несколько меньше, чем у двигателя ЯМЗ-740.

С применением электрофакельного устройства снижается предельная температура пуска двигателя ЯМЗ-740 его пусковой системой со стартером СТ-142 и двумя аккумуляторными батареями 6 СТ-190ТР, заряженными на 75%, до $-29 \div -31^{\circ}\text{C}$ соответственно на шестой и первой попытках пуска. Но и в этом случае предельная температура пуска ограничивается энергетическими возможностями электропусковой системы, тогда как электрофакельное устройство вполне работоспособно при более низких температурах.

Таблица 3

Двигатель	Степень сжатия	Среднее давление трения в кгс/см ² при частоте вращения 100 об/мин и температуре в $^{\circ}\text{C}$		Среднее давление трения в кгс/см ² при минимальных пусковых оборотах и температуре в $^{\circ}\text{C}$		Удельная пусковая мощность в л. с./л при температуре в $^{\circ}\text{C}$	
		-10	-15	-10	-15	-10	-15
ЯМЗ-740	16,36	2,93	2,24	2,96	2,32	0,329	0,476
ЯМЗ-741	16,6	3,12	2,5	3,12	2,74	0,243	0,487
«Мерседес-Бенц ОМ-403»	17,15	3,94	2,95	3,93	2,98	0,350	0,464

Таблица 4

Температура в $^{\circ}\text{C}$	Минимальные пусковые обороты двигателей	
	ЯМЗ-740	ЯМЗ-741
-20	38	37
-25	45	44
-30	67	51
-35	100	—
-40	159	—

Предельная температура пуска двигателя ЯМЗ-741 при использовании электрофакельного устройства снижается с —14,5 до —27°C.

Электропусковая система, состоящая из стартера СТ-142 и двух аккумуляторных батарей 6 СТ-190ТР, при передаточном отношении от стартера к двигателю 9,9 и модуле 4,25 обеспечивает заданные требования по пуску двигателя ЯМЗ-740. Для двигателя ЯМЗ-741 необходимо было создать более мощную электропусковую систему. Исходя из экономической целесообразности, принято решение о применении единой электропусковой системы на всем семействе двигателей ЯМЗ. Однако расчеты показали, что передаточное отношение 9,9 не является оптимальным для восьми- и десятицилиндровых двигателей. При таком передаточном отношении стартер СТ-142, работая на двигателе ЯМЗ-741 при низких температурах, потребляет токи большой величины. Увеличение передаточного отношения приводит к улучшению режима работы электропусковой системы на всех дизелях и позволяет увеличить частоту вращения коленчатых валов в области низких температур.

Различные варианты геометрического расчета зацепления шестерни стартера — венца маховика при условии сохранения существующего межцентрового расстояния в этом зацеплении показали возможность увеличения передаточного отношения до 11,3 при модуле 3,75. Проведенные сравнительные испытания двигателей с обоими передаточными числами подтвердили результаты расчета.

Увеличение передаточного отношения до 11,3 при прокручивании двигателей на маловязком загущенном масле при температуре —15°C приводит к снижению потребляемого тока на 50—75 А (9—14%) у двигателей ЯМЗ-740 и на 55—85 А (8—12%) у двигателей ЯМЗ-741. При этом для двигателей ЯМЗ-740 обеспечивается выполнение требований по предель-

ной температуре пуска без средств обогреть пуск. Частота вращения коленчатых валов двигателей ЯМЗ-741 при пуске практически одинакова при обоих передаточных отношениях. При температурах ниже —15°C увеличение передаточного отношения с 9,9 до 11,3 приводит к еще большей эффективности по снижению потребляемого стартером тока и увеличению частоты вращения. Так, при температуре —30°C частота вращения коленчатого вала двигателя ЯМЗ-741 электростартером возросла на 48%, а ток стартера снизился с 1005 до 850 А, т. е. на 15,5%, что значительно облегчило условия работы аккумуляторной батареи и стартера. Предельная температура надежного пуска двигателя снизилась с —27 до —28,5°C.

Частота вращения коленчатого вала двигателя ЯМЗ-740 при температуре —30°C возросла на 5%, ток стартера снизился с 680 до 610 А, или на 10%.

Испытания показали не только эффективность, но и достаточную надежность работы зубчатой передачи с измененным передаточным отношением. Шестерня стартера и венец маховика с модулем 3,75, обеспечивающим передаточное отношение 11,3, рекомендованы к внедрению в производство.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Müller-Berner A. H. — „ATZ“, 1970, N 8.
2. Квайт С. М., Чижков Ю. П. Электростартерный пуск двигателей внутреннего сгорания. М., НИИАвтоприборов — НИИНавтопром, 1971.
3. Купершидт В. Л. Исследование пусковых качеств дизеля Д37М и пути их улучшения. М., НИИНавтосельхозмаш, 1964.
4. Пайкин Э. М. — «Автомобильный транспорт», 1976, № 5.
5. Менделевич Я. А. и др. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 6.

УДК 629.113:621.43

Расчет концентраций окислов азота в отработавших газах дизеля

Д-р техн. наук Р. В. МАЛОВ

Институт горного дела им. А. А. Сковинского

ПОЧТИ все токсичные компоненты отработавших газов дизеля — продукты окисления горючей смеси. Их можно разделить на продукты неполного сгорания топлива (окись углерода, углеводороды, альдегиды, сажа) и окислы составляющих воздуха, причем наиболее токсичными из последних являются окислы азота ($\text{NO}_x = \text{NO} + \text{NO}_2 + \text{N}_2\text{O}_3 + \text{N}_2\text{O}_4 + \text{N}_2\text{O}_5$). Если продукты неполного сгорания топлива перед поступлением в атмосферу могут быть доокислены в нейтрализаторах до малотоксичного углекислого газа и нетоксичной воды, то эффективные аппараты для восстановления азота из окислов или устранения их из отработавших газов пока не созданы. Поэтому представляет интерес расчет ожидаемых концентраций окислов азота в отработавших газах дизеля при его работе на номинальном режиме еще на стадии теплового расчета двигателя.

Процесс окисления азота при взрывах гомогенных смесей от постороннего источника зажигания изучен Я. Б. Зельдовичем, П. Я. Садовниковым, Д. А. Франк-Каменецким [1]. Авторами доказано, что он имеет термическую природу, начинается после основного завершения горения углеводородов в элементарном объеме, т. е. за фронтом пламени в зоне продуктов сгорания, и протекает по цепному механизму, формально подчиняющемуся закону бимолекулярной реакции с константой скорости, обратно пропорциональной концентрации кислорода в степени 0,5. При этом образуется окись азота NO, доокисляющаяся затем до высших окислов. На ее выход из реакций влияют максимальная температура горения и концентрации исходных компонентов в продуктах сгорания, а также зависящая от скорости охлаждения так называемая закалка окислов (способность NO_x длительно существовать в неравновесных концентрациях), неравномерность распределения температур в зоне продуктов сгорания из-за эффекта Махе и наличие в исходной смеси паров воды. Скорость образования окиси азота с наиболее вероятным значением констант выражается формулой

$$\frac{dC_{\text{NO}}}{d\tau} = \frac{5 \cdot 10^{11}}{\sqrt{C_{\text{O}_2}}} \exp\left(-\frac{86000}{RT}\right) \times$$

$$\times \left[\frac{64}{3} C_{\text{O}_2} C_{\text{N}_2} \exp\left(-\frac{43000}{RT}\right) - C_{\text{NO}}^2 \right] \text{ кмоль/м}^3\text{с}, \quad (1)$$

где τ — время в с;
 C_{O_2} , C_{N_2} , C_{NO} — концентрации кислорода, азота и окиси азота в кмоль/м³;
 R — газовая постоянная в ккал/кмоль·град.

В скобках приведены разности квадратов равновесной и действительной концентраций NO. Энергия активации образования окиси $E_{\text{обр}} = 129000$ ккал/кмоль, а разложения $E_{\text{разл}} = 86000$ ккал/кмоль.

Исследованиями доказано, что особенности процесса горения в дизеле не оказывают существенного влияния на механизм и кинетику окисления азота.

Рассмотрим теоретический цикл, удовлетворяющий условиям В. И. Гриневецкого. Отметим следующие особенности.

1. В отработавших газах дизеля при любом режиме его работы содержится 76—78% по объему азота ($C_{\text{N}_2} = 3,4 \cdot 10^{-2}$ кмоль/м³). Минимальные концентрации окислителя $C_{\text{O}_2} = 9\% = 0,4 \cdot 10^{-2}$ кмоль/м³. В то же время содержание окислов азота в пересчете на двуокись не превышает $C_{\text{NO}} = 0,27\% = 1,2 \cdot 10^{-4}$ кмоль/м³. Относительные расходы азота и кислорода на образование NO малы. Можно считать, что окисление азота происходит при постоянных концентрациях C_{O_2} и C_{N_2} , одинаковых по всему объему камеры сгорания.

2. Поскольку влияние эффекта Махе проявляется лишь при горении богатых смесей, а в дизеле реализуется горение бедных, то им можно пренебречь.

3. Вследствие малой величины коэффициента остаточных газов можно пренебречь присутствием в горючей смеси паров воды.

4. Принимая во внимание, что $\tau = \varphi/6n$ (φ — угол поворота коленчатого вала в град, n — частота его вращения в об/мин),

интегрирование уравнения (1) при начальном условии $\varphi=0$, $C_{NO}=0$ дает

$$C_{NO} = C_{NO}^* \frac{\exp(A\varphi) - 1}{\exp(A\varphi) + 1}, \quad (2)$$

где C_{NO}^* — равновесная концентрация окиси азота;

A — коэффициент пропорциональности.

Из уравнения (2) следует, что концентрации NO в цилиндре быстро растут, никогда не достигая равновесных. Содержание окислов азота в отработавших газах определяется кинетикой их образования, что подтверждается экспериментом. Можно принять, что окисление N_2 происходит только за период видного горения на отрезке индикаторной диаграммы $z'z$ при $T_z = \text{const}$. Такая предпосылка в известной мере условна и должна рассматриваться лишь как первое приближение.

При указанных допущениях уравнение (1) упрощается и принимает вид

$$\frac{dC_{NO}}{d\tau} = K \frac{1}{6n} C_{O_2} C_{N_2} \exp\left(-\frac{E_{обр}}{RT_z}\right) \text{ кмоль/м}^3 \text{ град}, \quad (3)$$

где константа скорости реакции образования окиси

$$K = \frac{5 \cdot 10^{11} \cdot 64}{3 \sqrt{C_{O_2}}} \text{ м}^3 \text{ с/кмоль}. \quad (4)$$

Приняв за начало отсчета угла поворота коленчатого вала верхнюю мертвую точку и интегрируя при начальном условии $\varphi=0$, $C_{NO}=0$, получим

$$C_{NO} = \frac{K}{6n} C_{O_2} C_{N_2} \exp\left(-\frac{E_{обр}}{RT_z}\right) \varphi_z \text{ кмоль/м}^3. \quad (5)$$

Это уравнение пригодно для расчета концентраций окислов азота в отработавших газах дизеля при его работе по теоретическому циклу.

Используя известное соотношение

$$C_{O_2} = \frac{0,21(\alpha - 1)L_0 g_e N_e k}{\eta_V 60n V_h 10^{-3}} \text{ кмоль/м}^3, \quad (6)$$

где $L_0 = 0,495$ кмоль/кг топлива — стехиометрическое количество воздуха для топлива элементарного состава $C=0,870$; $H=126$; $O=0,004$;

g_e — удельный расход топлива в кг/э.л.с.ч;

α — коэффициент избытка воздуха;

N_e — эффективная мощность на валу в л.с.;

η_V — коэффициент наполнения;

k — коэффициент тактности;

V_h — объем двигателя в л,

и считая $C_{N_2} = 3,4 \cdot 10^{-2}$ кмоль/м³ = const, запишем:

$$C_{NO_x} = 8 \cdot 10^{10} \varphi_z \sqrt{\frac{\alpha - 1}{\eta_V} g_e \frac{N_e}{V_h} \frac{k}{n^3}} \times$$

$$\times \exp\left(-\frac{E_{обр}}{RT_z}\right) \text{ кмоль/м}^3. \quad (7)$$

При рекомендованном в работе [1] значении $E_{обр} = 129\,000$ ккал/кмоль концентрации NO_x , подсчитанные по формуле (7), отличаются от действительных более чем на два порядка. П. Эйза и Ж. Гиве в своих исследованиях, проведенных в условиях, более приближенных к условиям горения в двигателях внутреннего сгорания, принимают энергию активации образования окиси азота $E_{обр} = 107\,060$ ккал/кмоль [2], что позволяет добиться удовлетворительного совпадения расчетных данных с опытными. Ошибка не выходит за пределы точности отбора газовых проб и их химического анализа фотоколориметрическим методом с использованием реактивов Зальцмана или Грисса — Илюсвая. Это позволяет рекомендовать формулу (7) для приближенного подсчета концентраций окислов азота в отработавших газах дизеля при его работе на номинальном режиме на стадии теплового расчета.

Формула (7) дает также возможность количественно оценить степень уменьшения образования NO в цилиндре.

При снижении литровой мощности и удельного расхода топлива выброс окислов азота уменьшается соответственно в

$\sqrt{\frac{N_e}{V_h}}$ и $\sqrt{g_e}$ раз; с уменьшением частоты вращения коленчатого вала увеличивается концентрация NO_x пропорционально $n^{3/2}$. Влияние схемы камеры сгорания в основном сказывается через значение степени повышения давления λ . При работе на номинальном режиме $\lambda \approx 2,2$ у современных дизелей с камерой в поршне и $\lambda \approx 1,4$ у вихрекамерных. Тогда, приняв $T_a = 300$ К; $\alpha = 1,6$; $\rho = 1,5$; $\varepsilon = 15$ и учитывая, что

$$T_z = \frac{\lambda p}{\mu} T_a \varepsilon^{\eta-1}, \quad (8)$$

получим для рассматриваемого случая уменьшение концентрации NO_x в среднем в ε раз, что подтверждается экспериментально. Можно также количественно оценить влияние уменьшения степени сжатия, установки позднего опережения впрыска топлива, охлаждения свежего заряда, перепуска части выпускных газов во впускной трубопровод, увлажнения свежего заряда или смеси его с перепускаемыми газами.

Проведенный анализ позволил рекомендовать создание специальных малотоксичных двигателей для установки на подземные горные машины (рельсовые и монорельсовые дизелевозы, самоходные вагоны на пневмошинном ходу для перевозки людей, полезных ископаемых, горных пород, вспомогательных материалов и др.) на базе четырехтактной вихрекамерной модели.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зельдович Я. Б., Садовников П. Я., Франк-Каменецкий Д. А. Окисление азота при горении. М.—Л., Изд-во АН СССР, 1948.
2. Смайлис В. И. Малотоксичные дизели. Л., «Машиностроение», 1972.

УДК 629.113.001

Автомобили запорожского автозавода «Коммунар»

С. А. СЕРИКОВ

Запорожский автозавод «Коммунар»

В НАШЕЙ стране в 1960 г. был впервые создан малолитражный четырехместный автомобиль ЗАЗ-965 «Запорожец» оригинальной конструкции, который стал популярен благодаря малой стоимости по сравнению с автомобилями более высокого класса, простоте и удобству управления, применению для двигателя более дешевого бензина, экономичности, малой трудоемкости технического обслуживания, небольшим размерам, надежности и долговечности.

Особенность конструкции автомобиля заключалась в расположении силового агрегата в задней части кузова, что позволило сделать трансмиссию с приводом на задние колеса весьма компактной, увеличить сцепной вес и обеспечить высокую проходимость.

Силовой агрегат производства Мелитопольского моторного завода состоял из V-образного четырехцилиндрового верхнеклапанного карбюраторного двигателя с воздушным охлаждением мощностью 23 л. с., сцепления, четырехступенчатой коробки передач и главной передачи с дифференциалом. Связь сило-

вого агрегата с ведущими колесами осуществлялась через полуси с карданными шарнирами. При весе с полной нагрузкой 950 кг автомобиль развивал скорость до 80 км/ч.

Одновременно с моделью общего назначения был создан специализированный автомобиль ЗАЗ-965Б для инвалидов. Затем на базе автомобиля ЗАЗ-965 была создана усовершенствованная модель ЗАЗ-965А, а на ее базе — ЗАЗ-965АБ и ЗАЗ-965АР для инвалидов, причем автомобиль ЗАЗ-965АБ предназначался в основном для инвалидов без обеих ног.

В 1965 г. параллельно с выпуском автомобиля ЗАЗ-965А началось производство новой модели ЗАЗ-966В. В короткий срок была разработана конструкция нового кузова, передней и задней подвесок, светотехнических приборов. Компоновка автомобиля осталась с расположением двигателя сзади.

Мощность двигателя этого автомобиля была небольшой (30 л. с.). По своим динамическим показателям автомобиль не мог удовлетворять возросшим требованиям внешнего и внутреннего рынка. Для поднятия технического уровня автомобиля, улучшения его динамических и скоростных показателей Мелитопольским моторным заводом был создан новый силовой агрегат МеМЗ-968 мощностью 40 л. с. В результате с апреля 1968 г. был начат параллельный выпуск новой модели ЗАЗ-966, максимальной скоростью которой составляла 116 км/ч (вместо 98 км/ч автомобиля ЗАЗ-966В).

Чтобы поддерживать автомобиль на уровне современных требований, на заводе принята система ежегодной модернизации. Это позволяет постепенно, без остановок производства, совершенствовать конструкцию автомобиля, технологию изготовления деталей и узлов, повышать его качество.

Дальнейшая модернизация модели ЗАЗ-966 с 1969 по 1971 г. привела к созданию унифицированного кузова для всех модификаций выпускаемых автомобилей. За эти годы было внедрено более 20 крупных конструкторских мероприятий, которые составили основу создания модели ЗАЗ-968, а затем и модели ЗАЗ-968А, поставленной на производство в 1974 г. От модели ЗАЗ-966В до модели ЗАЗ-968А автомобиль претерпел ряд изменений: была увеличена мощность двигателя путем создания нового силового агрегата, создан унифицированный кузов для всех моделей выпускаемых автомобилей с измененной панелью приборов и органами управления, усовершенствована конструкция автомобиля, удовлетворяющая требованиям безопасности, действующим в Европе. Проведена работа по изменению конструкции автомобиля в соответствии с требованиями новых отраслевых и государственных стандартов.

В результате работы по повышению активной и пассивной безопасности автомобиля были внедрены в производство новые светотехнические приборы, соответствующие требованиям правил ЕЭК ООН и ГОСТа. Приборы имеют штекерное соединение с основным жгутом проводов. В систему зажигания внедрены провода высокого напряжения, подавляющие радиопомехи.

Для удовлетворения требований ЕЭК ООН по травмобезопасному рулевому механизму была разработана и освоена в производстве конструкция рулевого вала с энергопоглощающим элементом, а также проведены усовершенствования конструкции кузова.

Внедрение тормозной системы с отдельным приводом тормозов передних и задних колес резко повысило безопасность автомобиля. Кроме того, тормозная система была снабжена сигнализатором выхода из строя одного из контуров. Замок зажигания с противоугонным устройством запирает рулевой вал.

Проведены усовершенствования кузова автомобиля способствующие безопасности. Так, внедрены новые замки, предотвращающие открывание дверей при авариях, ремни безопасности для всех пассажиров, новые передние сиденья с блокировкой их от наклона при закрытых дверях специальными фиксаторами, установленными в порогах пола.

Ряд узлов светосигнальной аппаратуры был проверен в странах-импортерах и получил знак «Е» международного утверждения.

Такие узлы, как рулевое управление с энергопоглощающим элементом, замки дверей, места крепления ремней безопасности, фиксаторы передних сидений и др., прошли испытания на Автополигоне НАМИ и подтвердили свое соответствие международным требованиям. Увеличилась надежность двигателя за счет установки новых поршневых колец, головок цилиндров.

Уменьшилась токсичность отработавших газов за счет установки нового карбюратора К-127. Применение высокоэффективных масел М12ГИ и М8ГИ для двигателя позволило увеличить пробег автомобиля до замены масла с 6000 до 10 000 км и обеспечить пуск двигателя зимой.

Мероприятия, проведенные в течение 1967—1975 гг. и направленные на повышение надежности и долговечности, позволили поднять ресурс до первого капитального ремонта с 75 000 км (ЗАЗ-966В) до 125 000 км (ЗАЗ-968А). Одновременно была снижена трудоемкость технического обслуживания автомобиля.

В результате проведенной модернизации значительно повысилась конкурентоспособность, выросли качество и надежность автомобиля. Двум моделям автомобиля: ЗАЗ-968А и ЗАЗ-968Б2 — был присвоен Знак качества. Таким образом, принятая на заводе ежегодная система модернизации автомобиля за годы девятой пятилетки полностью себя оправдала и будет использоваться в дальнейшем.

Модернизация автомобиля проводилась с одновременной максимальной унификацией деталей и узлов применительно к другим моделям отечественных автомобилей, без закупки иностранных лицензий. Все это позволило значительно ускорить внедрение новых деталей и узлов с минимальными затратами.

Особо следует остановиться на автомобилях для инвалидов. В общем объеме выпуска завода на их долю приходится около 40%. Идя навстречу пожеланиям Министерства социального обеспечения и Комитета ветеранов войны, завод с 1960 г. постоянно совершенствовал конструкцию автомобиля для инвалидов и создал ряд модификаций, предназначенных для инвалидов с различными категориями инвалидности.

Для инвалидов, не имеющих обеих ног, предназначены модели ЗАЗ-968Б с двигателем мощностью 30 л. с. и электромагнитным сцеплением и ЗАЗ-968АБ с двигателем мощностью 40 л. с., для инвалидов с одной ногой модели ЗАЗ-968Б2 с двигателем мощностью 30 л. с. и ЗАЗ-968АБ2 с двигателем мощностью 40 л. с., для инвалидов с одной рукой и одной ногой модель ЗАЗ-968Р с двигателем мощностью 30 л. с., электромагнитным сцеплением и коробкой передач без четвертой передачи от силового агрегата мощностью 40 л. с. Модели для инвалидов имеют специальные органы управления, обеспечивающие водителю легкое управление и безопасное движение.

Основным принципом, из которого исходил завод при проектировании и организации производства всей гаммы выпускаемых автомобилей, было создание унифицированных кузовов, двигателей и других узлов. Это позволило осуществлять сборку всех моделей на одном конвейере, в одном потоке и в одном ритме.

Для внешнего отличия от автомобилей общего назначения на ветровое и заднее стекла автомобилей для инвалидов, наносится знак Р в треугольнике, а модель ЗАЗ-968Р имеет знак ограничения скорости (60 км/ч) из соображений безопасности движения.

Кроме того, автомобиль ЗАЗ-968Р имеет уникальную конструкцию органов управления, которые в зависимости от наличия у инвалида руки или ноги могут переставляться.

Впервые в практике мирового автомобилестроения такой автомобиль был поставлен на серийное производство в общем потоке автомобилей другого назначения. Модель ЗАЗ-968Р, по праву называемая ортопедическим протезом, экспонировалась на международной выставке «Здравоохранение—74», и завод был награжден почетным дипломом президиума Торгово-промышленной палаты СССР.

В первый год десятой пятилетки на заводе разработан модернизированный автомобиль ЗАЗ-968М, который заменит модель ЗАЗ-968А в 1978 г.

Он будет более красивым и комфортабельным. Значительно улучшится его динамика за счет установки более мощного двигателя, безопасность и потребительские качества. Автомобиль будет оборудован передними дисковыми тормозами, механизмом переключения передач со стандартной схемой, полужесткой панелью приборов, стеклоомывателем с электроприводом, передними сиденьями с подголовниками, увеличенным багажником, усовершенствованным отопителем и др.

Улучшится внешняя форма автомобиля. Уменьшится трудоемкость технического обслуживания. Специалисты завода надеются, что модель ЗАЗ-968М понравится потребителю и завоеует широкую популярность как у нас в стране, так и за рубежом.

Уточнение методики расчета униполярной электромагнитной муфты привода вентилятора

Канд. техн. наук Б. П. БУСЫГИН, Г. Т. ДОРОФЕЕВ
Производственное объединение «БАЗ»

УНИПОЛЯРНЫЕ электромагнитные муфты в отличие от биполярных имеют один рабочий зазор вместо двух, что значительно повышает передаваемый момент муфты при одних и тех же габаритных размерах.

Униполярная синхронно-асинхронная муфта имеет моменты двух видов [1]:

$$M = M_a \pm M_c. \quad (1)$$

Асинхронная составляющая момента определяется по формуле

$$M_a = B_{\max}^2 l_n^2 D_{к.з}^2 (\omega_1 - \omega_2) N \frac{1}{4Z}, \quad (2)$$

где B_{\max} — максимальная магнитная индукция в рабочем зазоре;

l_n — длина полюса роторов;

$D_{к.з}$ — диаметр короткозамкнутой обмотки ротора;

ω_1, ω_2 — угловые скорости ведомого и ведущего роторов;

Z — полное сопротивление элементарного контура короткозамкнутой обмотки;

N — число полюсов ведущего ротора.

Полное сопротивление $Z = Rk_1$ представляет собой произведение активной составляющей R и коэффициента k_1 , учитывающего реактивную составляющую сопротивления.

Согласно работе [2] синхронный момент униполярной электромагнитной муфты

$$M_c = 0,2 B_{\max}^2 S_n D_{к.з} (1 + K) \sin(\theta_0 - s \tau), \quad (3)$$

где S_n — площадь полюсов роторов;

K — коэффициент краевого эффекта;

θ_0 — начальный угол рассогласования;

s — скольжение;

τ — полюсное деление.

Экспериментальные исследования показали, что роторы, набранные из отдельных листов электротехнической стали, резко снижали результирующий момент электромагнитных муфт. Поэтому в униполярных муфтах нельзя не учитывать моментов от гистерезиса и вихревых токов.

На основании экспериментальных и теоретических исследований [3] полный момент можно представить в виде

$$M = M_a + M_c + M_{г.с} + M_{в.т}. \quad (4)$$

Асинхронная составляющая момента M_a представляет собой величину, которая зависит от электротехнических силы, возникающей в результате взаимодействия основного магнитного потока с током в короткозамкнутой обмотке ротора, а составляющая от вихревых токов $M_{в.т}$ создается силой, возникающей при взаимодействии основного магнитного потока с вихревыми токами в стали ротора.

В практике проектирования в технических заданиях обычно задаются геометрические и электротехнические параметры. В связи с этим расчетные соотношения необходимо представлять в виде, удобном для инженерных расчетов.

Асинхронный момент можно выразить так:

$$M_a = 0,28 \cdot 10^6 \frac{B_{\max}^2 l_n^2 D_{к.з}^2 N^2 h_{п2}^2 b_p s}{\rho (l_n b_p N + 1,24 D_{к.з} h_{п2})}, \quad (5)$$

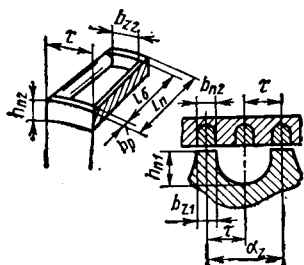


Рис. 1. Схема расчета сопротивления элементарного контура короткозамкнутой обмотки

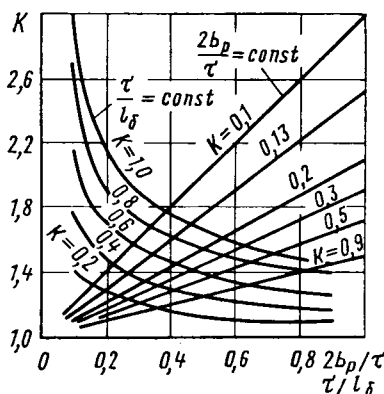


Рис. 2. Определение коэффициента краевого эффекта аналитическим путем

где ρ — удельное электрическое сопротивление материала короткозамкнутой обмотки;

$h_{п2}$ — глубина паза ведомого ротора;

b_p — толщина кольца короткозамкнутой обмотки.

В формуле (5) учтена величина реактивной составляющей k_1 в виде $k_1 = 450\omega_1$.

Сопrotивление элементарного контура короткозамкнутой обмотки выразим через геометрические параметры муфты (рис. 1):

$$R = 2,54 \cdot 10^{-6} \rho h_{п2}^{-2} b_p^{-1} N^{-1} (l_n b_p N + 1,24 D_{к.з} h_{п2}). \quad (6)$$

Формулу (3) синхронной составляющей момента преобразуем с учетом значения коэффициента краевого эффекта (рис. 2), полученного опытным путем [4], в виде

$$K = 1 + \frac{0,52 D_{к.з}^2}{l_n N^2 (b_p + 0,087 D_{к.з} / N)}. \quad (7)$$

Площадь полюсов также выразим через геометрические параметры ротора: $S_n = l_n b_{z1} N$. Тогда

$$M_c = 0,2 \cdot 10^6 B_{\max}^2 l_n b_{z1} N D_{к.з} \times$$

$$\times \left[2 + \frac{0,52 D_{к.з}^2}{l_n N^2 (b_p + 0,087 D_{к.з} / N)} \right] \sin \left(\theta_0 - \frac{\pi}{N} s \right), \quad (8)$$

где b_{z1} — ширина полюса ведущего ротора.

Гистерезисный момент и момент от вихревых токов соответственно примут вид:

$$M_{г.с} = \sigma_r N 10^{-2} B_{\max}^2 G; \quad (9)$$

$$M_{в.т} = \sigma_v (N 10^{-2})^2 B_{\max}^2 G s \omega_1. \quad (10)$$

При этом потери мощности на гистерезис и от вихревых токов будут:

$$P_{г.с} = \sigma_r f 10^{-2} B_{\max}^2 G; \quad (11)$$

$$P_{в.т} = \sigma_v (f 10^{-2})^2 B_{\max}^2 G, \quad (12)$$

где σ_r — коэффициент, зависящий от сорта стали;
 $\sigma_v = 0,6 \div 5,6$ при коэффициенте формы $K_\Phi = 1,11$;
 G — вес стали;

$$f = \frac{N(n_1 - n_2)}{60} = N s \omega_1.$$

Приведенные формулы позволяют вести инженерный расчет геометрических и основных электротехнических параметров муфты с применением ЭВМ.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Банников С. П. и др. Униполярный электромагнитный тормоз. — «Труды МАДИ», вып. 39. М., 1972.
2. Бусыгин Б. П., Воронин Е. А. Методика расчета синхронного момента электромагнитной униполярной муфты. — «Труды МАДИ», вып. 47. М., 1972.
3. Дорофеев Г. Т. и др. Униполярная электромагнитная муфта для привода вентилятора системы охлаждения автомобильного ДВС. Информационный листок № 233—74. Брянск, ЦНТИ, 1974.
4. Арешьян Г. М. Методы учета краевого эффекта. — «Труды ЕрПИ», № 5. Ереван, 1954.

Прогнозирование моторесурса двигателей в эксплуатации

Канд. техн. наук В. А. БОДРОВ, Р. Е. КОЛОСОВ,

А. В. ПЕРЦЕВ, Е. Г. МЕДВЕДЕВ, Ю. А. БАРАНОВ

Ярославский политехнический институт

РЕСУРС силовых агрегатов непосредственно связан с режимами их эксплуатации [1 и 2].

При решении проблемы эксплуатационной надежности автомобилей важно знать ресурс и потребность в выполнении операций технического обслуживания в каждом конкретном условии эксплуатации, чтобы предельно дифференцировать периодичность технического обслуживания, сроки проведения ремонтов и нормы расхода запасных частей.

Однако эксплуатационные ресурсные испытания длительны и трудоемки. Кроме того, из-за необходимости дифференцированного подхода к управлению надежностью следует проводить исследование в различных дорожных и климатических условиях, при любых сочетаниях показателей транспортной работы автомобилей (коэффициентов использования грузоподъемности γ и пробега β).

Следовательно, нужна методика прогнозирования ресурса, которая давала бы возможность сократить объем исследований. Наибольшего эффекта при решении поставленной задачи можно добиться применением количественной оценки дорожных условий эксплуатации с помощью так называемого коэффициента нестационарности режима $K_{н.р}$ [3] или (что одно и то же) коэффициента дорожных условий K_d . Коэффициент K_d получен при анализе основных принципов построения классификации эксплуатационных условий [4]. Значения K_d для различных дорожных условий позволяют представить совокупность дорожных условий в виде шкалы количественных показателей, что дает возможность выразить эксплуатационный моторесурс двигателя T_a зависимостью

$$T_a = f(K_d).$$

Эту функцию можно построить всего лишь по нескольким экспериментальным точкам, соответствующим конкретным значениям K_d , равномерно распределенным по исследуемому диапазону в определенных климатических условиях и для конкретных значений показателей γ и β . Вследствие этого нет необходимости проводить исследования для промежуточных значений K_d .

Для установления значений T_a целесообразно использовать методику, изложенную в работе [5]. При этом влияние заводских дефектов на величину T_a следует устанавливать отдельно, поскольку ответственность за отказы в этих случаях несет завод-изготовитель, а при разработке нормативов на запасные части это влияние необходимо учитывать. Устанавливая величину T_a для различных уровней технического обслуживания [6], нужно учитывать также влияние культуры эксплуатации. На практике величину T_a надо знать еще и для различных значений показателей γ и β .

С учетом общей теории надежности [7] используем параметры рабочего процесса, определяющие совершаемую двигателем удельную работу, для прогнозирования ресурса его деталей при различных сочетаниях показателей γ и β . Для этого введем понятие теоретического ресурса $T_{тi}$ и сделаем допущение, что он пропорционален удельной работе $a_{уд}$:

$$T_a a_{уд} = \text{const.} \quad (1)$$

Если зависимость $T_{ti} = f(K_d)$ учитывает влияние всех эксплуатационных факторов (совершаемой двигателем работы, состава и содержания пыли в воздухе, неравномерности рабочих процессов, уровня технического обслуживания, климата, квалификации водителя и т. д.), то теоретический ресурс отражает влияние только $a_{уд}$ и может быть выражен как функция $T_{тi} = f(K_d)$.

Принятое допущение оправдано тем, что дает возможность построить характеристики теоретического ресурса по единым принципам для двигателей всех моделей.

Отношение эксплуатационного и теоретического ресурса деталей двигателей одной модели для конкретных значений K_d при одних и тех же сочетаниях показателей γ и β с достаточной степенью точности можно считать постоянным.

Таким образом, если построить график $T_{ti} = f(K_d)$ и $T_{тi} = f(K_d)$, то можно получить относительную характеристику $C = f(K_d)$, которую и следует использовать при прогнозировании ресурса для различных значений γ и β в любых дорожных условиях.

Чтобы построить характеристику теоретического ресурса для каких-либо значений γ и β , необходимо для этих же значений иметь функцию $a_{уд} = f(K_d)$, а также значение постоянной выражения (1).

Удельная работа $a_{уд}$ определяется по результатам режимометрирования автомобилей в различных дорожных условиях с использованием аппаратуры, описанной в работе [8], позволяющей установить крутящий момент $M_{кр}$ и оборотность двигателя $n_{об}$

$$a_{уд} = 2\pi M_{кр} n_{об}. \quad (2)$$

Для сокращения объема экспериментов исследование режимов работы автомобилей следует проводить для граничных значений показателей γ и β , т. е. для значений, равных 0 и 1.

Граничные функции $a_{уд} = f(K_d)$ строятся по полученным экспериментальным данным, соответствующим различным величинам K_d .

Значение постоянной из выражения (1) для различных деталей двигателя определяется по результатам стендовых ресурсных испытаний.

Сначала вычисляем совершаемую двигателем за время испытаний работу

$$A = 27 \cdot 10^4 N_{ср} t, \quad (3)$$

где $N_{ср}$ — средняя мощность режима испытаний в л. с.;
 t — время испытаний в ч.

Далее воспользуемся результатами микрометража, проводимого до испытаний и после них, и вычислим средний износ деталей, приходящийся на единицу работы:

$$I = \frac{I}{A} \text{ мкм/кгс} \cdot \text{м}, \quad (4)$$

где I — износ какой-либо детали за время испытаний в мкм.

Средние значения износов, согласно исследованиям Ярославского моторного завода [9], вполне приемлемы для практических расчетов, хотя фактически интенсивность износа с изменением зазоров в сопряжениях может меняться.

На основе полученных данных по износам определяем работу A' , которую может совершить двигатель до предельно допустимого техническими условиями износа какой-либо детали:

$$A' = \frac{I_{п.дi}}{I_i} \text{ кгс} \cdot \text{м}, \quad (5)$$

где $I_{п.дi}$ — величина предельно допустимого износа любой детали.

Работа A' и будет соответствовать произведению ресурса $T_{тi}$ на удельную работу $a_{уд}$, т. е. постоянной из выражения (1).

Возвращаясь к зависимости (1), построим графики теоретического ресурса для граничных значений показателей организации транспортной работы:

$$T'_{тi} = f(K_d) \text{ при } \gamma = \beta = 0, \quad (6)$$

$$T''_{тi} = f(K_d) \text{ при } \gamma = \beta = 1$$

и характеристику теоретического ресурса $T_{тi} = f(K_d)$ для тех же значений γ и β , что и функция $T_{ai} = f(K_d)$, используя выражение

$$T_{тi} = T'_{тi} \beta + T''_{тi} (1 - \beta). \quad (7)$$

В соответствии с выражением (2) возьмем для ряда значений K_d отношения T_{ai} и $T_{тi}$ и построим характеристику $C = f(K_d)$. Получив эту относительную характеристику и имея возможность определять с помощью выражения (7) значения $T_{тi}$, можно прогнозировать ресурс для любых значений показателей γ и β в различных дорожных условиях, используя выражение $T_{ai} = T_{тi} C$, и, следовательно, дифференцированно управлять надежностью автомобильных двигателей в сфере эксплуатации. Совершенно очевидно, что ресурс прогнозируется для такого уровня вероятности, для которого построена характеристика $T_{ai} = f(K_d)$.

Влияние на ресурс неуставившихся и переходных режимов работы двигателей в различных дорожных условиях дифференцируется, как уже отмечалось, количественным показателем K_d .

В дальнейшем, используя метод количественной оценки условий эксплуатации, обеспечивающий системный подход к решению проблем, связанных с поддержанием эксплуатационной на-

дежности автомобильных конструкций, необходимо провести исследования конкретного влияния сопутствующих дорожным условиям факторов (климат, пыль, водитель) с тем, чтобы более дифференцированно учитывать их при корректировании ресурса.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бодров В. А. Влияние дорожных условий на режимы работы автомобильных двигателей. Двигатели внутреннего сгорания. — «Труды ЯПИ». Ярославль, 1973.
2. Чернышев Г. Д., Слабов Е. П., Терещук А. Г. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 10.

3. Бодров В. А. и др. Исследование эксплуатационных характеристик автомобилей по обобщенному показателю дорожных условий. Двигатели внутреннего сгорания. — «Труды ЯПИ». Ярославль, 1975.
4. Островцев А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 12.
5. Кугель Р. В. и др. — «Вестник машиностроения», 1971, № 9.
6. Островцев А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 4.
7. Бодров В. А. и др. Аппаратура для исследования режимов работы силовых агрегатов семейства ЯМЗ. Технический листок № 186. Ярославль, ЦНТИ, 1974.
8. Чернышев Г. Д. и др. Повышение надежности дизелей ЯМЗ и автомобилей КраЗ. М., «Машиностроение», 1974.

УДК 629.113.004

Методология системного подхода в исследованиях вопросов обеспечения пассивной безопасности

Канд. техн. наук А. И. РЯБЧИНСКИЙ

Автополигон НАМИ

КОМПЛЕКС «человек — автомобиль — дорога — среда» (ЧАДС) представляет собой частный случай общей для современной науки проблемы «человек — машина — среда» [1—5]. Учитывая специфические особенности комплекса ЧАДС, безопасность дорожного движения целесообразно рассматривать как результат взаимодействия эргодических систем обеспечения активной, пассивной и послеаварийной безопасности.

Цель функционирования системы обеспечения активной безопасности заключается в снижении вероятности дорожно-транспортного происшествия (ДТП), системы обеспечения пассивной безопасности — в снижении числа и тяжести травмирования участников дорожного движения — водителей, пассажиров и пешеходов — при ДТП, системы обеспечения послеаварийной безопасности — в снижении числа и тяжести травмирования путем оказания необходимой помощи пострадавшим и исключения вероятности создания участниками ДТП аварийной ситуации для других транспортных средств.

Рассмотрим основные положения методологии системного подхода в исследованиях только вопросов повышения пассивной безопасности дорожного движения комплекса ЧАДС.

На рис. 1 показана блок-схема комплекса ЧАДС в виде разомкнутой системы автоматического регулирования [1]. В качестве первичной (основной) входной характеристики системы принята скорость v_a автомобиля, а вторичной — возмущающее воздействие P_1 , вызывающее аварийную ситуацию, и динамическое воздействие P_2 объекта соударения при ДТП (суммарное возмущающее воздействие $mv + \bar{P}$). Выходными характеристиками являются основные прямые и косвенные показатели уровня пассивной безопасности автомобиля, а именно тяжесть травмирования человека 1, перегрузки в автомобиле 2, деформации автомобиля и его элементов 3, эжектирование человека 4 и воспламенение автомобиля 5.

Для удобства исследований, оценки и разработки мероприятий по совершенствованию эффективности функционирования комплекса ЧАДС в условиях ДТП были классифицированы

связи и структура подсистем и элементов в соответствии с теорией систем.

Иерархическая структура системы обеспечения пассивной безопасности дорожного движения показана на рис. 2. Принятое для системы обеспечения пассивной безопасности подразделение элементов: автомобиль, человек, дорога, среда, объект соударения, груз, удерживающее средство и т. д. — связано с особенностями ее функционирования в условиях движения.

Человек (водитель, пассажир — человек в автомобиле и пешеход — человек вне автомобиля) рассматривается как элемент, исключение (снижение) вероятности травмирования которого является основной целью действия системы и подсистем обеспечения пассивной безопасности движения. При этом основными показателями являются антропометрические данные, характеризующие положение человека внутри автомобиля (или относительно его наружных частей), и способность переносить перегрузки в условиях ДТП (толерантность отдельных частей его тела). Кроме того, человек принимается в качестве дополнительного элемента понятия «среда». В этом случае дополнительной характеристикой человека как пешехода является вероятность (частота) его соударения с транспортным средством, что в основном определяется уровнем организации дорожного движения и так называемым «интеллектом автомобилизации» человека.

Показатели следующего элемента — автомобиля — должны способствовать исключению (снижению) травмирования человека при ДТП внутри автомобиля (внутренняя пассивная безопасность) и вне его (внешняя пассивная безопасность). Основ-

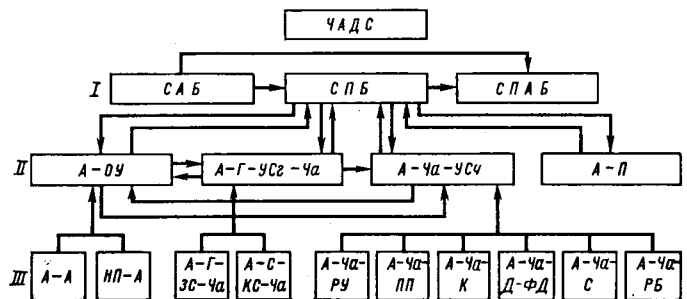


Рис. 2. Иерархическая структура систем обеспечения безопасности дорожного движения:

I — системы активной САБ, пассивной СПБ и послеаварийной СПАБ безопасности; II — подсистемы первого уровня; III — подсистемы второго уровня; A — ОУ — «автомобиль — объект соударения»; A — Г — УСГ — Ча — «автомобиль — груз — удерживающее средство для груза — человек»; A — Ча — УСч — «автомобиль — человек — удерживающее средство для человека»; A — П — «автомобиль — пешеход»; A — А — «автомобиль — автомобиль»; НП — А — «неподвижное препятствие — автомобиль»; A — Г — ЗС — Ча — «автомобиль — груз — задняя стенка кабины — человек»; A — С — КС — Ча — «автомобиль — сиденье — элементы крепления сиденья к кузову (кабине) — человек»; A — Ча — РУ — «автомобиль — человек — рулевое управление»; A — Ча — ПП — «автомобиль — человек — панель приборов»; A — Ча — К — «автомобиль — внутренняя часть несущих элементов интерьера кузова (кабины)»; A — Ча — Д — ФД — «автомобиль — человек — двери — элементы фиксации дверей»; A — Ча — С — «автомобиль — человек — сиденье»; A — Ча — РБ — «автомобиль — человек — ремни безопасности».

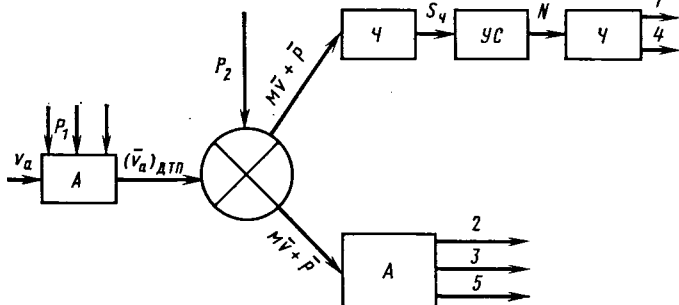


Рис. 1. Блок-схема комплекса «человек — автомобиль — дорога — среда» при функционировании в условиях дорожно-транспортного происшествия:

(\bar{v}_a) ДТП — скорость и направление возмущенного движения автомобиля в аварийной ситуации; Ч — человек; А — автомобиль; S_4 — перемещение человека; УС — удерживающее средство; N — перегрузка

ными показателями автомобиля являются его ударно-прочностные свойства в зонах возможного контакта с человеком и объектом соударения, характеристики используемых в автомобиле удерживающих средств и вероятность его воспламенения при ДТП. При этом автомобиль изучают с двух позиций — как транспортное средство и как аддитивный элемент понятия «объект соударения».

Под удерживающим средством понимается устройство (система устройств), обеспечивающее удерживающую связь между автомобилем и человеком (грузом) в условиях ДТП. Удерживающие средства делятся на защитные (безопасные) и травмобезопасные. Защитным считают устройство, обеспечивающее удерживающую связь при таком уровне нагружения человека, которое не превышает предела толерантности его тела, и исключающее или снижающее вероятность (тяжесть) травмирования при ДТП [2]. В противном случае это устройство является травмобезопасным.

В автомобиле для увеличения эффективности связи человека и автомобиля с учетом требований безопасности устанавливают специальные удерживающие устройства. К ним относятся ремни безопасности, пневматические защитные устройства, экраны для защиты от перемещающегося при ударе груза и т. д.

Понятие «дорога», рассматриваемое как элемент системы (подсистемы), показатели которого способствуют исключению (снижению) травмирования человека внутри автомобиля при ДТП, изучается как аддитивный элемент понятия «объект соударения». Основными показателями здесь являются геометрические и ударно-прочностные характеристики элементов дороги и придорожной полосы (светильников, дорожных знаков, ограждений и др.) [3].

Показанные на рис. 2 элементы подсистемы второго уровня (ремни безопасности, задняя стенка кабины, элементы крепления сиденья, рулевое управление, сиденья, панель приборов, внутренняя часть несущих элементов кузова, элементы фиксации дверей) охватывают узлы и детали, выходные характеристики безопасности которых в настоящее время регламентированы отечественными и международными нормами безопасности (ГОСТАми, ОСТАми, Правилами ЕЭК ООН и др.). С повышением эффективности системы пассивной безопасности в комплексе ЧАДС число подсистем второго уровня может быть увеличено.

Основной целью подсистемы «автомобиль — объект соударения» является повышение внешней безопасности автомобиля и элементов дорог (ограждений, знаков, опор светильников и др.) как объектов возможного соударения с другими автомобилями — участниками движения. Функционирование этой подсистемы направлено на выполнение комплекса задач, связанных с созданием транспортных средств и элементов дорог с учетом обеспечения безопасности для возможных «партнеров» по ДТП. В настоящее время частичная реализация этих задач отражена в требованиях об установке на грузовых автомобилях заднего предохранительного устройства, исключающего травмобезопасный наезд заднего легкового автомобиля (Швеция, Финляндия), а также в требованиях к элементам дорог с учетом обеспечения пассивной безопасности водителей и пассажиров автотранспортных средств [3].

Функционирование подсистемы «автомобиль — пешеход» направлено на повышение внешней безопасности автомобилей как объектов возможного соударения с пешеходом, т. е. на конструктивное изменение кузова автомобиля в местах возможного контакта с пешеходом, например, путем сглаживания выступов на поверхности кузова с целью снизить тяжесть травмирования пешехода.

Подсистема «автомобиль — человек (пассажир, водитель) — удерживающее средство для человека» должна обеспечивать удерживающую связь между автомобилем и человеком при уровне перегрузок его тела, не превышающем пределов толерантности. Это связано с решением задач по созданию и применению специальных защитных удерживающих средств (ремней безопасности, пневматических устройств и т. д.) в комплексе с повышением энергопоглощающих свойств и травмобезопасности таких элементов интерьера, как рулевое управление, панели приборов, спинки сидений и др. В настоящее время повышение пассивной безопасности автотранспортных средств происходит в основном за счет повышения эффективности функционирования именно этой подсистемы. Это достигается путем широкого внедрения ремней безопасности и применения более совершенных конструкций элементов интерьера, соответствующих требованиям Правил ЕЭК ООН № 11, 12, 14, 16, 17, 21 и 25, а также ГОСТов и ОСТов, разработанных на их основе.

Задачей подсистемы «автомобиль — груз — удерживающее средство для груза — человек» является снижение вероятности и тяжести травмирования человека из-за нарушений жизненного пространства в кабине автомобиля перемещающимся в результате удара грузом.

Целями функционирования подсистемы второго уровня является обеспечение необходимого уровня пассивной безопасности отдельных элементов автомобиля, на которые распространяются существующие в настоящее время отечественные и международные нормы безопасности.

Системы комплекса ЧАДС функционально связаны между собой. Так, на показатели и эффективность функционирования системы послеаварийной безопасности влияют показатели систем активной и пассивной безопасности, способствуя увеличению или снижению числа ДТП и тяжести травмирования ее участников. В свою очередь система активной безопасности оказывает действие на функционирование системы пассивной безопасности, так как последняя должна реагировать на изменение вероятности ДТП вообще и с отдельными типами транспортных средств — в частности.

Все подсистемы прямо и обратно связаны с системой пассивной безопасности. Аналогичные связи существуют также между подсистемой «автомобиль — объект соударения» с подсистемами «автомобиль — человек — удерживающее средство для человека» и «автомобиль — груз — удерживающее средство для груза — человек».

Конечным этапом исследования системы пассивной безопасности является ее оптимизация. Для этого, как известно, необходимы показатели, характеризующие эффективность функционирования системы в целом или отдельных ее подсистем. В настоящее время для количественной оценки сложных систем приняты три обобщенные взаимосвязанные характеристики: эффективность, затраты, время, которые в комплексе дают информацию, позволяющую оптимизировать исследуемую сложную систему.

При оценке эффективности необходимо рассматривать не одиночный, изолированный элемент, а систему в целом.

Наиболее комплексным показателем оценки эффективности любой системы является коэффициент, представляющий собой отношение характеристик выхода системы и ее входа (цели системы). Поскольку основной характеристикой входа системы пассивной безопасности является скорость автотранспортного средства в момент ДТП, а безопасность конструкции оценивается в основном при испытаниях автомобиля имитацией ДТП в определенных условиях динамического нагружения, для возможности сопоставления условий ДТП был принят коэффициент тяжести ДТП.

Этот коэффициент определяется как отношение квадратов приведенной скорости движения автомобиля в условиях ДТП и нормированной скорости в условиях имитации ДТП, т. е.

$$K^v = \frac{v_{\text{пр}}^2}{v_n^2}.$$

Под нормированной скоростью понимается скорость движения автотранспортного средства (объекта соударения), регламентируемая соответствующими нормами и предписаниями по пассивной безопасности для условий имитации определенных типов ДТП. Например, в настоящее время при фронтальных столкновениях легковых автомобилей принимается нормированная скорость $v_n = 48-53$ км/ч в условиях наезда на неподвижное препятствие (Правила ЕЭК ООН № 12, 33 и 34, ГОСТ 21936—76 и др.).

Приведенная скорость $v_{\text{пр}}$ — это скорость движения автотранспортного средства (объекта соударения) в нормированных (эталонных) условиях, при которой тяжесть последствий ДТП адекватна тяжести травмирования участников аварий при реальной скорости движения в условиях ДТП.

Предложенный показатель, оценивающий эффективность функционирования отдельных подсистем (элементов) системы пассивной безопасности, позволяет определить предпочтительные (технико-экономически обоснованные) мероприятия по повышению безопасности.

Учитывая актуальность проблемы повышения безопасности движения автомобильного транспорта, целесообразно при планировании и организации соответствующих мероприятий использовать методологию системного подхода, которая дает возможность решать вопросы комплексно, с оптимальным количеством затрачиваемых средств.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жиль Ж. и др. Теория и техника следящих систем. М., Машгиз, 1961.
2. Рябинский А. И., Мельников О. В. Современные системы защиты водителей и пассажиров грузовых автомобилей и автобусов при дорожно-транспортных происшествиях и методы их испытаний. М., НИИНавтопром, 1976.
3. Методические рекомендации по созданию безопасных инженерных устройств автомобильных дорог. М., СоюздорНИИ, 1974.
4. Тараканов К. В. и др. Аналитические методы исследования систем. М., «Советское радио», 1974.
5. Островцев А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 3.

Использование максимальной силы тяги автомобиля

В. В. БЕКМАН

ЦНИТА

МАКСИМАЛЬНАЯ сила тяги автомобиля ограничена силой сцепления его ведущих колес с дорогой. Каждый автомобиль может использовать максимальную силу тяги $P_{k \max}$ в начальные моменты движения после трогания с места. Верхним пределом диапазона скоростей, в котором используется $P_{k \max}$ при движении по горизонтальной дороге, является предельная скорость v_{lim} , соответствующая уравнению тягового баланса, обусловленному сцеплением ведущих колес,

$$G \frac{a}{L} \varphi + P_w \frac{h_w}{L} \varphi + P_f \frac{r}{L} \varphi = P_w + P_f \quad (1)$$

для автомобиля с колесной формулой 4×2 и

$$G\varphi = P_w + P_f \quad (2)$$

для автомобиля с колесной формулой 4×4,

где G — вес автомобиля;

φ — коэффициент сцепления;

P_f и P_w — силы сопротивления качению и воздуха;

h_w — высота точки приложения силы P_w над дорогой;

L — колесная база;

r — радиус колеса;

a — расстояние от центра тяжести до передней оси (по горизонтали).

Сила сопротивления воздуха определяется из выражения

$$P_w = \frac{c_x}{26} \rho F v^2 = A v^2,$$

где c_x — коэффициент сопротивления воздуха;

ρ — массовая плотность воздуха;

F — лобовая площадь;

v — скорость автомобиля.

Сила сопротивления качению

$$P_f = f G,$$

где f — коэффициент сопротивления качению.

После подстановки выражений, определяющих P_w и P_f , в уравнения (1) и (2) и решения этих уравнений относительно v получим для автомобилей:

с колесной формулой 4×2

$$v_{\text{lim}} = \sqrt{\frac{G \left(\frac{a}{L} \varphi + f \frac{r}{L} \varphi - f \right)}{A \left(1 - \frac{h_w}{L} \varphi \right)}}; \quad (3)$$

с колесной формулой 4×4

$$v_{\text{lim}} = \sqrt{\frac{G(\varphi - f)}{A}}. \quad (4)$$

Многие автомобили во время движения подвержены действию подъемной силы Y , которая может быть положительной или отрицательной, если используются специальные аэродинамические приспособления (крылья, спойлеры):

$$Y = \frac{c_y}{26} \rho F v^2 = B v^2,$$

где c_y — коэффициент подъемной силы (при получении прижимающей силы имеет отрицательное значение).

Чтобы учесть влияние силы Y , введем в уравнения (1) и (2) $G-Y$ вместо G . Тогда получим для автомобилей:

с колесной формулой 4×2

$$v_{\text{lim}} = \sqrt{\frac{G \left(f - \frac{a}{L} \varphi - f \frac{r}{L} \varphi \right)}{B \left(f - \frac{a}{L} \varphi - f \frac{r}{L} \varphi \right) + A \left(\frac{h_w}{L} \varphi - 1 \right)}}; \quad (5)$$

с колесной формулой 4×4

$$v_{\text{lim}} = \sqrt{\frac{G(\varphi - f)}{A + B(\varphi - f)}}. \quad (6)$$

Поскольку сопротивление качению возрастает с увеличением скорости, при выборе значений f нужно пользоваться известной

зависимостью f от v и во многих случаях применять формулы (3)–(6) с помощью метода последовательного приближения.

Чтобы учесть изменение силы P_f , можно использовать биномиальную формулу

$$f = f_0 + k v^2, \quad (7)$$

где f_0 и k — постоянные коэффициенты.

Если ввести формулу (7) в уравнения (1) и (2), то получим для автомобилей без аэродинамических приспособлений: с колесной формулой 4×2

$$v_{\text{lim}} = \sqrt{\frac{G \left(f_0 - \frac{a}{L} \varphi - f_0 \frac{r}{L} \varphi \right)}{A \left(\frac{h_w}{L} \varphi - 1 \right) + k G \left(\frac{r}{L} \varphi - 1 \right)}}; \quad (8)$$

с колесной формулой 4×4

$$v_{\text{lim}} = \sqrt{\frac{G(\varphi - f_0)}{A + k G}}. \quad (9)$$

Для автомобиля, подверженного действию подъемной силы, при переменном f получим после введения в уравнения (1) и (2) выражения (7) и замены силы G силой $G-Y$.

$$v_{\text{lim}} = \sqrt{\frac{-q \pm \sqrt{q^2 - 4ps}}{2p}}. \quad (10)$$

В этой формуле для автомобилей:

с колесной формулой 4×2

$$p = k B \frac{r}{L} \varphi - k B;$$

$$q = A + k G - f_0 B + B \frac{a}{L} \varphi - A \frac{h_w}{L} \varphi - G k \frac{r}{L} \varphi + f_0 \frac{r}{L} \varphi B;$$

$$s = G f_0 - G \frac{a}{L} \varphi - f_0 G \frac{r}{L} \varphi,$$

с колесной формулой 4×4

$$\begin{aligned} p &= -k B; \\ q &= -f_0 B + k G + A + \varphi B; \\ s &= f_0 G - \varphi G. \end{aligned}$$

Большинство автомобилей не может использовать силу $P_{k \max}$ на сухой дороге на всем диапазоне скоростей от 0 до v_{lim} вследствие недостаточной мощности двигателя. Значительную часть этого диапазона используют гоночные автомобили с низким отношением веса к мощности (1–1,7 кг/л.с.). На дорогах с низким коэффициентом сцепления многие автомобили могут достигать v_{lim} . На дороге с укатанным снежным покровом ($\varphi=0,2$) для обычного легкового автомобиля $v_{\text{lim}} \approx 155$ км/ч по формуле (3). Для гоночного автомобиля формулы 1 со специальными шинами и крыльями, движущегося по сухой дороге ($\varphi=1,2$), характерна большая предельная скорость, которая требует очень высоких мощностей, о чем свидетельствует рабочий баланс (рис. 1). Вследствие этого современные дорожно-гоночные автомобили не достигают предельной скорости.

Применение крыльев существенно увеличивает v_{lim} , что видно на рис. 2. Этот график показывает также, что гоночный ав-

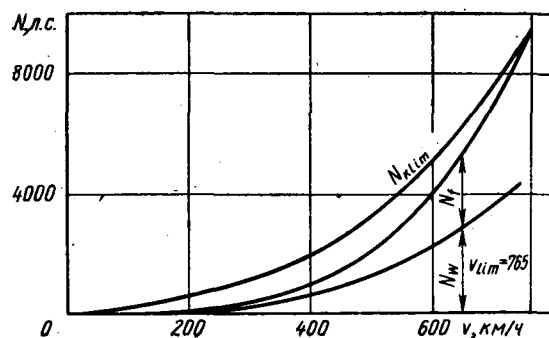


Рис. 1. Рабочий баланс гоночного автомобиля формулы 1

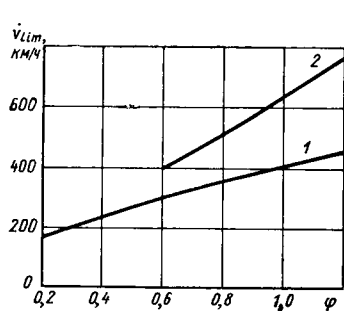


Рис. 2. Зависимость v_{lim} от φ :
1 — автомобиль без крыльев;
2 — автомобиль с крыльями

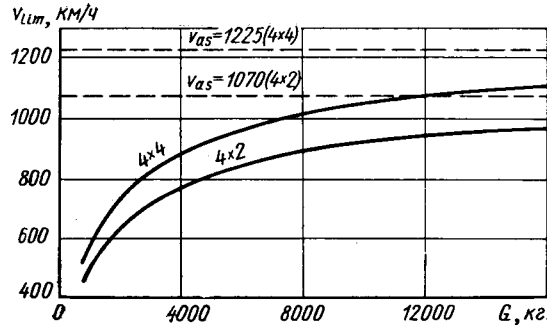


Рис. 3. Зависимость между весом G и предельной скоростью v_{lim} для гоночного автомобиля формулы 1

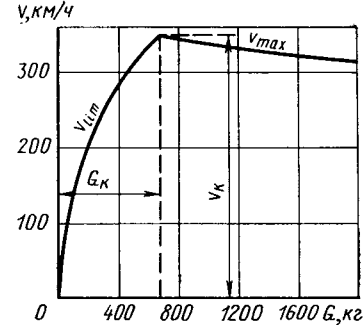


Рис. 4. Зависимость между весом автомобиля и его максимальной и предельной скоростями

томобиль без крыльев, т. е. в общепринятом до 1968 г. конструктивном исполнении при значении $\varphi=0,6$ имеет вполне доступную при мощности современных двигателей скорость [1] $v_{lim} \approx 300$ км/ч.

Рост веса автомобиля увеличивает сцепление ведущих колес с дорогой и повышает предельную скорость. Однако повышение v_{lim} не безгранично, а асимптотически приближается к теоретическому максимуму v_{as} . Связь между G и v_{lim} устанавливается уравнениями (1) и (2). Если ввести в уравнения (1) и (2) выражение (7) и затем исследовать их на асимптоты, параллельные оси G , получим для автомобилей:

$$v_{as} = \sqrt{\frac{\frac{a}{L} \varphi + f_0 \frac{r}{L} \varphi - f_0}{k \left(1 - \frac{r}{L} \varphi\right)}};$$

с колесной формулой 4×4

$$v_{as} = \sqrt{\frac{\varphi - f_0}{k}}.$$

Графически на рис. 3 представлена связь между G и v_{lim} для гоночного автомобиля формулы 1.

На практике при ограниченной мощности стремятся по возможности сократить вес автомобиля, чтобы повысить его динамические качества. Снижение веса уменьшает сопротивление движению автомобиля и поэтому увеличивает его максимальную скорость. Одновременно со снижением веса уменьшается и возможная максимальная сила тяги автомобиля. Вследствие этого полезный эффект дает понижение веса только до некоторого критического значения G_k , при котором скорость достигает оптимального значения v_k , равного одновременно максимальной скорости по мощности двигателя v_{max} и предельной скорости по сцеплению ведущих колес v_{lim} , т. е. $v_k = v_{max} = v_{lim}$.

Чтобы найти v_k для автомобиля с колесной формулой 4×2 , определим вес автомобиля из уравнения (1)

$$G = \frac{Av^2 \left(1 - \frac{h_w}{L} \varphi\right)}{\frac{a}{L} \varphi + f \frac{r}{L} \varphi - f} \quad (11)$$

Затем воспользуемся уравнением рабочего баланса

$$N \eta = \frac{P_f v}{270} + \frac{P_w v}{270} \quad (12)$$

и определим из него вес автомобиля

$$G = \frac{270 N \eta - Av^3}{f v}, \quad (13)$$

где N — мощность двигателя;
 η — к. п. д. трансмиссии.

Приравняв правые части выражений (11) и (13) и решая полученное уравнение относительно v , получим искомую скорость

$$v_k = \sqrt[3]{\frac{270 N \eta \left(\frac{a}{L} \varphi + f \frac{r}{L} \varphi - f\right)}{A \varphi \left(\frac{a}{L} + f \frac{r}{L} - f \frac{h_w}{L}\right)}}. \quad (14)$$

Подставляя полученное значение v_k в формулу (11) или (13), можно определить критический вес G_k .

Для автомобиля с колесной формулой 4×4 на основании уравнений (2) и (12) аналогичным путем получим

$$G = \frac{Av^2}{\varphi - f}; \quad (15)$$

$$v_k = \sqrt[3]{\frac{270 N \eta (\varphi - f)}{\varphi A}}. \quad (16)$$

При этом вес G_k определяется по формулам (13) или (15). Если автомобиль с колесной формулой 4×2 снабжен крыльями, создающими аэродинамическую нагрузку, то ведение расчета в том же порядке показывает, что v_k определяется по приведенной выше формуле (14), но для вычисления G_k следует использовать формулы

$$G = \frac{270 N \eta - v^3 (A - fB)}{f v} \quad (17)$$

или

$$G = \frac{v^2 \left(A \frac{h_w}{L} \varphi - A - B \frac{a}{L} \varphi - B f \frac{r}{L} \varphi + B f\right)}{f - \frac{a}{L} \varphi - f \frac{r}{L} \varphi}. \quad (18)$$

Для автомобиля с колесной формулой 4×4 , снабженного крыльями, v_k определяется по формуле (16), а G_k по формуле (17) или по формуле

$$G = \frac{v^2 (A - fB + \varphi B)}{\varphi - f}. \quad (19)$$

При подстановке в формулы (14) и (16) значений f следует пользоваться заданной зависимостью f от v и применять метод последовательного приближения. Характер зависимости v_{max} , v_{lim} и v_k от G для гоночного автомобиля ($N=600$ л. с.) представлен графически на рис. 4.

Использование силы тяги $P_{k max}$ на промежуточных скоростных режимах между 0 и v_{lim} подчиняется на горизонтальной дороге условию

$$G \frac{a}{L} \varphi + \frac{P_w h_w}{L} \varphi + \frac{P_j h_g}{L} \varphi + \frac{P_f r}{L} \varphi = P_w + P_j + P_f, \quad (20)$$

где P_j — сопротивление силы инерции;
 h_g — высота центра тяжести автомобиля над дорогой.

Имея в виду, что $P_j = \frac{G}{g} j$ можно определить из уравнения (20), предельное ускорение

$$j_{lim} = \frac{g \left(G \frac{a}{L} \varphi + P_w \frac{h_w}{L} \varphi + P_f \frac{r}{L} \varphi - P_w - P_f \right)}{G \left(1 - \frac{h_g}{L} \varphi \right)} \quad (21)$$

Далее графоаналитическими приемами можно получить зависимость путь — скорость, время — скорость и т. п.

Все промежуточные значения параметров процесса разгона можно получить аналитически интегрированием дифференциального уравнения предельного тягового баланса [2]. Для автомобиля без крыльев с колесной формулой 4×2, используя выражение (7), получим этим методом путь разгона

$$S = \frac{v_{lim}^2}{gR} \ln \operatorname{ch} \left[R \frac{g}{v_{lim}} t \right],$$

скорость в конце разгона за время t

$$v = v_{lim} \operatorname{th} \left[R \frac{g}{v_{lim}} t \right]$$

и время разгона

$$t = \frac{v_{lim}}{gR} \ln \left(e^{\frac{gS}{v_{lim}^2} R} + \sqrt{e^{\frac{2gS}{v_{lim}^2} R} - 1} \right).$$

В этих выражениях v_{lim} определяется по формуле (8), а

$$R = \frac{f_0 - \frac{a}{L} \varphi - f_0 \frac{r}{L} \varphi}{\frac{h_g}{L} \varphi - 1}.$$

Рассмотренные способы расчета позволяют оценить на всем диапазоне скоростей предельные показатели динамики автомобилей, действующих за счет силы сцепления ведущих колес с дорогой.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Бекман В. В. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 4.
2. Бекман В. В. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 7.

УДК 629.113-583.2

Автоматические гидромеханические передачи для малолитражных автомобилей

Ю. К. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ, кандидаты техн. наук О. И. ГИРУЦКИЙ, А. ГАУ
НАМИ, УВМВ (ЧССР)

ОДНИМ из путей усовершенствования конструкции и повышения конкурентоспособности легковых автомобилей с двигателем рабочим объемом 1,2—2,0 л является применение автоматических гидромеханических передач. Использование такой передачи облегчает управление автомобилем, повышает безопасность движения, улучшает комфортность, снижает динамические нагрузки и токсичность отработавших газов.

Вместе с тем автомобиль, оборудованный гидромеханической передачей, по сравнению с автомобилем с механической коробкой передач имеет в среднем меньшую на 2—4% максимальную скорость (при той же главной передаче), на 10—15% большее время разгона до 100 км/ч (при той же мощности двигателя) и больший на 5—9% расход топлива (в условиях городского движения).

У гидромеханических передач, устанавливаемых на легковых автомобилях с двигателями рабочим объемом 1,2—2,0 л, изменены параметры передач. Если первые модели гидромеханических передач для легковых автомобилей с большим литражом двигателей имели двухступенчатые передачи, то в настоящее время, как правило, применяются трехступенчатые передачи, а ряд фирм (Отоматив-Продуктс, Борг-Уорнер, Даймлер-Бенц) выпускает четырехступенчатые.

Гидромеханическая передача для автомобилей с двигателем рабочим объемом 1,2—2,0 л должна обеспечивать высокие тягово-динамические качества и топливную экономичность при относительной простоте конструкции.

Оптимальных результатов при решении поставленной задачи можно достичь, используя схемы трехступенчатой гидромеханической передачи с планетарным двухпоточным механическим редуктором с блокировкой гидротрансформатора на высшей ступени. Такая схема позволяет снизить неизбежный перерасход топлива до 2—6% вследствие повышения среднего КПД гидроредуктора, сохранить максимальную скорость движения на установившемся движении, улучшить разгонные характеристики.

НАМИ совместно с чехословацким автомобильным институтом УВМВ (г. Прага) и заводом ЧЗМ (г. Страконце) проводят работы по созданию автоматической трехступенчатой гидромеханической передачи для легковых автомобилей рабочим объемом двигателя 1,2—2,0 л.

На рис. 1 приведена кинематическая схема трехступенчатой гидромеханической передачи.

В табл. 1 приведены основные параметры разработанной гидромеханической передачи в сравнении с зарубежными аналогами.

Механический редуктор и система маслопитания этой передачи разрабатываются специалистами ЧССР, штампованный гидротрансформатор и электронная система автоматического управления на интегральных микросхемах — специалистами СССР.

На первой передаче (рис. 1) мощность передается через гидротрансформатор и механический редуктор с передаточным отношением (2.17):

$$i_1 = \frac{z_1}{z_2} \frac{z_4}{z_3},$$

т. е. гидротрансформатор используется в наиболее сложных условиях трогания и движения автомобиля на первой передаче.

На второй передаче мощность передается двумя потоками через гидротрансформатор, а также механическим путем.

Силовое передаточное число

$$i_{II}^c = \frac{1 + z_5/z_7}{1 + \frac{z_5/z_7}{i_1 K}}.$$

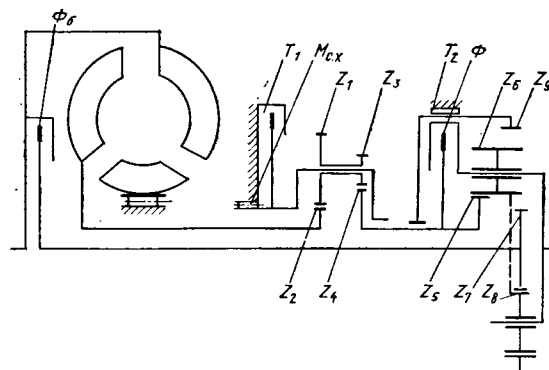


Рис. 1. Кинематическая схема трехступенчатой гидромеханической передачи УВМВ-ЧЗМ-НАМИ

Техническая характеристика гидропередачи	Фирма, страна-изготовитель										
	Борг-Уорнер, Англия		Отомовит Продактс, Англия	Дженерал-Мо- торс, США (филиал во Франции)	Цанрад- фабрик, ФРГ		Форд, США (филиал во Франции)	УВМВ-ЧЗМ-НАМИ, ЧССР, СССР		Рено, Франция	
Модель	45	65	МАРК III	3-ОНV	3НР-12	3НР-20	С-3	Трехсту- пенчатая	Четырех- ступенчатая	139	141
Габаритные размеры в мм:											
длина	620	620	700	—	570	—	—	576	576	—	—
высота	345	390	330	—	390	—	—	340	340	—	—
ширина	390	350	—	—	320	—	—	—	—	—	—
Вес в кг	49	53,5	45	47,5—56	48	48	45	46	46	70*	80*
Максимальный крутящий момент в кгс·м	14	28	21	36	17	24	24	15	15	12,5	20,5
Максимальная частота вращения входного ва- ла в об/мин			6000				5500	6000	6000	5750	5500
Рабочий объем двигателя в л	1,0—2,0	2,0—3,3	До 2,5	1,1—3,3	До 2,0	До 2,8	1,1—3,0	1,2—2,0	1,2—2,0	1,6	2,7
Тип гидротрансформатора	Трехколесный, комплексный, прозрачный, неразборный										
Максимальный КПД гидротрансформатора	0,86	0,86	0,86	0,87	0,87	0,87	—	0,86	—	—	—
Максимальный коэффициент трансформации	2—2,43	1,9—2,0	2,0	2,2—2,6	2,0—2,4	2,0—2,2	2,02—2,34	2,3—2,4	2,3—2,4	2,3	2,2
Активный диаметр гидротрансформатора в мм	240	240 и 280	210 и 235	229 и 254	240	260	235	230	230	—	—
Тип механического редуктора	Планетарный										
Число передач редуктора	4	3	4	3	3	3	3	3	4	3	3
Передаточные числа	3,0	2,39	2,612	2,40	2,56	2,29	2,46	2,17	3,37	2,396	2,307
	1,94	1,45	1,807	1,48	1,52	1,43	1,46	1,41	2,17	1,485	1,423
	1,35	1,00	1,447	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,40	1,027	0,961
	1,00	2,09	2,612	1,92	2,00	2,0	2,11	2,41	2,41	2,054	1,846
Система автоматического управления	Гидравлическая		Гидромеха- ническая	—	Гидравлическая		—	Электронно-гидравли- ческая		Электронно- гидравлическая	

* Вместе с редуктором главной передачи.

* Вместе с редуктором главной передачи.

Кинематическое передаточное число

$$i_{II}^K = \frac{1 + z_5/z_7}{1 + \frac{z_5/z_7}{i_1}}$$

где K — коэффициент трансформации гидротрансформатора;
 i — передаточное отношение в гидротрансформаторе.

При коэффициенте трансформации примерно равным 1 передаточное число механического редуктора равно 1,41. Такой способ передачи мощности позволяет повысить КПД передачи на этой ступени.

На третьей передаче планетарный ряд и гидротрансформатор блокируются и вращаются как единое целое, мощность передается только механическим путем (на прямую) с передаточным отношением, равным единице.

Такое решение представляет интерес с точки зрения снижения расхода топлива, так как значительную часть времени автомобиль движется на прямой передаче.

При движении автомобиля задним ходом мощность передается через гидротрансформатор и механический редуктор с передаточным отношением

$$i_{3,x} = \frac{z_1 z_4}{z_2 z_3} \left(1 - \frac{z_6}{z_5}\right).$$

Аналитический анализ среднего КПД передачи показывает, что благодаря применению двухпоточной кинематической схемы и блокировки гидротрансформатора на высшей ступени он на 3—5% больше, чем у зарубежных аналогов.

Рассмотрим нагрузочные характеристики передачи. При движении автомобиля на первой передаче и на передаче заднего хода совместная работа двигателя с гидротрансформатором определяется нагрузочными свойствами последнего (коэффициентом момента λ_1) и рассчитывается по известным зависимостям. При движении автомобиля на второй передаче момент, воспринимаемый передачей от двигателя, определяется равенством

$$M_1 = M_r + M_m,$$

где M_1 — момент двигателя;

M_r — момент, передаваемый через гидротрансформатор;

M_m — момент, передаваемый механической ветвью.

Между обеими составляющими всегда сохраняется соотношение

$$M_r K i_1 = M_m \frac{z_5}{z_1}.$$

С учетом этой зависимости

$$M_1 = M_r \left(1 + \frac{K i_1 z_7}{z_5}\right).$$

Отсюда (без учета КПД зубчатых зацеплений в каждой ветви) коэффициент момента передачи равен

$$\lambda_n = \lambda_1 \left(1 + \frac{K i_1 z_7}{z_5}\right),$$

т. е. передача будет иметь более жесткую характеристику, чем если бы использовался только один гидротрансформатор. Трогание автомобиля на второй передаче невозможно, так как частота вращения вала двигателя при этом равна 1100—1200 об/мин, а на первой передаче при полной нагрузке и останавленном автомобиле — 2100—2300 об/мин.

В гидромеханической передаче применена электронно-гидравлическая система автоматического управления, что позволяет существенно уменьшить число клапанов в системе маслопитания, а следовательно, повысить надежность ее работы. Электронная система автоматики позволяет легко перестраивать режимы ее работы.

Система маслопитания (рис. 2) содержит один масляный насос 1, привод которого осуществляется от двигателя. Давление в системе регулируется с помощью редукционного клапана 2, причем величина его зависит от предварительного усилия пружины редукционного клапана и от величины давления, поступающего к обратному торцу золотника редукционного клапана в полость 3. Это давление определяется параметрами клапана 4: усилием его пружины, степенью разрежения во всасывающем трубопроводе двигателя (канал 5), включенной передачей (если давление поступает по каналу 6 на выключение фрикциона Φ_6 — первая передача, задний ход, нейтраль, то давление в системе повышается).

Величина давления в главной масляной магистрали 7 составляет на первой передаче, заднем ходу и нейтрали 10—12 кгс/см², на второй и третьей передачах 5—6 кгс/см². В гидротрансформатор 8 масло поступает по каналам 9 только в том случае, если его величина в главной масляной магистрали 7 достигла номинального значения, достаточного для надежного включения фрикционных муфт. Давление на входе в гидротрансформатор регулируется клапаном 10, при этом его величина зависит от усилия пружины клапана и включенной передачи. На первой и третьей передачах давление составляет 4—5 кгс/см², на второй передаче, нейтрали и заднем ходу — 3—4 кгс/см². Из гидротрансформатора масло поступает через дроссельное отверстие в теплообменник 11 и далее на слив в поддон. Расход масла через теплообменник составляет 3—5 л/мин. По каналам 12 и 13 масло поступает через дроссельные отверстия на смазку передней и задней частей механического редуктора гидромеханической передачи. С целью экономии расхода масла, а следовательно, и снижения затрат на создание в системе маслопитания давления масла в дальнейшем предполагается направлять масло в систему смазки гидромеханической передачи после теплообменника.

Переключают передачи в гидромеханической передаче с помощью двухобмоточных электромагнитов M_1 и M_2 клапанами

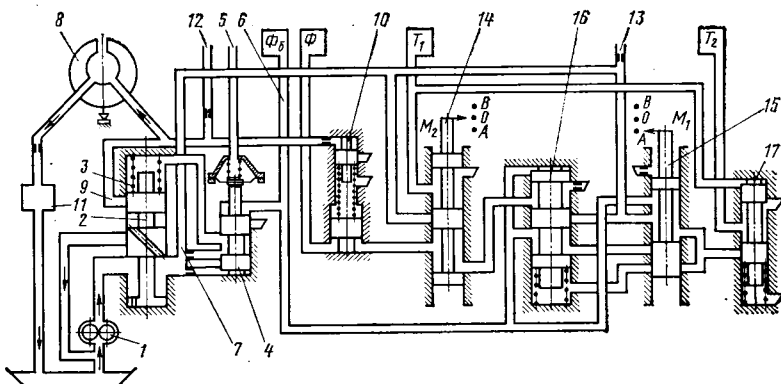


Рис. 2. Схема системы управления и питания гидромеханической передачи УВМВ-ЧЗМ-НАМИ (нейтраль)

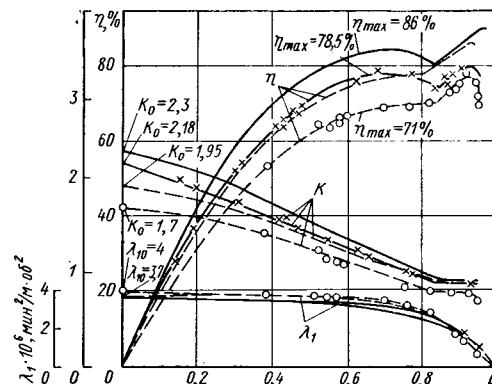


Рис. 3. Характеристики гидромеханической передачи с включенной первой передачей механического редуктора с литым (УВМВ-ЧЗМ) и штампованным (НАМИ) гидротрансформаторами

14 и 15. В нейтральное положение (0) оба электромагнита возвращаются усилием пружины, а в положение А и В — в зависимости от включенной обмотки электромагнита.

Последовательность включения электромагнитных клапанов и фрикционных элементов гидромеханической передачи, разработанной УВМВ, ЧЗМ и НАМИ, дана в табл. 2.

Плавности переключения передач и переключению без разрыва потока мощности способствуют: клапан 16, согласующий включение фрикционных муфт Φ и Φ_6 , муфта свободного хода $M_{с.х}$ в кинематической схеме гидромеханической передачи, регулирование давления масла в системе маслопитания, выбранный тип фрикционных накладок и масла, заливаемого в передачу. Анализ режимов работы передачи показал, что ошибки в величине перекрытия включения фрикционных муфт не ухудшают плавности переключения передач, что является достоинством выбранной кинематической схемы. Например, при переключении с первой передачи на вторую должен выключаться фрикцион Φ и включаться фрикцион Φ_6 . Если фрикцион Φ_6 включится раньше, чем выключится фрикцион Φ , то временно включится третья передача, что не повлияет на плавность переключения. В этом случае недостатком может быть включение понижающей передачи или передачи заднего хода или блокировка валов передачи, что происходит при некоторых кинематических схемах зарубежных передач.

Гидравлическая блокировка включения передачи заднего хода обеспечивается клапаном 17.

Такое решение (с применением электронно-гидравлической системы управления) позволило существенно уменьшить количество деталей в передаче и применить семь золотниковых клапанов и два электромагнита вместо, например, шестнадцати клапанов, применяющихся в гидropередаче 3-ОНV фирмы Джeneral Моторс.

Электронная система автоматика обеспечивает переключение передач в зависимости от двух параметров: скорости автомобиля и нагрузки двигателя.

Скорость автомобиля вводится с помощью бесконтактного импульсного датчика, установленного в картере передачи.

В качестве датчика нагружения двигателя использован герметичный потенциометр, заполненный маслом и установленный около заслонки подачи топлива в двигатель. Система автоматика имеет режим «кик-даун», который используется для интенсивного обгона. Датчик режима «кик-даун» выполнен отдельно и установлен под педалью подачи топлива в двигатель. В дальнейшем предполагается объединить оба датчика и выполнить их в виде бесконтактных устройств.

Скорости автомобиля в момент переключения передач в зависимости от положения педали подачи топлива приведены в табл. 3.

Таблица 2

Позиция контроллера	Включенная передача	Включаемый элемент передачи					
		Φ_6	Φ	T_1	T_2	M_1	M_2
N, P R A	N	—	—	—	—	A	0
	3X	—	—	—	—	A	0
	1	—	—	—	—	0	0
	2	—	—	—	—	B	0
2	3	+	+	—	—	B	B
	1	+	+	—	—	0	A
	2	+	+	—	—	B	A
1	1	—	+	+	—	0	A

Таблица 3

Степень открытия дроссельной заслонки в %	Скорость автомобиля при переключении передач			
	1—2	2—1	2—3	3—2
30	32	28	60	55
65	45	39	70	64
~100	55	48	80	73
100 (до упора)	68	60	105	98

В связи с тем, что максимальная скорость движения автомобиля на второй передаче выше, чем у аналогичных зарубежных образцов (вследствие меньшего значения передаточного отношения на второй передаче, 1,41 вместо 1,45, и большей жесткости трансмиссии, работающей на этой передаче по дифференциальной схеме), автомобиль, оборудованный такой передачей, обладает хорошими качествами для обгона.

Разработанная электронная автоматика на интегральных микросхемах позволяет упростить конструкцию, уменьшить габариты и снизить стоимость.

Контроллер управления передачей устанавливается на тоннеле пола кузова автомобиля вместо рычага переключения передач и имеет следующие позиции: А — автоматическое переключение первой — третьей передач; 2 — автоматически включаются две низшие передачи; 1 — принудительно включена первая передача; N — нейтраль; R — задний ход; P — стоянка.

Система электронной автоматика на интегральных микросхемах позволит осуществлять торможение двигателем на режиме А на первой, второй и третьей передачах, на режиме 2 на первой и второй передачах, на режиме 1 на первой передаче. Для летних условий эксплуатации будет предусмотрен режим А с торможением двигателем только на третьей передаче.

Литой гидротрансформатор конструкции УВМВ-ЧЗМ имеет активный диаметр 230 мм и следующие конструктивные особенности: наружный и внутренний тор колеса реактора образуются цилиндрическими поверхностями, на внутреннем торе колеса выполнен прилив, выполняющий функции внутренних торцов насосного и турбинного колес. Такая конструкция позволяет использовать методы литья под высоким давлением, однако приводит к ухудшению характеристик гидротрансформатора из-за наличия скачков радиусов кривизны, перетечек жидкости с лицевых сторон лопаток на тыльные. Невозможно реализовать также оптимальные углы кручения в насосном и турбинном колесах, а в колесе реактора — оптимальный шаг. Эту конструкцию гидротрансформатора целесообразно применять при небольших выпусках гидромеханических передач.

Гидротрансформатор конструкции НАМИ имеет штампованные насосное и турбинное колеса и литое колесо реактора. Ввиду более совершенной лопастной системы, а также технологии, соответствующей массовому выпуску, получены более высокие характеристики. На рис. 3 приведена зависимость КПД, коэффициента трансформации K и коэффициента момента λ_1 от передаточного отношения i для гидротрансформаторов конструкции НАМИ и УВМВ-ЧЗМ на первой передаче в механическом редукторе макетного образца — прототипа (штриховые линии) и отдельно гидротрансформатора (сплошные линии). Режим испытаний следующий: $M_1=10$ кгс·м=const; $t_m=90^\circ\text{C}$; $\gamma=840$ кгс/м³; $P_n=3$ кгс/см²; $v=7$ с/т.

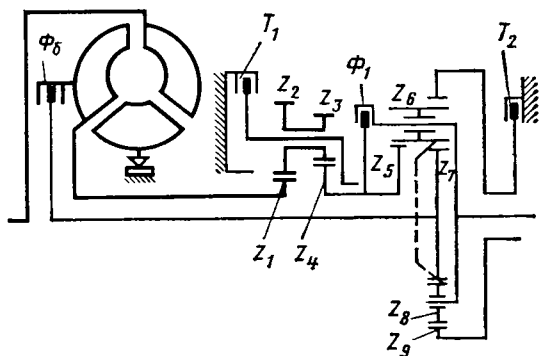


Рис. 4. Схема четырехступенчатой гидромеханической передачи УВМВ-ЧЗМ-НАМИ ($z_1 - z_9$ — шестерни механического редуктора)

Сравнительный анализ показал, что количество позиций и деталей у создаваемой передачи меньше, чем у зарубежных аналогов (за счет гидравлической системы управления).

Передачу проектировали таким образом, чтобы при ее установке на отечественные автомобили с двигателем рабочим объ-

Передача	Включенный элемент			
	Φ_6	Φ_1	T_1	T_2
I	—	—	—	—
II	+	+	+	—
III	—	+	+	—
IV	+	+	—	—
З.Х.	—	—	+	+

емом 1,2—2,0 л не требовалось изменений кузова и деталей трансмиссии, т. е. фактически достигалась взаимозаменяемость с механической коробкой передач.

На базе совместно создаваемой с ЧССР гидромеханической передачи можно разработать модификации с четырьмя передачами в механическом редукторе только за счет изменения конструкции фрикциона в полости гидротрансформатора и системы управления гидромеханической передачи.

Кинематическая схема этой передачи приведена на рис. 4, а в табл. 4 дан порядок включения фрикционных муфт и тормозов на каждой передаче.

УДК 629.113.014.5

Графоаналитическое исследование рулевого управления с переменным передаточным числом

Кандидаты техн. наук Т. Ф. КОЛОТИЛИНА, Ю. М. НЕМЦОВ

Московский энергетический институт

БЫСТРОТА изменения параметров движения автомобиля в желаемом направлении и возможность предотвращения аварийных ситуаций и выхода из них зависят от реакций автолюбителя на управление, которые определяются его конструктивными особенностями, в частности параметрами рулевого управления.

Исследования показали, что наилучшая возможная реакция конкретного автомобиля при определенной податливости рулевого управления на изменение скорости движения наблюдается при конкретной величине кинематического i_k передаточного числа. Известно, что в случае $i_k = 5 \div 9$ возрастает скорость поворота управляемых колес, однако на больших скоростях при прямолинейном движении снижается устойчивость автомобиля. В то же время поддержание кинематического передаточного числа в пределах 20—30 во всем диапазоне поворота управляемых колес затрудняет маневрирование автомобиля при разворотах, парковании и т. д., поэтому общее кинематическое передаточное число рулевого управления должно быть переменным [1].

Передаточное число i_m рулевого механизма составляет 70—90% общего кинематического передаточного числа рулевого управления, и по компоновочным соображениям изменить его значительно удобнее.

М. И. Лысовым [1] был предложен закон изменения i_m , при котором рулевой механизм становится более «осторожным» во время движения автомобиля с высокой скоростью по прямой и на повороте большого радиуса и более «чутким» во время движения с низкой скоростью и на крутых поворотах. При повороте рулевого колеса на небольшой угол значения силового передаточного числа рулевого механизма i_p также увеличиваются, что повышает легкость управления автомобилем (рис. 1).

С учетом реальных жесткостей рулевых управлений, а также условий движения автомобилей действительные значения общего передаточного числа рулевого управления приняты равными в среднем положении 23, в крайних положениях 12,5 и соответственно передаточное число рулевого механизма $i_{m \max} = 18$ и $i_{m \min} = 9$.

М. И. Лысовым был использован рулевой механизм кривошипного типа с одним вращающимся пальцем, для которого закон изменения передаточного числа определяется шагом нарезания червяка [1]. Практически для такой передачи можно получить любой закон изменения передаточного числа. Однако в рулевом механизме этого типа глубина захода пальца кривошипа в винтовую канавку червяка во время поворота автомобиля уменьшается, что ограничивает возможную величину угла поворота сошки. Введение кривошипа с двумя широко раздвиг-

нутыми пальцами для увеличения угла поворота сошки при переменном шаге винтовой линии нарезки червяка значительно усложняет конструкцию и увеличивает габариты рулевого механизма.

В связи с этим, а также учитывая, что поддерживать переменное передаточное число в рулевых механизмах типа шестерня — рейка крайне сложно, был исследован рулевой механизм с заданным законом изменения переменного передаточного числа типа глобондальный червяк — ролик. Переменное передаточное число выбирали с учетом эксплуатационных условий и технологии массового производства (рис. 1). С целью уменьшения трудоемкости расчетов в связи со сложной геометрией передачи было принято, что оси нарезания винтовой линии и ось вращения червяка в рулевом механизме совпадают.

В обычных рулевых глобондальных передачах применяют ролик, имеющий два или три гребня. В таких передачах рабочие поверхности зацепления соприкасаются теоретически в точке, которая переходит последовательно с одного гребня ролика на другой и с одного витка червяка на другой. Это вполне допустимо для передачи с постоянным передаточным числом, а для передачи с переменным передаточным числом линейный шаг t_n винтовой линии изменяется обратно пропорционально изменению передаточного числа рулевого механизма по уравнению

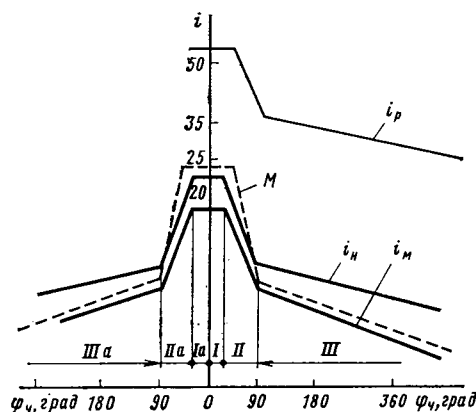


Рис. 1. Законы изменения передаточных чисел: М — закон, рекомендуемый М. И. Лысовым; i_n — угловое передаточное число при нарезании

$$d t_d = R_n d \varphi_c = R_n \frac{d \varphi_q}{d i_m}, \quad (1)$$

где φ_c и φ_q — соответственно углы поворота вала сошки и червяка (рулевого колеса);

R_n — радиус начальной дуги глобоида.

Ввиду того, что линейный шаг червяка является величиной переменной, а двух- и трехгребневые ролики имеют постоянное расстояние между поверхностями гребней, зацепление с витками червяка не может быть нормальным. Вследствие этого в паре глобоидальный червяк — ролик с переменным передаточным числом можно применить только одnogребневый ролик.

Передача глобоидальный червяк — одnogребневый ролик позволяет при переменном передаточном числе получить больший угол поворота вала сошки. Эта передача имеет больший диапазон регулирования зацепления, чем кривошипная. При той же размерности рулевого механизма с переменным передаточным числом (с одnogребневым роликом) угол поворота вала сошки больше, чем при двух- и трехгребневых роликах в рулевом механизме с постоянным передаточным числом.

Кривую изменения передаточного числа рулевого механизма можно разделить на три основные зоны (рис 1). В зоне I (Ia) передаточное число i_{mI} постоянно; в зоне II (IIa) — i_{mII} резко уменьшается; в зоне III (IIIa) — i_{mIII} плавно уменьшается.

В каждой зоне закон изменения передаточного числа определяется из уравнения прямой, проведенной через две точки, имеющие известные координаты: угол поворота червяка и выбранное передаточное число в узловых точках $\varphi_q = 30^\circ - i_m = 18$; $\varphi_q = 90^\circ - i_m = 12$; $\varphi_q = 450^\circ - i_m = 9$. Отсюда:

в зоне I при $\varphi_{qI} = 0 \div 30^\circ$

$$i_{mI} = \text{const} = 18;$$

в зоне II при $\varphi_{qII} = 30 \div 90^\circ$

$$i_{mII} = 21 - 0,1 \varphi_{qII};$$

в зоне III при $\varphi_{qIII} = 90 \div 450^\circ$

$$i_{mIII} = 12,75 - \frac{\varphi_q}{120}.$$

Из условия несовпадения оси вращения инструмента при нарезании с осью вала сошки передаточные числа i_m рулевого механизма и i_n при нарезании глобоидального червяка различные [1], поэтому:

в зоне I

$$i_{nI} = \text{const} = 20;$$

в зоне II

$$i_{nII} = 23 - 0,1 \varphi_{qII};$$

в зоне III

$$i_{nIII} = 14,75 - \frac{\varphi_q}{120}.$$

С учетом принятой размерности рулевого механизма углы наклона α винтовой линии червяка будут равны в горловом сечении $9^\circ 10'$, в начале зоны II — $9^\circ 26'$, в начале зоны III — $12^\circ 43'$ и в крайних положениях $9^\circ 30'$ (рис. 2). Снижение угла наклона винтовой линии в среднем положении от $10^\circ 10'$ приближает рулевую пару к пределу обратимости, что уменьшает поступление ударов от дороги на рулевое колесо.

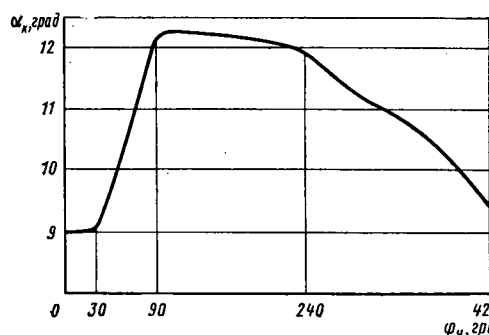


Рис. 2. Закон изменения угла наклона винтовой линии, нанесенной на начальном глобоиде червяка

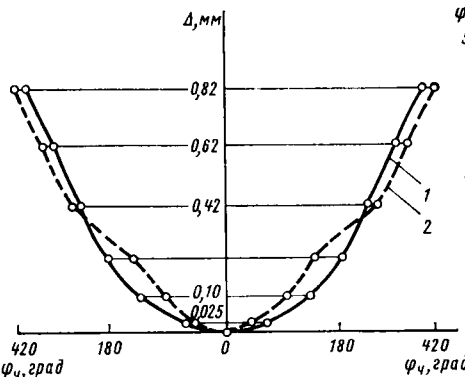


Рис. 3. Законы изменения бокового зазора в рулевых механизмах: 1 — с переменным передаточным числом; 2 — с постоянным передаточным числом (Δ — величина бокового зазора в зацеплении)

Одnogребневый ролик так же, как и двухгребневый, имеет постоянный угол α_1 установки на валу сошки. Этот угол выбирается из условий минимального несовпадения во всем диапазоне поворота углов наклона винтовой линии нарезки и средней плоскости ролика и принимается обычно равным среднему углу наклона винтовой линии нарезания червяка

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{\max} - \alpha_{\min}}{2}. \quad (2)$$

При переменном передаточном числе в паре образуется угол $\alpha_1 = 10^\circ 57'$. Расчеты показали, что максимальный перепад между углами наклона составляет $3^\circ 34'$ в исследуемой паре (при постоянном передаточном числе $5^\circ 50'$), что улучшает условия зацепления червяка и ролика.

С целью правильной работы зацепления в рулевом механизме необходимо обеспечить симметричное изменение величины бокового зазора в зацеплении относительно средней плоскости червяка. Для исследуемого рулевого механизма с переменным передаточным числом (кривая 1) и существующих рулевых механизмов с червяками без эксцентриситета и постоянным передаточным числом (кривая 2) на рис. 3 приведены расчетные данные изменения боковых зазоров. Обе кривые имеют практически одинаковый характер, лишь в середине зацепления у кривой 1 более пологий характер, что увеличивает зону возможных регулировок. Подобный характер кривой позволит в целях повышения технологичности изготовления применить также и эксцентричную нарезку червяка в рулевом механизме с переменным передаточным числом.

Чтобы провести графоаналитический анализ условий контакта рабочих поверхностей червяка и ролика, выведены уравнения этих поверхностей для каждой зоны с учетом изменения передаточного числа рулевого механизма. Наиболее сложной оказалась винтовая поверхность глобоидального червяка. Профиль впадины между витками образован дугами окружностей в нормальном к винтовой линии сечении в горловой плоскости; соответственно винтовая поверхность нарезания образуется во время движения этих дуг по направляющей глобоидальной винтовой линии, нанесенной на начальном глобоиде радиуса R_n , с учетом межосевого расстояния инструмента и глобоидального червяка при нарезании A_n :

зона I при $\varphi_{qI} = 0 \div 30^\circ$

$$x_q = r \cos \varphi_{qI};$$

$$y_q = r \sin \varphi_{qI}, \quad r = A_n - R_n \cos \frac{\varphi_{qI}}{i_{nI}};$$

$$z_q = R_n \sin \frac{\varphi_{qI}}{i_{nI}};$$

зона II при $\varphi_{qII} = 30 \div 90^\circ$

$$x_q = \left[A_n - R_n \cos \frac{\varphi_{qII}}{23 - 0,1 \varphi_{qII}} \right] \cos \varphi_{qII};$$

$$y_q = \left[A_n - R_n \cos \frac{\varphi_{qII}}{23 - 0,1 \varphi_{qII}} \right] \sin \varphi_{qII};$$

$$z_q = R_n \sin \frac{\varphi_{qII}}{23 - 0,1 \varphi_{qII}};$$

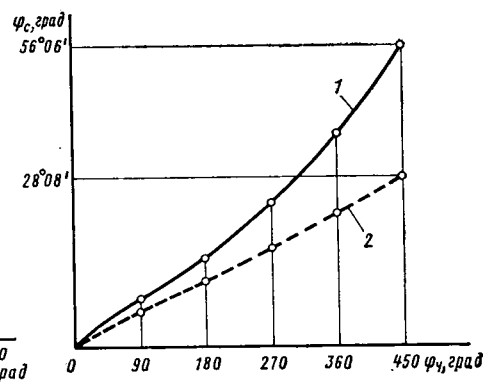


Рис. 4. Изменение угла поворота вала сошки в рулевых механизмах одного типоразмера: 1 — с переменным передаточным числом; 2 — с постоянным передаточным числом

зона III при $\varphi_{qIII} = 90 \div 450^\circ$

$$x_q = \left[A_n - R_n \cos \frac{\varphi_{qIII}}{14,75 - 0,833 \varphi_{qIII}} \right] \cos \varphi_{qIII};$$

$$y_q = \left[A_n - R_n \cos \frac{\varphi_{qIII}}{14,75 - 0,833 \varphi_{qIII}} \right] \sin \varphi_{qIII};$$

$$z_q = R_n \sin \frac{\varphi_{qIII}}{14,75 - 0,833 \varphi_{qIII}}.$$

На основании решения приведенных уравнений можно считать, что профиль впадины червяка в нормальном сечении можно сохранить таким же, как в существующем рулевом механизме с двухгребневым роликом. Однако гребень одногребневого ролика должен иметь угол в осевом сечении, равный углу впадины червяка, так как условия касания в этом случае будут наилучшими [2].

Проведенный для рулевого механизма с переменным передаточным числом графоаналитический анализ условий контакта червяка и ролика, их взаимных положений на различных углах поворота червяка показал следующее [2]:

- 1) контактная зона находится в области начального глобонда, что обеспечивает наиболее благоприятные условия касания;
- 2) кромочный контакт витков червяка и гребня ролика отсутствует во всех положениях рабочей пары;
- 3) ролик не выходит из зацепления с червяком в крайних положениях рулевого механизма;

4) интерференция профилей отсутствует во всех положениях рулевого механизма;

5) изменение зазоров соответствует принятому для рулевых механизмов автомобилей малого класса («Москвич», «Жигули») и особо малого («Запорожец»).

Значительное преимущество рулевого механизма с переменным передаточным числом перед рулевым механизмом с постоянным передаточным числом можно наблюдать при сравнении графиков зависимости угла поворота червяка (рис. 4). Для механизмов одинаковых размерностей угол поворота вала сошки при переменном передаточном числе значительно больше, чем при постоянном, что обеспечивает большую маневренность автомобиля [2].

Увеличение передаточного числа рулевого механизма до 18 и соответственно передаточного числа рулевого управления до 23 в среднем положении улучшает легкость и точность управления.

Приведенные данные показывают, что применение переменного передаточного числа рулевого управления отвечает современным требованиям в части устойчивости во время прямолинейного движения автомобиля, маневренности при разворотах и легкости управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Лысов М. И. Рулевые управления автомобилей. М., «Машиностроение», 1972, с. 143—163.
2. Колотилина Т. Ф. Теория и расчет глобондальной передачи с заданным законом изменения передаточного числа рулевого механизма легкового автомобиля. М., МЭИ, 1975.

УДК 629.113.007

Методика определения количества оборотных агрегатов для карьерных автомобилей-самосвалов

Канд. техн. наук А. Н. КАЗАРЕЗ, В. Ф. ВАНЧУКЕВИЧ,

В. С. АПАНАСЕНКО, В. Н. СЕДЮКЕВИЧ

Белорусский автозавод,
Белорусский политехнический институт

ОДНИМ из факторов улучшения использования автомобилей является обеспечение предприятий оптимальным количеством оборотных узлов и агрегатов автомобиля.

Карьерные автомобили-самосвалы БелАЗ большой грузоподъемности работают в сложных и разнообразных карьерных условиях. Вследствие этого нормирование оборотных агрегатов должно быть дифференцированным в зависимости от условий работы автомобилей, режима их использования и технического состояния автомобильного парка. В настоящее время число оборотных агрегатов определяется для средних по стране условий эксплуатации автомобилей.

Предлагаемая методика расчета оборотного фонда агрегатов для карьерных автомобилей-самосвалов, необходимого при текущих ремонтах, учитывает условия эксплуатации этих автомобилей и режим их использования. Основана она на теории массового обслуживания.

Необходимое число агрегатов каждого наименования определяют по формуле¹

$$N = - \frac{\ln(1 - K)}{2 \left(1 - \frac{\lambda}{n}\right)}, \quad (1)$$

где N — необходимое число оборотных агрегатов одного наименования;

K — коэффициент готовности, учитывающий простой автомобилей, связанный с возможным отсутствием отремонтированных агрегатов из оборотного фонда;

λ — среднее число отказов агрегата, возникающих на работающих автомобилях за время ремонта;

n — число ремонтных установок (рабочих мест для ремонта снятого с автомобиля неисправного агрегата).

Из формулы (1) видно, что для достижения более высокого коэффициента технической готовности автомобильного парка необходимо иметь большее количество оборотных агрегатов, которое, однако, может быть экономически нецелесообразным, так как затраты на их приобретение и хранение оказываются выше потерь, связанных с простоем автомобилей из-за нехватки исправных агрегатов оборотного фонда.

В связи с этим зависимость (1) была оптимизирована путем определения величины K , при которой доход предприятия будет наибольшим. В данном случае доход предприятия за сутки определяется из выражения

$$D = D_0 A_n \alpha' K - \frac{NC_{ar} l_{cc}}{L_{ar}}, \quad (2)$$

где D_0 — доход от эксплуатации одного работающего автомобиля за сутки в руб.;

A_n — списочное число автомобилей;

α' — коэффициент выпуска автомобильного парка, учитывающий простой в технических обслуживаниях и ремонтах, а также по организационным причинам (за исключением простоев автомобилей ввиду нехватки агрегатов из оборотного фонда, которые учитываются коэффициентом K);

C_{ar} — стоимость оборотного агрегата в руб.;

L_{ar} — срок службы агрегата в км;

l_{cc} — среднесуточный пробег в км.

Коэффициенты K и α' являются составными частями общего коэффициента технической готовности автомобильного парка.

Формулу (1) можно привести к следующему виду:

$$K = 1 - e^{-2 \left(1 - \frac{\lambda}{n}\right) (N+1)}. \quad (3)$$

Тогда

$$D = A_n \alpha' D_0 \left[1 - e^{-2 \left(1 - \frac{\lambda}{n}\right) (N+1)} \right] - \frac{NC_{ar} l_{cc}}{L_{ar}}. \quad (4)$$

Анализ функции (4) на экстремум показывает, что при

$$N = - \left[1 + \frac{\ln \frac{C_{ar} l_{cc}}{L_{ar} 2 \left(1 - \frac{\lambda}{n}\right) A_n \alpha' D_0}}{2 \left(1 - \frac{\lambda}{n}\right)} \right] \quad (5)$$

¹ Полян Д. Г. — «Стандарты и качество», 1967, № 2.

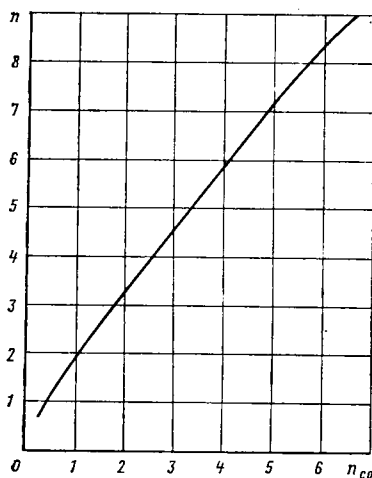


Рис. 1. Номограмма для определения оптимального количества рабочих мест n в зависимости от числа постов $n_{ер}$, рассчитанного по средним значениям данных

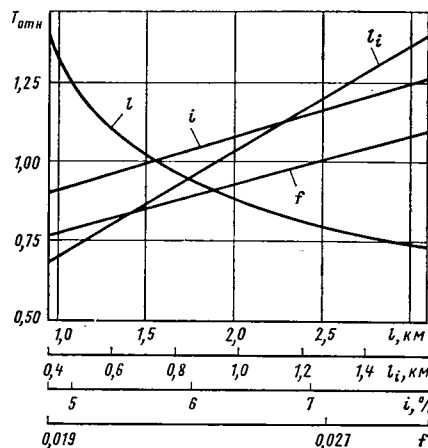


Рис. 2. Изменение трудоемкости (в относительном измерении) по ремонту агрегатов, снятых с автомобиля, в зависимости от горно-технических и дорожных условий эксплуатации

функция имеет максимальное значение.

Таким образом, число оборотных агрегатов N , определенное по зависимости (5), будет оптимальным и соответствовать наибольшему доходу предприятия.

Значения показателей $l_{ср}$, $L_{ар}$, λ , n , α' , D_0 , входящих в формулу (5), даже при одних и тех же условиях эксплуатации автомобилей могут изменяться. Следовательно, количество оборотных агрегатов в каждый фиксированный момент времени может быть также различным при одних и тех же условиях эксплуатации.

Однако для практических целей важно определить количество оборотных агрегатов, исходя из средних значений показателей, соответствующих тем или иным условиям эксплуатации автомобилей.

При этом возможное отклонение показателей от средних значений не должно привести к большой ошибке, так как рассчитываемое число оборотных агрегатов округляется до целого числа.

Среднее число отказов агрегата можно выразить через параметры, характеризующие режим эксплуатации автомобилей,

$$\lambda = \frac{\lambda_1 A_n \alpha_B l_{ср} t_{ар}}{1000 t_m}, \quad (6)$$

где λ_1 — параметр потока отказов агрегата на 1000 км пробега автомобиля;

α_B — коэффициент выпуска автомобилей на линию;

$t_{ар}$ — среднее время восстановления снятого с автомобиля агрегата в ч;

t_m — время работы ремонтной зоны в течение суток в ч. Время ремонта, приходящееся на 1000 км пробега автомобиля,

$$t = \lambda_1 t_{ар}. \quad (7)$$

Продолжительность ремонта агрегатов определенного наименования в течение суток

$$t_c = \frac{A_n l_{ср} \alpha_B t}{1000} \text{ ч.} \quad (8)$$

Следовательно,

$$\frac{t_c}{t_m} = n_{ср}, \quad (9)$$

где $n_{ср}$ — среднее число постов для ремонта агрегатов определенного наименования, принадлежащих парку из A_n автомобилей.

Значит, $\lambda = n_{ср}$ и $\frac{\lambda}{n}$ в формуле (5) можно заменить $\frac{n_{ср}}{n}$.

Соотношение $\frac{n_{ср}}{n}$ определено по минимуму стоимостной функции

$$S = d_a a_0 + d_n n_0, \quad (10)$$

где d_a — стоимость потерь за единицу времени от ожидания агрегатом начала ремонта;

a_0 — среднее количество агрегатов, ожидающих ремонта;

d_n — стоимость потерь от простоя рабочего места без работы за единицу времени;

n_0 — среднее количество свободных от работы рабочих мест.

С применением теории массового обслуживания при расчете a_0 и n_0 получена номограмма (рис. 1) для определения оптимального количества постов n в зависимости от $n_{ср}$.

На основании изложенной методики произведен расчет необходимого числа основных агрегатов девяти наименований на 100 автомобилей БелАЗ при различном среднесуточном пробеге. Значения $L_{ар}$, α' , D_0 принимались постоянными (соответствующими полученным средним значениям), а величина $n_{ср} = \lambda$ определялась с учетом условий эксплуатации автомобилей: расстояния перевозок горной массы, расстояния движения автомобиля на подъем, среднего уклона подъема, типа дорожного покрытия.

Исходные данные для расчета количества оборотных агрегатов представляют собой статистический материал, собранный в 1971—1974 гг. в 20 автотранспортных предприятиях, насчитывающих около 1500 автомобилей БелАЗ.

По каждому предприятию собирались следующие данные: количество замененных деталей каждого наименования в течение года; среднегодовые значения расстояния перевозок l , расстояния движения на подъем l_i , среднего уклона подъема i , типа дорожного покрытия; годовой пробег автомобильного парка.

При обработке статистического материала сначала была определена трудоемкость текущего ремонта каждого из девяти агрегатов путем анализа операций по замене той или иной детали (учитывалась только замена деталей, при которой требовалось снятие агрегата с автомобиля).

Трудоемкость ремонта агрегата, снятого с автомобиля, в каждом отдельном случае зависит от того, какие детали заменяют во время данного ремонта. В связи с этим трудоемкость текущего ремонта конкретного агрегата имеет определенное изменение.

При расчетах трудоемкости замены деталей использовались данные заводских технологических карт на сборочные операции, хронометража отдельных операций и типовых норм времени на капитальный ремонт автомобилей БелАЗ-540 от 1972 г.

С учетом средних значений трудоемкости ремонта отдельных агрегатов, числа случаев ремонта и пробега автомобилей была определена для каждого предприятия трудоемкость текущего ремонта по каждому из девяти основных агрегатов в расчете на 1000 км пробега.

С целью установления влияния на величину трудоемкости текущего ремонта агрегатов условий эксплуатации автомобилей проведен регрессионный анализ значения средней трудоемкости (на 1000 км пробега) ремонта всех девяти основных агрегатов автомобилей конкретного предприятия (функции) и среднегодовых значений (аргументов): расстояния движения автомобилей на подъем l_i (в км), расстояния перевозок горной массы l (в км), среднего уклона подъема i (в %), коэффициента сопротивления качению, обстоятельства, учитывающего дорожные условия (для дорог с асфальтобетонными и бетонными покрытиями $f=0,019$; для дорог со щебеночными и гравийными покрытиями $f=0,027$; для дорог без покрытий $f=0,030$).

При регрессионном анализе использовался метод «предприятия — лет». Следовательно, число значений функции было равно 80. Расчеты проведены на ЭВМ «Минск-22». В результате регрессионного анализа получена следующая зависимость:

$$T = -0,929 + 77,2f + 0,424 \frac{l_i l}{l}. \quad (11)$$

Анализ показал, что трудоемкость текущих ремонтов (на 1000 км пробега) неисправных агрегатов, снятых с автомобилей, довольно тесно связана с условиями их эксплуатации, выражаемыми факторами l_i , l , i , f (параметры регрессионной связи: коэффициент множественной корреляции 0,882; критерий Фишера — 2,01; среднеквадратичная ошибка — 9,36%).

На рис. 2 показано, как меняется значение T в зависимости от изменения каждого фактора в отдельности (при модальном значении остальных факторов). Наибольшее влияние на величину T оказывает расстояние движения автомобиля на подъем l_i . Изменение l_i от минимальных до максимальных значений влечет изменение трудоемкости в 1,85 раза.

Изменение расстояния перевозок горной массы от наибольших до наименьших значений вызывает изменение трудоемкости в 1,75 раза.

На трудоемкость текущих ремонтов агрегатов более слабо и примерно одинаково влияет тип дорожного покрытия и средний уклон подъема (изменение трудоемкости в 1,43 раза при колебании значений этих факторов от минимальных до максимальных).

Средние значения трудоемкости каждого агрегата (в чел.-ч на 1000 км пробега), определенные путем статистической обработки данных по ремонту агрегатов, и установленная (в результате регрессионного анализа) зависимость средней трудоемкости от условий использования автомобилей позволили определить $n_{\text{ср}} = \lambda$ на каждые 100 автомобилей [формулы (6)–(9)] при различных условиях эксплуатации и среднесуточном пробеге (при $t_{\text{м}} = 16$ ч).

Величину $n_{\text{ср}}/n$ определяли по номограмме (рис. 1), а число оборотных агрегатов каждого наименования рассчитывали по формуле (5).

Проведенные расчеты позволили определить число оборотных агрегатов при средних условиях эксплуатации автомобилей БелАЗ ($l_{\text{св}} = 175$ км; $l = 2,3$ км; $l_1 = 0,93$ км; $f = 0,027$; $i = 6,65\%$).

Расчеты показали, что количества оборотных агрегатов для средних условий эксплуатации автомобилей, рассчитанные и нормированные «Положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта», близки друг к другу.

Расчеты числа оборотных агрегатов при условиях эксплуатации, отличающихся от средних, позволили установить необходимое их количество при различных условиях эксплуатации автомобилей и среднесуточных пробегах.

Путем деления рассчитанного числа оборотных агрегатов при различных условиях эксплуатации, а также при различном среднесуточном пробеге автомобилей, на их число, полученное при средних условиях эксплуатации, определены коэффициенты корректирования количества оборотных агрегатов в зависимости от этих условий.

Расчеты по формуле (5) показали, что изменение количества агрегатов, имеющих относительно малую трудоемкость восстановления (главная передача, карданные валы, рулевой механизм, гидроусилитель руля, центральный опрокидывающий механизм), в зависимости от вариации горнотехнических дорожных факторов, а также среднесуточного пробега — незначительное (6–10%). Следовательно, корректирование числа оборотных агрегатов в зависимости от условий эксплуатации авто-

мобилей необходимо применять только для двигателей, гидромеханических передач и подвесок.

Факторы условий эксплуатации автомобиля	Значение факторов	Коэффициент коррекции	
		для двигателя и гидромеханической передачи	для подвески
Расстояние транспортирования горной массы в км	Более 3	0,90	0,95
	3–2,5	0,95	1,0
	2,5–2	1,0	1,0
	2–1,5	1,05	1,05
	1,5–1	1,15	1,15
	Менее 1	1,25	1,20
Расстояние движения на подъем в км	До 0,5	0,85	0,9
	0,5–1	1,0	1,0
	1–1,5	1,10	1,10
	Более 1,5	1,20	1,20
Средний уклон подъема в %	До 5	0,90	0,95
	5–6	0,95	1,0
	6–7	1,0	1,0
	7–8	1,05	1,05
	Более 8	1,10	1,10
Тип дорожного покрытия	Бетон, асфальтобетон	0,90	0,90
	Щебень, гравий	1,0	1,0
	Скальный грунт	1,05	1,05
Среднесуточный пробег в км	100–150	0,85	0,90
	150–200	1,0	1,0
	Более 200	1,10	1,10

В таблице приведены значения корректирующих коэффициентов числа двигателей, гидромеханических передач и подвесок в зависимости от величины среднесуточного пробега, горнотехнических и дорожных факторов.

Количество оборотных агрегатов для автомобилей БелАЗ, рассчитанное по предлагаемой методике, включено в нормативную часть «Положения о техническом обслуживании и ремонте автомобилей БелАЗ».

УДК 629.113:43.001.04

Технико-экономическая эффективность оптимизации метрологических показателей методов и средств диагностирования автомобилей

Канд. техн. наук А. Г. СЕРГЕЕВ

Владимирский политехнический институт

Для оптимизации метрологических характеристик методов и средств диагностирования автомобиля необходимо количественно оценить новый для автотранспортных предприятий показатель — влияние качества измерительной информации на эффективность работы автомобильного транспорта.

К настоящему времени сведения по этому вопросу ограниченные [1 и 2], и результаты их носят частный характер.

Разработан комплексный метод оценки стоимостной потерь от недостоверности измерительной информации применительно к технологическим процессам технического обслуживания и текущего ремонта.

Издержки автотранспортного предприятия, обусловленные метрологической недостоверностью методов и средств диагностирования, определяются вероятностями P_I и P_{II} ошибок первого и второго рода [3].

Ошибки первого рода (забракование годного элемента, узла, агрегата) приводят к неоправданным разборочно-сборочным и контрольно-регулирующим операциям, увеличивают трудоемкость технического обслуживания и ремонта, простои автомобиля и снижают его коэффициент использования.

Кроме того, из-за всякой разборочно-сборочной операции, даже если деталь не ремонтируется, уменьшается ее срок службы до 20% [4].

Ошибки второго рода (пропуск брака, неисправности) приводят к отказам автомобиля на линии или (что особенно опас-

но) к дорожно-транспортным происшествиям. При этом возникают издержки, связанные с возвратом и простоями автомобиля в ремонте, нарушением ритма технологических процессов. Кроме того, эти ошибки, допущенные в отношении таких агрегатов, как двигатель и ходовая часть, приводят к значительным материальным потерям из-за увеличения расхода горюче-смазочных материалов и износа шин. Повышается токсичность отработавших газов.

Можно предположить, что ошибки второго рода в сравнении с ошибками первого рода приводят в эксплуатации к большим материальным потерям.

Все указанные факторы в целом влияют на основные технико-экономические показатели автотранспортного предприятия: коэффициент технической готовности α_T ; среднесменную прибыль на автомобиль C ; среднегодовой пробег автомобиля $L_{\text{ср}}$.

В общем виде годовые потери от недостоверности диагностической информации из-за указанных ошибок по автотранспортному предприятию можно определить как

$$P_I = P_I T_2 Nd; \quad (1)$$

$$P_{II} = P_{II} DNC, \quad (2)$$

где $d = C/t$ — часовая выработка на один списочный автомобиль в руб.;

t — среднесменное время работы автомобиля в парке в ч;
 D — количество рабочих дней в году;
 N — списочное количество автомобилей в шт.;
 T_{Σ} — суммарная годовая трудоемкость работ на один автомобиль, производимых с помощью данного диагностического комплекса, приходящаяся на единицу технического обслуживания и ремонта в чел.-ч.

Величина T_{Σ} зависит от многих эксплуатационных и организационных факторов [5]. В случае совмещения диагностирования с операциями первого технического обслуживания, второго технического обслуживания и ремонта, значение T_{Σ} можно вычислить, вводя относительные единицы

$$T_{\Sigma} = T_0 (\varphi_1 k_{d1} \gamma_1 n_1 + \varphi_2 k_{d2} \gamma_2 n_2 + \varphi_3 k_{d3} \gamma_3 n_3 \mu), \quad (3)$$

где $T_0 = T_1 + T_2 + T_3$ — нормируемая общая трудоемкость, приходящаяся на единицу технического обслуживания и текущего ремонта в чел.-ч;

T_1 и T_2 — трудоемкость одного первого и одного второго технического обслуживания, нормируемая для первой категории эксплуатации, в чел.-ч;

T_3 — удельная трудоемкость одного текущего ремонта на 1000 км пробега для тех же условий в чел.-ч;

$$\varphi_1 = \frac{T_1}{T_0};$$

$$\varphi_2 = \frac{T_2}{T_0};$$

$$\varphi_3 = \frac{T_3}{T_0};$$

$$\lambda = \frac{k_2 k_5 k_{\Pi}}{k_1};$$

$$\mu = \frac{k_1 k'_1 k_3 k_4}{k_{\Pi}};$$

k_1 — поправочный коэффициент периодичности видов технического обслуживания в зависимости от категории эксплуатации [5];

k_2 и k_5 — поправочные коэффициенты трудоемкости технического обслуживания и ремонта в зависимости от модификации подвижного состава и размера автотранспортного предприятия [5];

k'_1, k_3 и k_4 — поправочные коэффициенты удельной трудоемкости ремонта в зависимости от категории условий эксплуатации, климатической зоны и срока службы подвижного состава [5];

k_{Π} — показатель метода обслуживания автомобилей (при поточном методе $k_{\Pi} = 0,75 \div 0,80$);

$k_{di} = A_i / A_{oj}$ — показатель уровня оснащенности участков технического обслуживания и ремонта диагностическими средствами;

A_i — число параметров, диагностируемых анализируемым прибором (комплексом), при техническом обслуживании или ремонте;

A_{oj} — общее число параметров, подвергаемых обслуживанию или ремонту на данном участке;

γ_j — удельная доля контрольно-регулирующих и разборочно-сборочных работ при техническом обслуживании и ремонте;

$$n_1 = \frac{L_{c,r}}{L_1};$$

$$n_2 = \frac{L_{c,r}}{L_2};$$

$$n_3 = \frac{L_{c,r}}{1000};$$

L_1 и L_2 — нормируемые периодичности первого и второго технических обслуживаний для первой категории эксплуатации в зависимости от модификации подвижного состава в км [5].

Значения P_I и P_{II} зависят от точности методов и средств диагностирования, законов распределения погрешностей измерений и диагностируемых параметров, поля допуска на параметр, предельных и упреждающих значений параметра, пробега автомобиля и уровня надежности его элементов на момент диагностирования [6].

С целью взаимной проверки расчетные значения P_I и P_{II} целесообразно сопоставлять с фактическими P'_I и P'_{II} в эксплуатационных условиях, используя технико-экономические показатели автотранспортного предприятия:

$$P'_I = \left(1 - \frac{T_H}{T_{\Phi}}\right) k_d; \quad (4)$$

$$P'_{II} = \frac{\left[D(1 - \alpha_r) - k'_4 a \frac{L_{c,r}}{1000}\right] k_d}{D - k'_4 a \frac{L_{c,r}}{1000}}, \quad (5)$$

где

T_H и T_{Φ} — нормативные и фактические трудозатраты по автотранспортному предприятию на проведение контрольно-регулирующих и разборочно-сборочных работ в чел.-ч;

k'_4 — поправочный коэффициент планового простоя автомобилей в зоне технического обслуживания и текущего ремонта в зависимости от возрастного состава парка [5];

a — продолжительность плановых простоев в техническом обслуживании и ремонте в зависимости от модификации подвижного состава в днях/1000 км [5];

$k_d = \frac{\sum_i A_i}{\sum_j A_{oj}}$ — показатель уровня оснащенности автотранспортного предприятия диагностическими средствами.

Числитель уравнения (5) характеризует суммарные годовые простои автомобилей предприятия из-за ошибок второго рода, допущенных при диагностировании анализируемыми методами и средствами, знаменатель — общие простои по техническим причинам, исключая плановые.

Разница в значениях P_I и P'_I или P_{II} и P'_{II} указывает на организационные причины или некорректность исходных данных при подсчете вероятностей ошибок.

При разномарочном составе парка величины потерь от недостаточности диагностической информации в соответствии с формулами (1) и (2) должны подсчитываться по группам однотипных автомобилей.

Экономическая эффективность по автотранспортному предприятию при сравнении различных методов и средств диагностирования по метрологическим параметрам определяется как

$$\mathcal{E} = \Pi_{\Sigma 1} - \Pi_{\Sigma 2}, \quad (6)$$

где $\Pi_{\Sigma 1} = (\Pi_I + \Pi_{II})_1$ и $\Pi_{\Sigma 2} = (\Pi_I + \Pi_{II})_2$ — потери, обусловленные сравниваемыми вариантами.

Аналогично может быть вычислена и экономическая эффективность от введения проверок диагностического оборудования. Тогда в формуле (6) величины $\Pi_{\Sigma 1}$ и $\Pi_{\Sigma 2}$ означают стоимостные потери, обусловленные одними и теми же диагностическими средствами, соответственно до и после введения проверок.

Анализ уравнений (1) — (5) показывает, что потери от недостаточности измерительной информации возрастают с увеличением N , $L_{c,r}$ и k_d . Это обстоятельство не позволяет сравнить уровень метрологических потерь (а следовательно, и экономической эффективности) различных предприятий или отдельных участков одного автотранспортного предприятия.

Для устранения данного недостатка введем новый показатель — коэффициент удельных метрологических потерь

$$M_{\Pi} = \frac{1000 \Pi_{\Sigma}}{N L_{c,r} \sum_i A_i} \text{ руб/1000 км.} \quad (7)$$

Величина M_n характеризует стоимостные потери из-за стоимости единицы диагностического оборудования, относящиеся к одному автомобилю, на 1000 км пробега.

По величине M_n можно оценить качество метрологического обеспечения диагностических операций не только по автотранспортному предприятию, но и по транспортному управлению, а также по отрасли в целом.

Для оценки различных значений стоимостных потерь от ошибок первого и второго рода проанализированы некоторые предприятия, имеющие диагностические комплексы.

Расчеты показывают, что стоимостные потери от ошибок первого рода в зоне текущего ремонта в 3—4 раза превышают значения этих же издержек в зонах технического обслуживания, а потери от ошибок второго рода являются преобладающими и составляют до 89—98% от общих. Это значит, что основные усилия должны быть направлены на снижение ошибок второго рода, потери от которых на предприятии средней мощности достигают 20—70 тыс. руб. в год.

Изменение значений погрешности измерения сильнее влияет на P_I , чем на P_{II} , а изменение поля допуска на параметр оказывает большее влияние на P_{II} , чем на P_I [3], поэтому очевидно, что при организации диагностирования автомобилей основное внимание должно быть уделено оптимизации эксплуатационных допусков на параметры.

Приведенный метод расчета экономической эффективности можно использовать не только для оценки диагностических операций, но вообще — для анализа качества метрологического обеспечения автотранспортного предприятия. Для этого до-

статочно в формулах (1)—(7) наряду с диагностическим оборудованием учесть весь мерительный инструмент и приборы, используемые в технологических процессах автотранспортного предприятия. Тогда величина M_n будет характеризовать уровень метрологической подготовки всего предприятия.

Изложенные методы комплексного определения стоимостных потерь от недостоверности измерительной информации позволяют количественно оценить целесообразность и экономическую эффективность от внедрения определенных инструментальных средств в конкретных условиях эксплуатации автомобильного транспорта, а также качество метрологического обеспечения предприятия.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сергеев А. Г., Галкин А. П. Информационный листок № 387-74. ЦНТИ, Владимир, 1974.
2. Сергеев А. Г., Юрц Р. Л. Информационный листок № 386-74. ЦНТИ, Владимир, 1974.
3. Сергеев А. Г., Галкин А. П. — «Автомобильная промышленность», 1976, № 6.
4. Зарубин А. Г. и др. Автомобиль ЗИЛ-130. М., «Транспорт», 1971.
5. Положение о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта. М., «Транспорт», 1973.
6. Сергеев А. Г. — «Автомобильная промышленность», 1977, № 4.

УДК 629.113.066.018

Новые осветительные и светосигнальные приборы

Канд. техн. наук Ю. А. КУПЕЕВ

НИИ Автоприборов

РАЗВИТИЕ автотранспорта и непрерывно растущая интенсивность автомобильного движения в городах и дорожной сети всех стран, а также рост междугородных и международных автомобильных перевозок вызывает ряд проблем по обеспечению бесперебойности и безопасности.

Серьезнейшей проблемой является борьба с аварийностью на автотранспорте, требующая жесткой международной регламентации требований к характеристикам и качеству систем автомобиля, влияющим на безопасность движения: тормозам, рулевому управлению, устойчивости, головному освещению и световой сигнализации.

В то же время нужна стандартизация и унификация простейших, но необходимых элементов систем (например, в области осветительных и светосигнальных приборов — ламп и оптических элементов), обеспечивающих взаимозаменяемость и восстановление вышедших из строя приборов с сохранением их регламентированных характеристик.

Международная регламентация важнейших требований и характеристик автомобильных систем и приборов, влияющих на безопасность движения, проводится Европейской Экономической Комиссией при ООН, утвержденные Правила которой являются обязательными для допуска транспортных средств на дороги европейских стран.

Одним из важнейших элементов активной безопасности являются световые автомобильные приборы, обеспечивающие освещение дороги (фары головного освещения) и сигнализацию другим участникам дорожного движения о наличии и изменении движения автомобиля (светосигнальные приборы). Важность состояния автомобильной светотехники, особенно для обеспечения ночного движения автомобилей, подчеркивается тем, что пп. 30 и 12 Правил, изданных комитетом по внутреннему транспорту Европейской Экономической Комиссии при ООН, регламентируют требования к автомобильным световым приборам.

Основным для автомобильной светотехники является Правило 35 ЕЭК ООН, устанавливающее перечень осветительных и светосигнальных приборов, обязательных для всех автомобилей, а также нормы для их расположения на машине, цвета, ориентации оптических осей и углов геометрической видимости. Помимо обязательных приборов, Правило 35 содержит также перечень и характеристики дополнительных приборов (противотуманные фары и фонари, боковые и стояночные огни и др.), решение на применение которых или обязательность их применения устанавливается стандартами отдельных стран.

Остальные Правила ЕЭК ООН регламентируют светотехнические нормы и технические требования к отдельным автомобильным световым приборам.

Возросшие связи нашей страны с зарубежными странами, организация международных автомобильных перевозок непосредственно в ряд стран Западной Европы и экспортные перспективы обуславливают необходимость для отечественной автомобильной промышленности соблюдать требования Правил ЕЭК ООН при разработке и выпуске новых автомобилей. В связи с этим отечественными специалистами проведена и проводится большая работа по разработке автомобильных световых приборов новых типов, полностью удовлетворяющих международным европейским требованиям.

Фара головного света. Основная задача автомобильного освещения — обеспечить хорошее освещение дороги на достаточное расстояние и одновременно избежать ослепления водителей встречного транспорта. Несмотря на более чем 60-летнюю историю развития автомобильных фар, до сих пор эта задача полностью не решена. При создании существующих в мире систем головного освещения идут на компромисс между указанными выше противоречивыми требованиями.

До настоящего времени продолжают разрабатываться многочисленные варианты усовершенствования автомобильных фар, однако повсеместное применение получили только две системы, отличающиеся одна от другой лишь характером распределения ближнего света, используемого при встречном разъезде транспортных средств.

В США применяется система с двухнитевыми лампами, не имеющими экрана на нити ближнего света, причем нить ближнего света смещена относительно фокуса параболического отражателя несколько вверх и в сторону. Благодаря этому световой пучок ближнего света, используемый при встречном разъезде, направлен преимущественно на правую сторону дорожного полотна, но не имеет резкой светотеневой границы. Водителю встречного транспорта попадают в глаза лучи несколько большей силы света, но в США считают, что при большей освещенности дорожного полотна это допустимо.

В странах Европейского континента исторически сложилась другая система, применяющая двухнитевые лампы с экранированной нитью ближнего света. В послевоенные годы эта система была усовершенствована, экран с одной стороны срезан под углом 15°, благодаря чему при встречном разъезде обеспечивается большая дальность освещения правой стороны дороги. Характерной особенностью этой так называемой европейской

асимметричной системы ближнего света является наличие резкой светотеневой границы на ближнем свете, снижающей слепящее воздействие на водителей встречного транспорта в большей мере, чем это достигается в американской системе.

В нашей стране конструкция и технология производства автомобилей довоенного и раннего послевоенного выпуска развивались по американским образцам, поэтому ранее применялась система ближнего света фар, по характеристикам напоминающая американскую систему (базовый тип фары ФГ105).

Указанные соображения и целесообразность унификации с европейскими международными требованиями и принципами конструкции обусловили перестройку и переход нашей промышленности на производство автомобильных фар и ламп европейской асимметричной системы. Базовой является современная фара ФГ140 (рис. 1, а), полностью отвечающая по распределению света Правилам ЕЭК ООН. Лампа этой фары имеет унифицированный цоколь, обеспечивающий взаимозаменяемость отечественных и зарубежных ламп данного типа. В девятой пятилетке НИИавтоприборов совместно с заводами разработали оптические элементы и начали производство оптических элементов фар нового типа для всех основных отечественных автомобилей и мотоциклов (ФГ150, ФГ160, ФГ309 и др.).

Новым этапом в развитии головного освещения автомобилей является появление галогенных ламп, имеющих в 1,5—2 раза большую световую отдачу и позволяющих достигнуть при той же мощности большей силы света и лучшей дальности освещения. В настоящее время разработаны и намечены к внедрению в десятую пятилетку несколько типов фар с галогенными двухнитевыми лампами (круглые диаметром 170 и 136 мм и прямоугольные). На рис. 1, б приведена разрабатываемая фара с галогенной лампой Н-4.

В пятидесятых годах, помимо традиционной двухфарной системы с фарами диаметром 170 мм, на многих автомобилях появилась четырехфарная система с фарами диаметром 136 мм. Четырехфарная система, помимо уменьшения высоты передней части автомобиля, дает возможность путем комбинации включения четырех фар получить в перспективе не два, а три различных светораспределения, лучше приспособленных к разнообразным дорожным условиям и ситуациям.

Фары других типов. Обычные фары, имеющие два светораспределения — дальний и ближний свет (т. е. по существу свет встречного разъезда), не обеспечивают безопасного вождения автомобиля в плохих погодных и дорожных условиях, что вызывает необходимость применения дополнительных осветительных приборов. На первом месте среди них стоят противотуманные фары, предназначенные для обеспечения движения в тумане средней плотности. Отечественной промышленностью разработаны и выпускаются противотуманные фары

ФГ120 и начат выпуск новой высокоэффективной противотуманной фары ФГ152 с галогенной лампой типа Н-1 (рис. 2, а). Противотуманные фары характеризуются низким расположением и широким световым пучком, резко ограниченным в верхней горизонтальной части. Кроме того, противотуманные фары полезно применять для освещения крутых поворотов на горных и проселочных дорогах.

Для междугородных автобусов и рейсовых грузовых автомобилей большой грузоподъемности применяется фара-прожектор, создающая узкий лучок с повышенной силой света и освещающая дальние участки дороги. Эта фара-прожектор применяется только вместе с фарами дальнего света и должна вместе с ними выключаться при встречном разъезде, так как ее слепящее действие значительно. На рис. 2, б приведена подобная фара-прожектор типа ФГ16 с галогенной лампой Н-1, разработанная НИИавтоприборов.

Для фар нового типа, особенно с галогенными лампами, требуются точная регулировка направления их лучей и периодический контроль правильности регулировки фар в эксплуатации. НИИавтоприборов разработан универсальный прибор для проверки и регулирования фар в эксплуатации — реглоскоп. Он отличается от зарубежных образцов оригинальной системой точного ориентирования прибора относительно продольной оси автомобиля.

Светосигнальные приборы. В автомобиле предусмотрены светосигнальные приборы, которые предназначены для информации водителей транспортных средств о наличии, состоянии и маневрировании автомобиля, находящегося на дороге или движущегося по ней. Таким образом, система светосигнальных приборов автомобиля, обозначающих его габариты, положение, тип и предполагаемый или выполняемый маневр, является важнейшим элементом безопасности движения.

Международная регламентация светосигнальных приборов разрабатывается в следующих направлениях;

- 1) состав светосигнальных огней и приборов, обязательных для каждого транспортного средства любой страны;
- 2) состав дополнительных огней и светосигнальных приборов, допускаемых к применению, но не обязательных или обязательных лишь для некоторых категорий транспортных средств в соответствии с национальными правилами безопасности;
- 3) количество, размещение, цвет и углы геометрической видимости обязательных и дополнительных светосигнальных приборов;
- 4) светотехнические характеристики отдельных светосигнальных приборов.

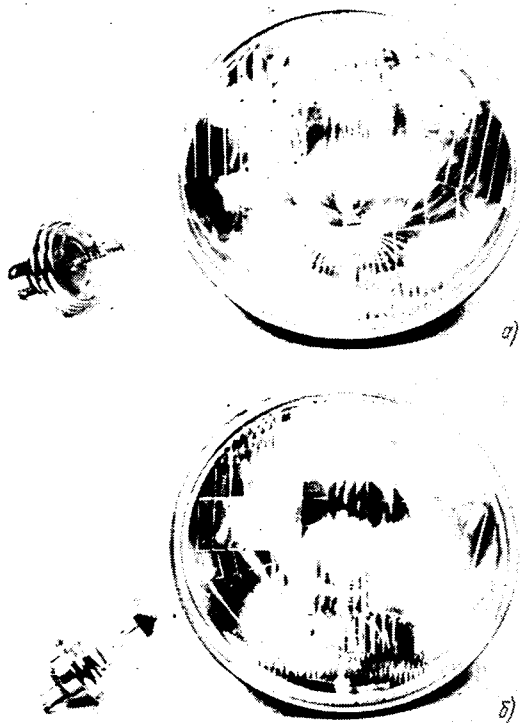


Рис. 1. Новые оптические элементы головных фар

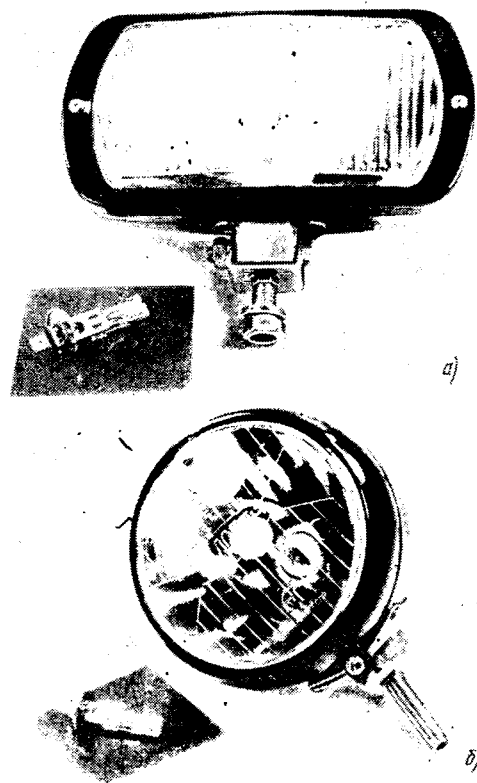


Рис. 2. Дополнительные осветительные приборы

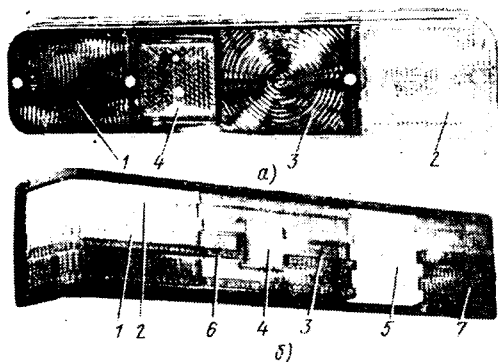


Рис. 3. Светосигнальные фонари легковых автомобилей: а — задний фонарь (левый) для автомобиля «Москвич-2140»; б — задний фонарь (левый) для автомобиля ГАЗ-14; 1 — габаритный огонь; 2 — указатель поворота; 3 — сигнал торможения; 4 — световозвращатель; 5 — фонарь заднего хода; 6 — стояночный огонь; 7 — задний противотуманный огонь

К светосигнальным приборам относятся также и световозвращатели, отражающие свет фар других автомобилей обратно по направлению падающих лучей.

В европейских странах регламентация основных требований к обязательным светосигнальным огням осуществлена, и все светосигнальные приборы, предназначенные для европейских автомобилей, а также автомобилей, экспортируемых в европейские страны, должны пройти проверку характеристик и получить знак официального международного утверждения — Е.

За последние годы отечественной промышленностью разработаны такие приборы и получены на них знаки официального международного утверждения. Так, в девятой пятилетке разработаны новые комплекты светосигнальных приборов для автомобилей ЗАЗ-968 «Запорожец», ГАЗ-24 «Волга», ГАЗ-14, «Москвич-2140», «Жигули» (всех марок), ЗИЛ-117, а также для грузовых автомобилей и автобусов.

На форму и внешний вид светосигнальных приборов легковых автомобилей большое влияние оказывают эстетические соображения и их художественное соответствие общей форме и линиям кузова. В современном стиле кузовов преобладает линейное расположение светосигнальных приборов по горизонтали, в связи с чем широко применяется комбинирование или группирование приборов в общем корпусе (рис. 3).

Установившиеся формы кузовов грузовых автомобилей и автобусов позволили при разработке новых комплектов светосигнальных приборов поставить на первое место принцип их унификации, что весьма важно в отношении ремонтпригодности и взаимозаменяемости этих приборов в эксплуатации. На рис. 4 приведены унифицированные комплекты светосигнальных приборов для новых грузовых автомобилей, а на рис. 5 — для автобусов.

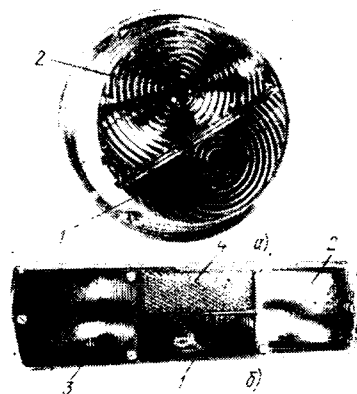
Новым является применение двухрежимных светосигнальных приборов (указателей поворота и сигнала торможения). Чтобы обеспечить хорошую видимость огней этих сигналов днем, особенно при ярком солнечном свете, нужна повышенная сила света этих огней, которая ночью на неосвещенных дорогах будет создавать слепящий эффект. Поэтому необходимо переключать эти приборы с дневного на ночной режим с пониженной силой света. Вновь разработанные сигналы торможения и указатели поворота автомобилей «Москвич-2140», ГАЗ-14, ЗИЛ-117, грузовых автомобилей и автобусов являются двухрежимными. В них переход на ночной режим с пониженной силой света достигается включением в цепь гасящего сопротивления при помощи реле РС 710.

Дальнейшие перспективы развития автомобильных световых приборов. Наибольшую трудность представляет собой освещение дороги на достаточное расстояние, исключающее в то же время опасность ослепления водителей встречного транспорта, так как требования к светораспределению фар на дальнем и ближнем (т. е. встречном) свете различны и принципиально несовместимы. Существующие системы ближнего (встречного) света фар европейского асимметричного и американского типов дают удовлетворительный результат при движении и встречном разъезде автомобилей на прямых и ровных участках автостреды. При встречном разъезде автомобилей на закруглениях или переломах продольного профиля дороги (например, на холме) их действие нарушается.

Европейская и американская системы фар мало совместимы друг с другом, и при встречном разъезде автомобилей, оборудованных фарами разной системы, водитель автомобиля с фарами европейской асимметричной системы подвергается боль-

Рис. 4. Унифицированный комплект светосигнальных фонарей для грузовых автомобилей:

а — передний, ПФ130; б — задний, ФП130; 1 — габаритный и стояночный огонь; 2 — указатель поворота; 3 — сигнал торможения; 4 — световозвращатель



шему ослеплению. Это обстоятельство в связи с растущим применением на дорогах Европейского континента американских автомобилей и, наоборот, проникновением европейских и японских автомобилей в США привело к предложению заменить европейскую и американскую систему новой универсальной системой головного освещения, единой для всех стран как восточного, так и западного полушария. Отечественные исследования условий ослепления при встречном разъезде автомобилей с фарами различных систем также приводят к выводу, что подобное решение явилось бы целесообразным и для дорожных условий СССР.

Автомобили широко используются не только на автострадах, но и на второстепенных дорогах худшего качества. При неровной дороге продольные колебания автомобиля с амплитудой $\pm 1 \div 2^\circ$, особенно при резкой светотеневой границе европейской системы, уже создают периодическое ослепление водителя встречного транспорта. При движении по ухабистой проселочной дороге резкая светотеневая граница создает вследствие колебаний автомобиля частое чередование светлых и темных пятен, чрезвычайно утомляющее зрение. Для движения в городах не нужно большой дальности освещения, но нужен низкий луч, исключающий ослепление также и пешеходов по всей ширине улицы.

Таким образом, существующая система двухрежимных фар дальнего и ближнего света не охватывает всех условий движения, а является практически удовлетворительной лишь для движения по автомобильным дорогам. Следовательно, кроме дальнего и ближнего света (а по существу света встречного разъезда) необходим так называемый городской свет, а также свет для плохих дорог в качестве третьего светораспределения фар.

Принципиально проблема исключения ослепления при встречном разъезде автомобилей могла бы быть полностью разрешена применением поляризованного света основных фар. Если,

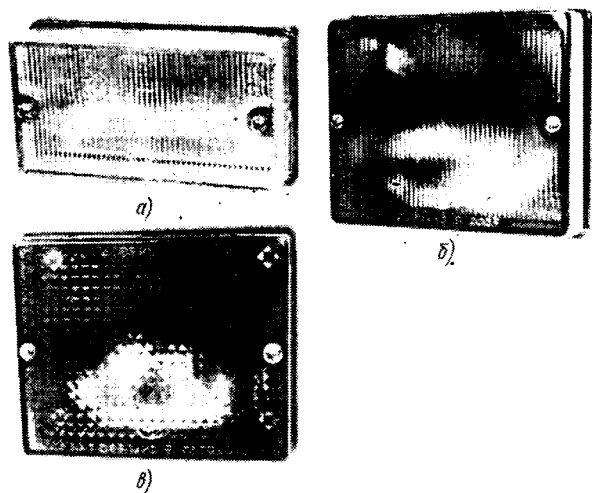


Рис. 5. Унифицированный комплект автобусных светосигнальных фонарей: а — габаритный фонарь (передний, белый, ПФ116; задний, красный, ФП116); б — фонарь указателей поворота, оранжевый (передний, УП115; задний, УП115Б); в — фонарь сигнала торможения, красный, ФП115

например, плоскости поляризации рассеивателя фар и ветрового стекла автомобиля расположить под углом 45° слева вверх направо, то при встречном разъезде плоскости поляризации рассеивателей фар и ветровых стекол встречающихся автомобилей будут взаимно перпендикулярны и прямой свет фар не будет попадать в глаза водителей или будет сильно ослаблен. В то же время неполяризованный свет габаритных и других светосигнальных фонарей, а также освещенная дорога и предметы будут видны, так как при отражении от дороги и предметов свет деполяризуется.

Техническая возможность применения поляризованного света в автомобильной светотехнике появилась с изобретением поляроида — поляризующих пленок и стекол в 1936 г. Однако практическая реализация этой системы наталкивается на следующие трудности:

1) необходимость резкого увеличения мощности ламп фар, так как поляроид имеет коэффициент пропускания около 0,40, и при двукратном прохождении через него свет ослабляется в 4—5 раз. В настоящее время в связи с резким увеличением мощности автомобильных генераторов эта трудность значительно смягчена;

2) необходимость одновременного перевода всего автомобильного транспорта на систему фар с поляризованным светом; эта вторая трудность является основной организационной трудностью реализации системы поляризованного света;

3) обеспечение теплостойкости и стабильности характеристик поляризующих пленок.

Во многих странах ведутся работы по применению поляризованного света, но все эти работы не вышли из стадии предва-

рительных экспериментов. По-видимому, следует направить основные усилия на разработку системы фар частично поляризованного света, которая была бы совместимой с фарами общего типа и, следовательно, могла бы внедряться постепенно.

Принципиальных физических границ для совершенствования светосигнальных приборов нет, и основным направлением их развития является изучение психофизиологических особенностей восприятия сигналов с целью повышения информативности сигнализации.

В последние годы появились новые светосигнальные приборы — задние противотуманные фонари красного цвета с повышенной силой света, служащие для предупреждения наезда в тумане сзади, боковые фонари, размещаемые в передней и задней части автомобиля и обозначающие его длину при наблюдении сбоку, стояночные огни с малым потреблением энергии и др.

Наблюдающаяся тенденция к увеличению числа светосигнальных приборов и огней может вступить в противоречие с требованиями быстроты и точности их восприятия, особенно водителями средней квалификации. Вследствие этого дальнейшими задачами международной и национальной регламентации светосигнальных огней и приборов являются: уточнение светотехнических характеристик для обеспечения оптимальных условий видимости и информативности световых сигналов; жесткое определение числа, размеров и положения обязательных огней и ограничение до минимума дополнительных необязательных огней для создания однообразия и однозначности световой сигнализации дорожного транспорта.



УДК 629.113:621.91:666.94

Механизация процесса нанесения противозащитной мастики БПМ-1 на кузова автобусов

Г. А. СУХАРЕВ, В. Л. ГОЦ, Р. А. ГАВРИЛЮК,
Н. М. ДРУЖКИН, С. И. МАГДЫШ, А. И. ВЕЛИЧКО

ПРИ ПРОИЗВОДСТВЕ и ремонте автобусов для антикоррозионной защиты их кузовов в настоящее время, как правило, применяют битумную мастику БПМ-1. Мастика представляет собой однородную дисперсию, приготовление которой включает тщательное механическое перемешивание асбеста марки 7—475 (ГОСТ 2971—67) в предварительно приготовленном растворе нефтяного битума марки Г (ГОСТ 3508—55) со смесью технического ксилола и сольвента. Использование в мастике в качестве наполнителя асбеста, имеющего различную длину волокон, позволяет наряду с антикоррозионной осуществить также и противозащитную защиту автобуса.

Поставляемая заводом-изготовителем мастика имеет высокую исходную вязкость (40 000—100 000 сПз). Большой разброс величин вязкости мастики объясняется температурными перепадами и длительным сроком ее хранения на складе. Операция нанесения мастики на поверхность кузова характеризуется высокой трудоемкостью, малой производительностью и низким качеством покрытия.

Чтобы повысить производительность и механизировать процесс нанесения мастики на поверхности сложной конфигурации — днище кузова, надколесные арки и моторный отсек, на Львовском автобусном заводе им. 50-летия СССР применяли пневматическое распыление. Мастика наносилась с помощью краскораспылителя ЗИЛ со специальной головкой, работающей по принципу внутреннего смещения. Краскораспылитель соединен по обычной схеме с красконагнетательным баком. Однако при этом способе обязательным условием является разведение мастики 30% сольвента, в результате чего нанесению мастики предшествует трудоемкая операция ее разведения до требуемой вязкости.

Нанесение мастики пониженной вязкости не обеспечивало также получения покрытия требуемой по техническим условиям толщины 1—3 мм. Предельно возможная толщина покрытия,

которую получают при использовании мастики 30%-ного разведения, не превышает 2 мм. Это приводит к тому, что автобусы, защищенные по указанной технологии, эксплуатируются без ремонта не более полутора-двух лет, причем за время эксплуатации мастику на кузов автобуса наносят еще 3—4 раза.

Кроме того, при использовании мастики пониженной вязкости наполнитель быстро выпадает в осадок, что ухудшает качество получаемого покрытия.

Таким образом, обе известные технологии нанесения битумной мастики БПМ-1 не отвечают предъявляемым требованиям в условиях крупносерийного производства автобусов.

По заданию Львовского автобусного завода им. 50-летия СССР Научно-производственным объединением «Лакокраспокрытие» в 1975 г. была разработана установка УНМ-1 для механизированного нанесения мастики БПМ-1 исходной вязкости на кузова автобусов. Установка представляет собой стационарный окрасочный агрегат. Мастика наносится из тары за вода-поставщика методом пневматического распыления при работе с двух постов одновременно.

Основным узлом установки (рис. 1) является поршневой гидронасос 1, связанный бронированными полиэтиленовыми шлангами 2 с распылителями 3. Размещенный на нижнем конце гидронасоса фильтр 4 предохраняет полость насоса от попадания посторонних грубых включений. В верхней части агрегата смонтирован пневмопривод 5, обеспечивающий возвратно-поступательное перемещение штока насоса. К корпусу пневмопривода прикреплен воздухораспределитель 6, подающий сжатый воздух попеременно в верхнюю и нижнюю полости пневмопривода.

Для быстрого погружения в бочку с мастикой и подъема при смене бочек гидронасос с пневмоприводом при помощи траверса 7 закреплен на пневмоподъемнике 8, стационарно установленном на рабочем месте. В целях удобства обслуживания

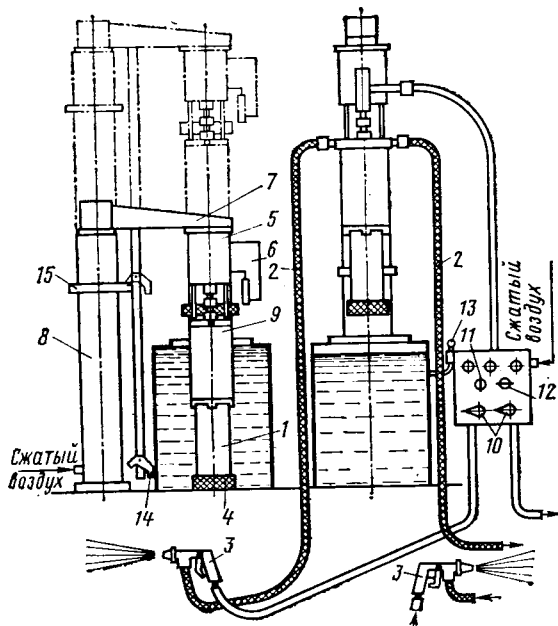


Рис. 1. Установка УНМ-1 для нанесения мастики БПМ-1

установки верхние уплотнения штока насоса, погружающиеся в бочку с мастикой, закрыты кожухом 9, прикрепленным к верхней плите.

Управление и контроль параметров работы установки осуществляются с помощью пульта, на котором размещены краны 10 подачи сжатого воздуха на распыление и регуляторы 11, 12 давления воздуха на пневмопривод и на пневмоподъемник с манометрами. Кроме того, на пульте установлен выключатель 13 подачи воздуха на пневмоподъемник, с помощью которого осуществляется подъем насоса из бочки и его погружение. Во время смены бочек на рабочем месте гидронасос поднимается в верхнее положение и фиксируется замком 14, укрепленным на специальной штанге, и стопорным кольцом 15, установленным на цилиндре пневмоподъемника. Фиксация предотвращает преждевременное опускание насоса. После замены бочки насос приподнимается, откидывается замок 14 и насос под действием собственного веса погружается в мастику. Мастика наносится на поверхность кузова с помощью распылителя РВМ-1.

Установка УНМ-1 внедрена в сборочном цехе автобусного завода. С ее помощью антикоррозионное покрытие наносится на кузова автобусов ЛАЗ-695Н. Поверхность кузова, на которую наносится мастика БПМ-1, составляет 85 м². Получаемое при этом покрытие имеет толщину 1—3 мм, что позволяет сократить при ремонте число слоев наносимой мастики.



Рис. 2. Внешний вид покрытия БПМ-1, нанесенного на кузов автобуса по старой (а) и новой (б) технологии

Техническая характеристика установки УНМ-1

Максимальная производительность в кг/мин	12
Давление воздуха в кгс/см ² : на пневмодвигатель	4—5
для распыления	5
Диаметр шлангов в мм	15
Длина шлангов в м	15,2
Число постов	2
Рабочая температура мастики в °С	Не менее 15

При старой технологии нанесения мастики с ее разведением 30% сольвента (рис. 2, а) толщина получаемого покрытия значительно ниже, чем при нанесении с помощью установки УНМ-1 без разведения (рис. 2, б).

По данным ВКЭИ автобусапрома, внедрение технологии нанесения мастики БПМ-1 исходной вязкости по программе Львовского автобусного завода им. 50-летия СССР позволит получить значительную экономию в народном хозяйстве.

Внедрение установки УНМ-1 дало возможность ликвидировать трудоемкую операцию разведения мастики и улучшить санитарно-гигиенические условия труда маляров в связи с отсутствием красочного тумана, благодаря чему обе операции выполняются на одном рабочем месте в камере.

В настоящее время установка проработала на заводе более года, однако износ узлов, вызываемый абразивным наполнителем — асбестом, незначителен, так как скорость движения мастики внутри установки мала.

УДК 629.113.621.794.62

Опыт применения К, Na-винограднокислого в процессе фосфатирования деталей

Б. Г. КАРНАУХОВ, В. Ф. ЛАПИН, А. Н. ЛЯЛИН, Л. С. ЮРШЕВА, А. Г. ВАНЮКОВ

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ процесса фосфатирования при подготовке поверхности узлов и деталей под окраску достигается различными способами. Особое внимание уделяется образованию малопористой эластичной мелкокристаллической фосфатной пленки, стойкой к удару, малорастворимой при анодной поляризации, обладающей хорошими защитными свойствами.

На Волжском автозаводе им. 50-летия СССР применяют Zn-фосфатное покрытие. При этом контролируются следующие параметры рабочего фосфатирующего раствора:

Кислотность, точки:	
общая	10—14
свободная	0,5—0,75
Соотношение общей и свободной кислотности	17—20
Содержание Zn в г/л	2,6—2,8
Температура в °С	48—56
Давление при распылении в кгс/см ²	0,9—1,1

Для получения плотной мелкокристаллической пленки в фосфатирующий раствор вводят добавку К, Na-винограднокислого (сегнетову соль).

Чтобы определить возможность замены дорогой сегнетовой соли, получаемой из пищевых продуктов, равноценным по воздействию на качество фосфатного слоя материалом, был испытан более дешевый продукт — К, Na-винограднокислый. Он имеет одинаковые с сегнетовой солью эмпирическую и структурную формулы, но получается синтетическим способом при взаимодействии малеинового ангидрида с перекисью водорода.

Влияние К, Na-винограднокислого на качество фосфатирования после лабораторных исследований определяли в производственных условиях на одной из линий цеха окраски кузовов.

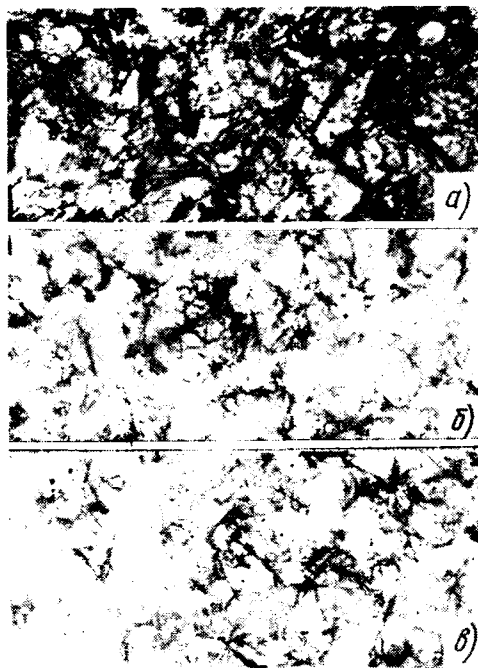


Рис. 1. Микроструктура фосфатного слоя без добавки (а), а также с добавкой К, Na-винограднокислого (б) и сегнетовой соли (в)

Для сравнения на параллельной линии использовали состав с сегнетовой солью. Контролируемые параметры на обеих линиях поддерживали одинаковыми. Контроль и оценку влияния добавок проводили как на кузовах, так и на образцах из кузовной стали 08Ю, зафосфатированных по технологическому циклу.

Внешний вид фосфатной пленки на кузовах оценивали по пятибалльной системе:

равномерная мелкокристаллическая плотная	5 баллов
равномерная среднекристаллическая плотная	4 балла
среднекристаллическая с отдельной несплошностью	3 "
неравномерная крупнокристаллическая несплошная	2 "
рыхлая крупнокристаллическая несплошная	1 балл

Были получены следующие результаты оценки качества фосфатного покрытия: при добавке сегнетовой соли вес фосфата составлял в среднем 34,5 мг/дм², вес стравленного металла — 24,3 мг/дм², при добавке К, Na-винограднокислого

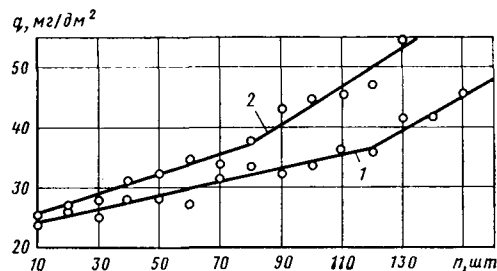


Рис. 2. Выработка К, Na-винограднокислого и сегнетовой соли; 1 — фосфатный слой с К, Na-винограднокислым; 2 — фосфатный слой с сегнетовой солью

го — соответственно 33,6 и 24,6 мг/дм². Внешний вид фосфатной пленки в обоих случаях был равен в среднем 4,46 балла.

В процессе работы контролировали вес фосфатного слоя и вес стравленного металла, микроструктуру фосфатного слоя, защитные свойства — пористость, стойкость в камере соляного тумана в комплексе с грунтовкой ФЛ-093, влажностойкость.

Микроструктура фосфатных слоев показана на рис. 1. В растворе без добавок формируются толстые крупнокристаллические слои. Введение сегнетовой соли и К, Na-винограднокислого приводит к одинаковым результатам — уменьшению величины кристаллов.

Действие испытываемых солей на защитные свойства фосфатированной поверхности имеет аналогичный характер (см. таблицу).

Степень выработки К, Na-винограднокислого в процессе работы в сравнении с выработкой сегнетовой соли (рис. 2) про-

Вид испытания стойкости	Фосфатный слой, сформированный с добавкой	
	К, Na-виннокислого (сегнетовой соли)	К, Na-винограднокислого
В камере соляного тумана (5%-ный раствор NaCl, температура 35°C): через 100 ч через 150 ч	Распространение коррозии по линии надреза до 1 мм Распространение коррозии по линии надреза до 2,5—3 мм. Небольшие очаги коррозии (5—10%) Без изменения	Распространение коррозии по линии надреза до 1 мм Распространение коррозии по линии надреза до 2,5—3 мм. Небольшие очаги коррозии (5—10%) Без изменения
Во влажной камере (100% влажности, температура 40°C)		

веряли, определяя вес фосфатного слоя по мере выработки добавок. С уменьшением концентрации добавок, т. е. с увеличением площади обработанной поверхности (числа кузовов), вес фосфатного слоя увеличивался.

На основании проведенной работы установлено, что введение К, Na-винограднокислого в фосфатирующий раствор оказывает действие, аналогичное сегнетовой соли. Поскольку К, Na-винограднокислый имеет меньшую выработку, норму его расхода можно уменьшить в 1,5 раза.

УДК 629.113.002.72

Размерные цепи агрегатов в процессе сборки и эксплуатации

Канд. техн. наук А. В. ВОРОНИН

Московский автомеханический институт

РАБОТОСПОСОБНОСТЬ агрегатов машин в условиях производства обеспечивается решением задач технологического обеспечения точности выходных параметров агрегата в процессе сборки и технологического обеспечения сохранения их точности в период эксплуатации.

В работе [1] отмечалось, что достоверное решение технологических размерных цепей в процессе сборки агрегатов автомобиля, соответствующее условиям их эксплуатации, можно получить при динамико-силовом замыкании, согласно выражению

$$A_A^q = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i A_i + \xi_q D_B^c, \quad (1)$$

где D_B^c — суммарные перемещения в размерной цепи в результате динамико-силового ее замыкания для данного агрегата;

ξ_q — передаточное отношение, характеризующее направление действия динамико-силового замыкания размерной цепи.

Второй член выражения (1) характеризует суммарное влияние сборочной взаимосвязи в неподвижных соединениях агрегата, эквивалентного эксплуатационного нагружения и главного рабочего движения на замыкающее звено. Вид выражения (1) оправдан тем, что в условиях производства и эксплуатации динамико-силовому замыканию подвергается вся цепь, а не отдельные составляющие звенья.

Вместе с тем вид выражения (1) затрудняет анализ влияния различных факторов на замыкающее звено сборочной размерной цепи.

Образуемая в процессе сборки агрегата размерная цепь должна учитывать размеры составляющих звеньев после обработки поверхностей деталей, сборочную взаимосвязь в неподвижных соединениях, влияющую на замыкающее звено, и си-

ловое нагружение, характерное для эксплуатации агрегата. Для достоверного решения сборочной размерной цепи необходимо проанализировать по этим трем факторам каждое составляющее звено. В связи с этим выражение размерной цепи, образующейся в результате сборки, в дифференцированном виде будет

$$A_{\Delta}^q = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i (A_i + \xi_i^c C_i) + \xi_i^W P_n^{c6} \sum_{i=1}^{m-1} W_i, \quad (2)$$

где ξ_i — передаточное отношение составляющего звена;
 A_i — размер составляющего звена до сборки;
 C_i — изменение размера составляющего звена в результате выполнения неподвижных соединений со своим передаточным отношением ξ_i^c (сборочная взаимосвязь);
 ξ_i^W — передаточное отношение фактора податливости;
 P_n^{c6} — нагружение, принятое в качестве сборочного, с учетом главного рабочего движения в агрегате;
 W_i — податливость детали или сборочной единицы, представляющей размер составляющего звена.

В решении технологических сборочных размерных цепей агрегатов влияние факторов сборочной взаимосвязи и эксплуатационного нагружения сопоставимо с заданной точностью их выходных параметров. Если в сборочной размерной цепи, имеющей при своем образовании неподвижные соединения и по условиям эксплуатации предназначенной для передачи определенных усилий или моментов нагрузки, принять $\xi_i^c C_i = 0$ и

$$\xi_i^W P_n^{c6} \sum_{i=1}^{m-1} W_i = 0, \quad \text{то выражение (2) приводит к виду}$$

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i A_i. \quad \text{Однако в этом случае } A_{\Delta} \text{ не является дей-}$$

ствительным размером замыкающего звена размерной цепи, так как не учтены условия ее образования в процессе сборки агрегата и нагружения при эксплуатации [1]. Например, сборочная взаимосвязь в неподвижном соединении кольцо конического подшипника — корпус или вал вследствие радиальных деформаций приводит к изменению монтажной высоты подшипника [2]. Эти изменения зависят от жесткости кольца подшипника и жесткости корпуса, величины диаметального (радиального) натяга в неподвижном соединении и технологических погрешностей при выполнении этого соединения. Следовательно, операции сборки неподвижных соединений обладают своими чисто сборочными точностными показателями.

Причина изменения размеров составляющих звеньев вследствие выполнения неподвижных соединений имеет систематический характер, так как связана с жесткостью сопрягаемых сборочных единиц, размеры которых определены конструкцией. Величина этих изменений зависит от натяга в соединении, который носит случайный характер в условиях массового производства.

Не все звенья размерной цепи подвержены влиянию сборочной взаимосвязи в неподвижных соединениях. Поэтому звено, действительный размер которого зависит от сборочной взаимосвязи в неподвижных соединениях, следует рассматривать как зависимое составляющее звено технологической сборочной размерной цепи. Эта зависимость определяется, с одной стороны, конструкцией неподвижного соединения, а с другой — технологическими факторами, проявляющимися при сборке неподвижного соединения.

Каждое звено технологической сборочной размерной цепи, представляющее конкретную сборочную единицу, обладает своей жесткостью в восприятии эксплуатационных нагрузок. Поэтому действительный размер составляющего звена определяется на основании жесткостной характеристики при тех усилиях, которые приняты при сборке и обоснованы условиями эксплуатации агрегата. В размерной цепи агрегата, как правило, есть составляющее звено или звенья, обладающие интенсивным изменением $\Delta l = P(W)$. Например, действительный размер конического роликоподшипника по монтажной высоте зависит от осевого усилия P , при котором измеряется этот параметр, так как его осевая жесткость $y = C(P \cdot 10^{-2})^{0,425}$ [3].

Следовательно, жесткостные характеристики составляющих звеньев размерной цепи и усилия, принятые при сборке в качестве нагрузочных, являются вторыми точностными показателями сборки, позволяющими привести технологическое решение размерной цепи в соответствие с требованиями эксплуатации агрегата.

Таким образом, первая задача — технологическое обеспечение точности выходных параметров агрегата в процессе сборки — решается на основе анализа динамико-силового замыкания размерных цепей в дифференцированном виде.

Вторая задача — технологическое обеспечение работоспособности агрегата — состоит в сохранении замыкания в размерной цепи, достигнутого в результате сборки, в период эксплуатации агрегата.

Изменение размера хотя бы одного составляющего звена в размерной цепи, после того как в процессе сборки образован ее замкнутый контур, способно привести к изменениям в этом контуре. При эксплуатации агрегата создаются условия, когда составляющие звенья сборочной размерной цепи могут изменять и изменять свои размеры.

Тепловые явления, происходящие при эксплуатации агрегата, могут привести к изменению линейных размеров составляющих звеньев в результате как собственных изменений, так и изменений сборочной взаимосвязи в неподвижных соединениях.

Разница действительных эксплуатационных нагрузок по сравнению со сборочными вызовет изменения в силовом замыкании размерной цепи. Это особенно существенно в агрегатах с переменным характером нагружения при эксплуатации.

Износ поверхностей, по которым происходит главное рабочее движение в агрегате при эксплуатации, приведет к изменению размеров составляющих звеньев размерной цепи, связанных с этими поверхностями.

Следовательно, замыкание размерной цепи агрегата, созданное в процессе сборки, будет изменяться в процессе эксплуатации во времени. Это изменение должно быть отнесено к замыкающему звену размерной цепи, являющемуся одним из выходных параметров агрегата при его изготовлении. Поэтому решение второй задачи приводит к анализу поведения сборочной размерной цепи агрегата в условиях динамико-эксплуатационного замыкания во времени, которое в дифференцированном виде целесообразно определять выражением

$$A_{\Delta}^{qPI} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i (A_i^t + \xi_i^c C_i^t + \xi_i^H I_i \tau) + \xi_i^W P_n^3 \sum_{i=1}^{m-1} W_i^H, \quad (3)$$

где A_{Δ}^{qPI} — размер замыкающего звена сборочной размерной цепи в процессе эксплуатации во времени;

A_i^t — размер составляющего звена по достижении теплового баланса;

C_i^t — влияние сборочной взаимосвязи в неподвижных соединениях на размер составляющего звена по достижении теплового баланса;

I_i — интенсивность изменения размера составляющего звена в связи с износом трущихся поверхностей при эксплуатации во времени τ со своим передаточным отношением ξ_i^H ;

P_n^3 — эксплуатационное нагружение с учетом главного рабочего движения в агрегате;

W_i^H — податливость сборочной единицы, представляющей размер составляющего звена, по достижении теплового баланса W_i^t и в связи с износом во времени τ .

Выражение (3) позволяет определить как комплексное влияние конструктивных, технологических и эксплуатационных факторов на изменения в замыкании размерной цепи, так и степень влияния каждого из них.

В качестве примера рассмотрим размерную цепь, определяющую один из выходных параметров главной передачи автомобиля — положение ведущей шестерни.

В схеме технологической сборочной размерной цепи на положение ведущей шестерни (рис. 1) $\Delta_{01}^e A_2$ и $\Delta_{02}^e A_2$, являющиеся результатом сборочной взаимосвязи колец конического подшипника с корпусом и валом, определяемые жесткостью колец, жесткостью корпуса и величиной натяга e в неподвижном соединении. Справа на рис. 1 показано изменение в размерной цепи, вызванное приложением сборочного усилия P^{c6} и вращения, принятых в качестве эксплуатационной нагрузки. В этой размерной цепи наибольшие изменения в виде $\Delta l = P(W)$ имеет составляющее звено A_2 — высота подшипника. Таким образом, на основании анализа размерной цепи при ее образовании с учетом эксплуатационного нагружения определяются условия, выполнение которых в процессе сборки обеспечивает действительную точность выходного параметра, в данном случае — точность регулировки положения ведущей шестерни главной передачи автомобиля [4].

На рис. 2 показаны изменения в сборочной размерной цепи во времени, происходящие по достижении теплового баланса

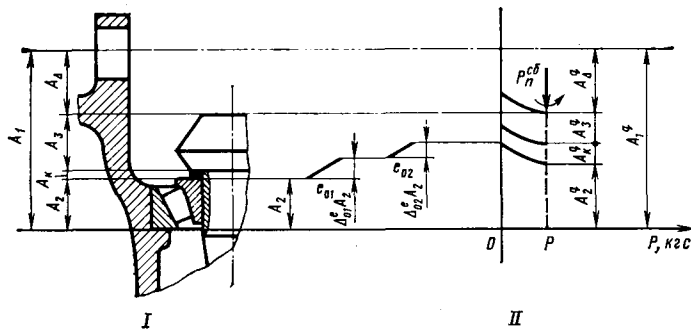


Рис. 1. Схема образования технологической сборочной размерной цепи на положение ведущей шестерни главной передачи: I — конструкторская цепь; II — технологическая цепь

(а), при изменившихся эксплуатационных нагрузках по сравнению с принятыми при сборке (б), в связи с износом поверхностей качения в подшипнике при эксплуатации (в). Эти изменения отнесены к замыкающему звену, которым является один из выходных параметров главной передачи автомобиля — положение ведущей шестерни в осевом направлении. Графическое изображение сборочных размерных цепей (рис. 1 и 2) хотя и отличается от принятого, однако позволяет наглядно представить образование размерной цепи в процессе сборки и те изменения, которые происходят в ней при эксплуатации.

В зависимости от состояния сборочной размерной цепи во времени агрегат воспринимает эксплуатационные нагрузки по-разному. Анализ сборочных размерных цепей во времени в условиях динамико-эксплуатационного замыкания по дифференцированной схеме позволяет логически проследить поведение выходных параметров агрегата от процесса сборки до потери работоспособности в эксплуатации. Это дает возможность объективно установить факторы, приводящие к потере работоспособности агрегатом в эксплуатации, четко отделить следствие от причины и благодаря этому избежать прямых ошибок.

Таким образом, вторая задача производства должна решаться на основе анализа сборочных размерных цепей во времени в условиях динамико-эксплуатационного замыкания.

Выражение сборочной размерной цепи в дифференцированном виде и ее графическая схема позволяют представить технологическое обеспечение работоспособности агрегата в комплексе и решить ряд задач, не решавшихся ранее известными способами. К ним прежде всего относится достижение заданного преднатяга подшипников в главных передачах автомобиля.

Для таких агрегатов, как ведущие мосты, редукторы ведущих мостов, редукторы рулевого управления, раздаточные коробки, характерны жесткие требования по выходным параметрам, достигаемым в процессе сборки. Анализ технологических процессов сборки агрегатов показывает, что в ряде случаев сборочная взаимосвязь в неподвижных соединениях и эксплуатационное нагружение не учитываются. Величина сборочной нагрузки для отдельных агрегатов задается без достаточного обоснования по условиям эксплуатации. Изменения, происходящие в сборочных размерных цепях агрегатов во времени в процессе эксплуатации, не исследованы в достаточной степени.

В работах [1—5] на примере конкретной главной передачи показано влияние сборочной взаимосвязи колец конических роликоподшипников с корпусом, осевой нагрузки, тепловых факторов и износа подшипников во времени на изменение выходных параметров главной передачи, а также приведены результаты практического использования разработанного метода в процессе сборки главной передачи.

Недостаточная ясность в вопросе образования сборочных размерных цепей и их поведения в эксплуатации осложняет анализ причин, приводящих к снижению качества агрегата в процессе сборки, не позволяет объективно судить о причинах, вызывающих потерю работоспособности агрегатом, и может привести к прямым ошибкам в связи с тем, что следствие принимается за причину.

Разработанный метод расчета сборочных размерных цепей, основанный на динамико-эксплуатационном их замыкании во времени, позволяет логически проследить за образованием выходных параметров агрегата в процессе сборки и за их измене-

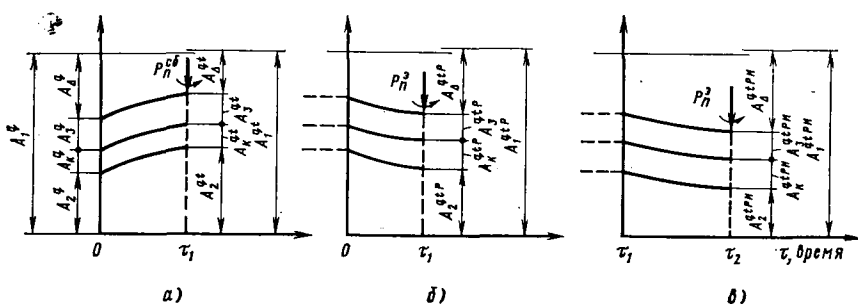


Рис. 2. Схема изменений в сборочной размерной цепи во времени в зависимости от эксплуатационных факторов:

$$a - A_{\Delta}^{qI} = f(t^0); \quad б - A_{\Delta}^{qIP} = f(P^0 - P^{0C}); \quad в - A_{\Delta}^{qIPI} = f(I)$$

нием в эксплуатации. Анализ, основанный на этом методе, дает возможность объективно определить причины, приводящие к снижению качества агрегата в процессе сборки и снижению его работоспособности в эксплуатации.

Зная предельно допустимые изменения выходных параметров агрегата, при которых еще сохраняется его работоспособность, можно с помощью разработанного метода расчета сборочных размерных цепей обоснованно определить требования к деталям и сборочным единицам, образующим размерную цепь, выполнение которых гарантирует работоспособность агрегата в течение заданного пробега автомобиля.

Ранее известные методы расчета сборочных размерных цепей не позволяли сделать этого достоверно.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Воронин А. В. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 7.
2. Воронин А. В., Котеров Н. И., Шандров Б. В. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.
3. Воронин А. В., Шандров Б. В., Герасимов И. К. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.
4. Воронин А. В., Герасимов И. К., Шандров Б. В. — «Автомобильная промышленность», 1975, № 6.
5. Воронин А. В. Задачи автоматизации сборки составных частей машин. — В сб.: Научные основы автоматизации сборки машин. М., «Машиностроение», 1976.

Исследование характера расположения волокон в поковках коленчатых валов

В. В. КРАСИКОВ, Ю. В. ХАНИН

Ярославский моторный завод

РАСПОЛОЖЕНИЕ волокон в поковках коленчатых валов относительно линии их наружного контура, как и в других деталях, изготавливаемых штамповкой, обычно определяется методом макроскопического исследования. Однако при этом невозможно установить степень истечения металла осевой зоны заготовки (прутка) в плоскость разреза штампа, определяющую характер и количество отложений магнитного порошка при контроле готовых деталей на магнитном дефектоскопе¹.

Для исследования характера расположения волокон в поковках коленчатых валов двигателей ЯМЗ-238, а также степени истечения металла сердцевинных слоев заготовки в плоскость разреза штампа был применен так называемый метод вставных стержней. Метод заключается в том, что заготовка коленчатого вала изготавливается со вставными продольными и поперечными стержнями. Один из продольных стержней является осевым центральным, а остальные четыре — боковыми.

Диаметр осевого стержня выбирают, исходя из условий обеспечения проверки выхода соответствующих зон центральной части заготовки в плоскость разреза штампа. Боковые продольные стержни также должны быть достаточного диаметра, что позволяет проверить выход средних зон заготовки в плоскость разреза штампа.

С помощью поперечных стержней определяют характер течения металла поверхностной и осевой зоны заготовки в продольном направлении вала. Эти стержни используют также для крепления основных частей сборной заготовки на осевом центральном стержне. Диаметр поперечных стержней выбирают произвольно, а их количество зависит от элементов проверки вала и конструкции заготовки.

Чтобы получить различный фон травления металла основной заготовки и стержней при макроисследовании коленчатого вала, стержни изготавливают из стали другой марки, нежели сама заготовка. Отверстия в заготовке под продольные и поперечные стержни выполняют на сверлильном или токарном станке. Если просверлить отверстия под продольные стержни на всю длину целой заготовки сложно, ее можно собрать из нескольких частей. В этом случае жесткость заготовки при нагреве и штамповке должна обеспечиваться осевым центральным стержнем и соединением составных частей с поверхности в местах стыков электросваркой. Стержни вставляются в отверстия заготовки по свободной посадке. Отштампованные поковки коленчатых валов из полученных таким образом заготовок с вставными стержнями подвергают затем макроисследованию по обычной методике.

Коленчатые валы двигателей ЯМЗ-238, предназначенные для исследования характера расположения волокон, штамповали из заготовок с вставными стержнями по двум технологиям.

Первый технологический процесс включает следующие операции: нагрев заготовок, подкатку, штамповку в чистовом ручье,

обрезку облоя и правку. Плоскости первого и четвертого кривошипов у поковок коленчатого вала совпадают с плоскостью разреза штампа, а плоскости второго и третьего кривошипов перпендикулярны плоскости его разреза. Средние кривошипы при штамповке формообразуются в чистовом ручье за счет гибки по формообразующим выступам штампа с последующей протамповкой. Формообразование крайних кривошипов осуществляется чистой штамповкой с частичным рассеканием формообразующими выступами набранных при подкатке участков заготовки.

Второй технологический процесс отличается тем, что перед штамповкой в чистовом ручье происходит гибка по всем четырем кривошипам. Это стало возможным в результате расположения всех кривошипов вала под углом 45° к плоскости разреза штампа.

Темплеты для макроисследования вырезают из элементов коленчатого вала в продольном и поперечном направлениях. При этом контролируемая поверхность продольных темплетов совпадает с плоскостью кривошипов. Травление проводили в 15%-ном водном растворе персульфата аммония при комнатной температуре.

Направление волокон во всех элементах коленчатого вала, как показала макроструктура в продольном сечении вала, за исключением крайних шатунных шеек, соответствует наружному контуру детали. В крайних шатунных шейках волокна перерезаются вследствие истечения металла осевой зоны заготовки в плоскость разреза штампа со стороны внутренней части кривошипа. Выход осевой зоны заготовки в плоскость разреза штампа в крайних шатунных шейках достаточно четко наблюдается также и на поперечных темплетах.

Макроструктура продольного сечения коленчатого вала, отштампованного по второму технологическому процессу, характеризуется тем, что направление волокон во всех элементах соответствует наружному контуру детали.

У всех шатунных шеек наблюдается истечение металла в плоскость разреза штампа только поверхностной и частично средней зоны заготовки.

Таким образом, второй технологический процесс штамповки обеспечивает более благоприятное расположение волокон в поковке коленчатого вала. При этом исключается выход осевой зоны заготовки в плоскость разреза штампа, которая затем может обнажаться при механической обработке деталей. Этот технологический процесс принят для изготовления поковок коленчатых валов двигателей ЯМЗ-238.

Метод вставных стержней хотя и более трудоемок, что связано с изготовлением сборной заготовки, однако позволяет не только определить характер расположения волокон, но и проследить за течением металла различных слоев заготовок при штамповке коленчатых валов. Этот метод можно использовать также для исследования характера течения металла в других деталях, получаемых горячей штамповкой.

¹ Калинина З. М. Дефекты легированных сталей. М., Металлургиздат, 1960.

УДК 621.983

Опыт внедрения штампов с твердосплавными матрицами

П. И. МИХАЛЕВ

Специальное производственно-технологическое бюро
«Оргпримтвердосплав»

СПЕЦИАЛЬНЫМ производственно-технологическим бюро «Оргпримтвердосплав» проведены работы на предприятиях автотракторной промышленности по созданию конструкций и разработке технологии изготовления вытяжных штампов, армированных твердым сплавом.

Для вытяжных матриц больших размеров были использованы целые твердосплавные вставки из сплава ВК10. В настоящее время освоено выпуск крупных твердосплавных заготовок размером по наружному диаметру до 300 мм, с толщиной стенок 20—60 мм, которые получают горячим прессованием в графитовых пресс-формах одноразового пользования. Поскольку

после горячего прессования на заготовках образуется дефектный слой толщиной 0,5—0,7 мм, необходимо давать припуск, равный 2—2,5 мм на сторону.

Для повышения стойкости в твердосплавной матрице создаются предварительные напряжения сжатия с помощью бандажирования. При запрессовке с натягом в бандаж твердосплавной вставки в последней возникают напряжения сжатия. Создание такого напряженного состояния в матрице предохраняет ее от разрушения, так как твердый сплав имеет незначительное допускаемое напряжение на растяжение. Величина натяга, зависящая от удельного давления, находится в пределах 1—

Операция	Оборудование	Характеристика круга	Режимы обработки			Класс чистоты обработки
			$v_{кр}$ в м/с	$s_{пр}$ в м/мин	$s_{поп}$ в мм/дв.ход	
Предварительное шлифование внутреннего диаметра	Универсально-шлифовальные станки 3Б12, 3А64	АПП 100×20×20 АСП16 Б1 50%	15—20	1,5—2,0	0,025—0,01	6
Шлифование наружного диаметра	То же	АПП 300×15×5×127 АСП16 Б1 50%	25—30	1,5—2,0	0,015—0,10	7—8
торца	Плоскошлифовальный станок 3Г41М	АПП 250×25×12 АСП16 Б1 50%	25—30	1,5—2,0	0,015—0,10	7—8
внутреннего диаметра и радиуса	Универсально-шлифовальный станок 3Б12	АПП 100×10×3×32 АСП16 Б1 50%	—	—	—	8—9
Запрессовка вставки в корпус	Гидравлический пресс П474	—	—	—	—	—
Шлифование торцов	Плоскошлифовальный станок 3Г41М	АПП 200×20×3×45	25—30	1,5—2,0	0,015—0,10	7—8

Примечание. Технологический процесс предусматривает также доводку внутреннего диаметра и радиуса твердосплавных матриц на токарном станке 1К62 алмазной пастой АП28—АП14 при скорости 0—40 м/мин с получением 10-го класса чистоты обработки.

1,5% от наружного диаметра вставки матрицы. Недостаточный натяг вызывает появление трещин на матрице и преждевременное ее разрушение во время работы.

Сопрягаемые поверхности матрицы и обоймы (бандажа) обычно выполняются на конус с углом 1°30' на сторону.

Усилие запрессовки может достигать значительной величины, особенно при больших натягах и размерах посадочных поверхностей. Оно последовательно возрастает по мере продвижения запрессовываемой детали в отверстие и достигает максимального значения к концу прессования.

Чтобы облегчить запрессовку, охватывающую деталь нагревают. Температура нагрева бандажа достигает 400—450°С. В связи с тем, что нагретые детали (обоймы) остывают за время их переноса из печи и установки под пресс и что во время запрессовки температура нагретой детали быстро падает при соприкосновении с холодной твердосплавной матрицей, расчетные температуры нагрева следует повышать на 30—50°С.

Исходя из опыта проведенных работ, для изготовления обойм берут сталь с повышенными прочностными характеристиками и высокой температурой отпуска, которая позволяет осуществлять горячую запрессовку вставок без снижения прочностных свойств материала обоймы. Наиболее подходящими являются стали 30ХГСА и 35ХГСА. В качестве их заменителя можно использовать стали 40Х, 5ХНТ, 5ХНМ, 4Х5МФС. Обоймы должны быть закалены до твердости HRC 38—42.

Механическая обработка сборной вытяжной матрицы включает:

1) шлифование твердосплавной заготовки по торцам на параллельность с припуском на окончательное шлифование в сборе со стальной обоймой. Эту технологическую операцию выполняют на плоскошлифовальном станке 3Г71 алмазным кругом АПП 250×25×127;

2) окончательное шлифование внутреннего диаметра с припуском 0,2 мм на усадку после запрессовки на универсально-заточном станке 3А64 кругом АПП 100×20×20;

3) обработку радиусного профиля матрицы на универсально-шлифовальных станках 3Б12 и 3А110, при этом матрицу закрепляют специальным приспособлением, которое позволяет вращать и поворачивать ее на определенный угол. Для экономии алмазного инструмента первоначальную обработку проводят алмазным плоским кругом прямого профиля АПП 100×20×70. Изменяя плоскости вращения инструмента и матрицы на определенный угол, этим кругом шлифовали по касательной к профилю радиуса округления. Чистовую обработку радиусного профиля проводили специально заправленным кругом;

4) доводку рабочих поверхностей на токарно-винторезном станке 1616П, при этом матрицу закрепляли в трехкулачковом

патроне и доводили алмазным порошком АП40/20 с помощью чугунных притиров; контроль осуществляли шаблоном;

5) шлифование наружного диаметра на конус на универсально-заточном станке 3А64 с использованием приспособления для круглого шлифования;

6) запрессовку твердосплавной вставки в обойму с требуемым натягом без нагрева на гидравлическом прессе усилием 1000 тс. После запрессовки твердосплавная матрица дала усадку по внутреннему диаметру 0,2 мм;

7) окончательное шлифование матрицы в сборе по торцам на карусельно-шлифовальном станке 3Н3763;

8) окончательную доводку внутреннего контура твердосплавной матрицы на токарном станке 1616П алмазной пастой АС28/20 ПОМ.

Обойму матрицы к плите прикрепляли винтами.

Типовой технологический процесс обработки твердосплавных вытяжных матриц наружным диаметром 150—250 мм и толщиной кольца до 45 мм приведен в таблице.

Снятие припуска у твердосплавной матрицы, которое осуществляется в основном вышлифовыванием, — трудоемкая и дорогая операция. Поэтому в настоящее время ведутся испытания по снятию припуска резанием на токарных станках резцами, оснащенными сверхтвердым материалом. Предварительные испытания показали, что при обработке горячепрессованного твердого сплава ВК10 такими резцами производительность увеличивается в 4 раза по сравнению с шлифованием.

Изготовленный и предварительно испытанный штамп был поставлен на многопозиционный пресс для производственных испытаний. Пресс был оснащен «следающим» устройством, которое не позволяет двум заготовкам попадать в рабочую полость матрицы одновременно.

Производственные испытания показали, что стойкость твердосплавных штампов увеличилась более чем в 50 раз по сравнению с аналогичными стальными, улучшилось качество изделий, была обеспечена стабильность размеров, резко повысился коэффициент использования прессового оборудования, на 30% сократилась операция последующего шлифования изделий.

Твердосплавные штампы дают более высокий эффект, чем стальные, при условии, что заготовка по диаметру меньше наружного диаметра твердосплавной матрицы. Это связано с тем, что обойма твердосплавного штампа имеет низкую твердость (до HRC 42). Матрица стального штампа обычно изготавливается из инструментальной стали и имеет твердость HRC до 60 единиц. Поэтому поверхность стальной обоймы интенсивно изнашивается и образуется выработка. Детали, отштампованные на таком штампе, имеют царапины, гофры и не соответствуют техническим условиям.

ПРИБОРЫ ДЛЯ РАЗМЕРНОЙ НАСТРОЙКИ РЕЖУЩИХ ИНСТРУМЕНТОВ ВНЕ СТАНКА К СТАНКАМ С ПРОГРАММНЫМ И ЧИСЛОВЫМ ПРОГРАММНЫМ УПРАВЛЕНИЕМ

ШИРОКОЕ внедрение металлорежущих станков с числовым программным и программным управлением, в том числе с автоматической сменой инструмента, привело к необходимости применения приборов для предварительной настройки режущих инструментов на размер вне станка с тем, чтобы обеспечивалось постоянство положения блоков для резцов и оправок концевых инструментов и существенно снижалось вспомогательное время на наладку станка.

В настоящее время выпускается гамма приборов нескольких типоразмеров и моделей к станкам с программным и числовым программным управлением для различных видов обработки. Эти приборы позволяют настраивать на размер блочный и концевой инструмент, при этом в качестве отсчетных устройств применяются стандартные узлы оптико-механических приборов (визирные и отсчетные микроскопы, проекционные приставки и др.), а также стандартные измерительные головки (индикаторы часового типа, рычажно-зубчатые и пружинные головки). Кроме того, промышленностью осваивается выпуск экранных отсчетных устройств с ценой деления 0,01; 0,005 и 0,001 мм, изготавливаются специальные проекторы, металлические шкалы по ГОСТ 12096—66, ведутся работы по созданию малогабаритных проекторов и фотозлектрических импульсных отсчетных устройств к приборам для размерной настройки режущих инструментов. Приборы для настройки режущих инструментов вне станка с цифровыми отсчетными уст-

ройствами, выпуск которых предполагается в 1978—1980 гг., позволят улучшить условия наблюдения за размерами настраиваемых инструментов и дадут возможность обрабатывать результаты на ЭВМ, счетно-решающих и печатающих машинах — их применение повысит производительность и качество.

Приборы для настройки режущих инструментов вне станка (табл. 1) можно разбить на две группы. В первую входят приборы БВ-2010, БВ-2011, БВ-2012, предназначенные для настройки токарных резцов в инструментальных блоках, во вторую — приборы БВ-2014, БВ-2015 и БВ-2017 для настройки вращающихся инструментов.

Приборы первой группы имеют базовую поверхность, на которую устанавливают переходные устройства для инструментальных блоков, а второй группы — стойку, по которой перемещается траверса в двух взаимно перпендикулярных плоскостях — осевой и диаметральной относительно оси шпинделя.

В приборе БВ-2010 (рис. 1) для отсчета координат применены отсчетные микроскопы 1 типа МОС-21 с ценой деления шкалы 0,001 мм и точные стеклянные шкалы 2. В качестве визирного устройства используется стандартная проекционная насадка 3 модели ПН-7 с осветителем 4. Экран 5 проектора поворачивается вокруг своей оси на угол $\pm 45^\circ$, установка на заданный угол осуществляется по нониусу с отсчетом 2'. Режущий инструмент, установленный на столе в блоке или в делительной головке 6, настраивают по перекрестию на экране.

В приборе БВ-2011М (рис. 2) установку координат производят по металлическим штриховым мерам и отсчетным микроскопам типа МО, концевым мерам длины, измерительным головкам 1 модели ИИГ с ценой деления шкалы 0,001 мм и индикаторам часового типа ИЧ-5 с ценой деления шкалы 0,01 мм. Режущие кромок устанавливаемого на столе 2 блока инструмента визируют с помощью стандартного микроскопа 3 типа М12, предназначенного для резьбошлифовальных станков, и осветителя 4. Каретки перемещаются с помощью маховиков 5. Погрешности установки координат для продольного и поперечного направлений составляют 0,035 мм по штриховым мерам и 0,015 мм по концевым.

Прибор БВ-2012, идентичный по конструкции модели БВ-2011М, оснащен двумя микроскопами для отсчета поперечных и продольных координат. На верхней каретке укреплены визирный микроскоп М12, осветитель и штриховая линейка для установки по ней поперечных координат. Каретки перемещаются с помощью маховиков. Для отсчета координат используются отсчетные микроскопы МО и МОВ-1-5 \times с ценой деления шкалы 0,01 мм. На базовой плоскости основания прибора укреплены переходные устройства, используемые для установки блоков с режущим инструментом.

Стационарный прибор БВ-2015 (рис. 3) станкового типа, вертикального исполнения применяется на станках с числовым программным управлением сверлильной, расточной и фрезерной групп. На заданные координаты прибор устанавливают следующим образом: по вылету настраиваемого инструмента — с помощью штриховой линейки и винтового окулярного микрометра типа МОВ-1-5 \times , по диаметру инструмента — с помощью отсчетного мик-

Таблица 1

Параметры	Модель прибора			
	БВ-2010	БВ-2011М	БВ-2012	БВ-2015
Наибольший диаметр настраиваемого режущего инструмента в мм	200	200	350	300
Наибольший вылет настраиваемого инструмента в мм	300	300	600	400
Кратность увеличения:				
проектора	30	—	—	—
микроскопа	6,5	30	30	30 и 15
Диаметр поля зрения в мм	6,5	6	6	7
Расстояние до режущей кромки настраиваемого инструмента в мм:				
от объектива	80	60	60	60
от базовой плоскости	20	100	200	300
Цена деления шкалы в мм:				
измерительной головки	—	0,001; 0,01	0,001	0,001; 0,01
микроскопа	0,001; 0,005	0,01; 0,005	0,01	0,001; 0,01
Длина рабочего перемещения каретки в мм:				
продольного хода	300	300	600	400
поперечного хода	200	200	350	300
Погрешность установки каждой координаты в мм	0,005—0,01	0,015—0,035	0,01	0,008 по радиусу; 0,05 по вылету
Габаритные размеры в мм	915×1010× ×975	765×752× ×550	1040×1040× ×700	740×440× ×1530
Масса в кг	545	275	470	414

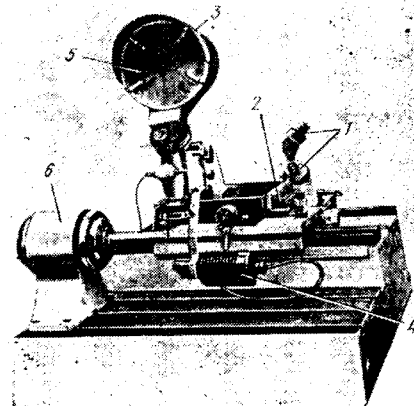


Рис. 1. Прибор модели БВ-2010 с проектором

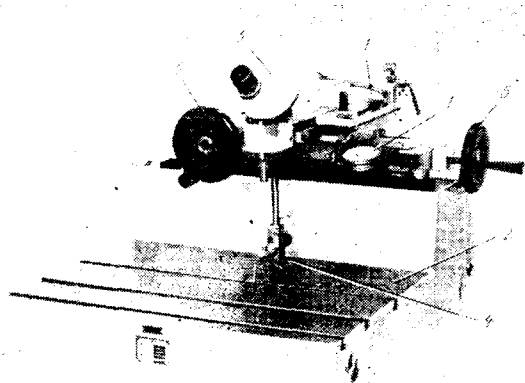


Рис. 2. Прибор модели БВ-2011М с окулярными головками

роскопа 1 типа МОС-21 с ценой деления шкалы 0,001 мм и точной стеклянной шкалы 2. Возможна также установка диаметральной координаты по шкале измерительной головки 3 типа ИИГ с ценой деления шкалы 0,001 мм или индикатора часового типа ИЧ с ценой деления шкалы 0,01 мм.

Погрешности основных узлов прибора составляют: допустимое торцовое биение шпинделя прибора — 0,003 мм, допустимое радиальное биение образцовой оправки относительно оси шпинделя — не более 0,005 мм на вылете 60 мм, непараллельность движения вертикальной каретки относительно оси шпинделя — не более 0,008 мм, перпендикулярность движения горизонтальной каретки оси шпинделя — не более 0,015 мм на всей длине ее перемещения.

На выставке станков, состоявшейся в 1976 г., демонстрировались приборы для настройки режущих инструментов на размер вне станка, изготавливаемые разными фирмами. Так, несколько приборов типа «Микросет» были показаны фирмой Гильденмайстер.

Настольный универсальный прибор модели EG 200-200 (рис. 4) этой фирмы предназначен для установки инструмента к токарным, сверлильным,

фрезерным и другим станкам. Он состоит из станины 1, на которой смонтирована делительная бабка 2. В бабке закрепляются проверяемые сверлильные инструменты 3. На колонне 4, также смонтированной на станине, имеется проекционное устройство 5. На его экране нанесены concentрические окружности и угловая шкала, а также крест нитей, по которым устанавливают изображения проектируемых на экран режущих граней инструментов. Отсчет производят по шкалам экрана и индикаторов часового типа, регистрирующим величины перемещений салазок. Колонна перемещается в двух взаимно перпендикулярных направлениях от руки и микрометрическими винтами. Вместо проекционного устройства можно использовать микроскоп. В комплект прибора входят также приспособления, необходимые для закрепления при установке инструментов широкой номенклатуры.

Основные технические данные прибора EG 200-200

Диапазон измерений по диаметру и по длине в мм	400
Цена деления шкал в мм	0,002 и 0,005
Отсчет по нониусу в мм	0,05
Кратность увеличения проектора	20 или 30
Диаметр поля зрения на экране в мм	7,5
Цена деления шкалы делительной бабки в град.	0,5
Диапазон показаний делительной бабки в град.	0—360
Биение прецизионного шпинделя делительной бабки в мм	В пределах 0,001
Масса в кг	750

Настольный прибор EG 200-ES 301 (рис. 5), являющийся модификацией модели EG 200-200, оснащен цифровым прибором 1 с наименьшим разрядом 0,01 мм (или 0,001 мм по заказам) и экраном 2, расположенными в одной плоскости.

Проекционный прибор «Микросет» модели EG 400, имеющий более жесткую конструкцию станины, салазок и бабок, применяется при установке блоков инструментов разных типов с увеличенными размерами. По принципу действия он аналогичен модели EG 200-200. На столе прибора имеется фиксирующая линейка для быстрой и точной установки блоков режущих инструментов. На экране нанесен крест нитей для визирования режущей кромки инструмента. Перемещения салазок регистрируются с помощью отсчетных устройств по соответствующим координатам. Нулевую установку производят

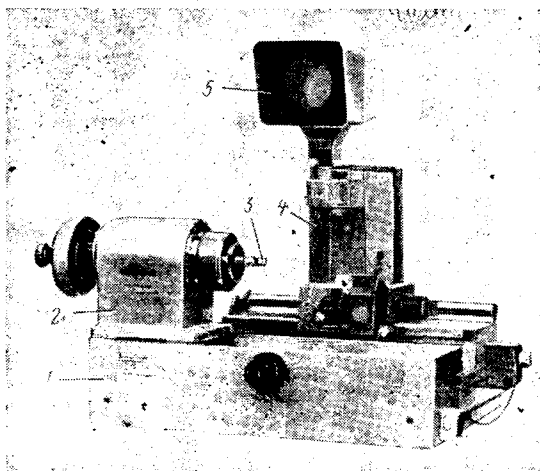


Рис. 4. Прибор модели EG 200-200 с проектором

по биссектору отсчетного устройства и шкалам с ценой деления 0,005 мм. Перемещение салазок осуществляется от руки и микрометрическими винтами.

Основные технические данные прибора EG 400

Площадь стола в мм	1200×620
Размеры устанавливаемых инструментов в мм:	
длина	600
ширина	450
диаметр	До 700
Диапазон измерений делительной бабки в град.	0—360
Кратность увеличения проектора	20
Диаметр поля зрения на экране в мм	7,5
Расстояние от объекта до режущей кромки настраиваемого инструмента в мм	55
Масса в кг	Около 450

Универсальный прибор EG 400-ES 300-33-64 применяется для предварительной настройки вне станка режущих инструментов к станкам токарной и сверлильной групп. Он оснащен цифровым устройством с наименьшим разрядом 0,01 мм (или 0,001 мм по заказам). По конструкции и принципу действия этот прибор аналогичен модели EG 400.

Наиболее интересным является прибор «Микросет» EG 400-33-64 PS (рис. 6), идентичный модели EG 400-ES 300-33-64. Он оснащен цифровым устройством 1, запоминающей приставкой 2 типа «Пресет» с изменяемой емкостью хранения и экраном 3. Запоминающая приставка, имеющая особые преимущества при использовании прибора для нескольких инструментальных систем, служит для регистрации фиксированных нулевых точек,

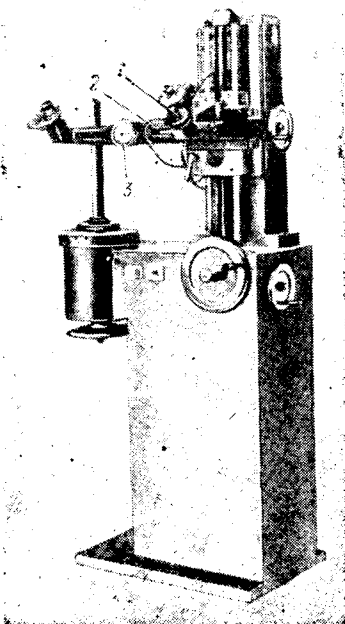


Рис. 3. Прибор модели БВ-2015 с окулярной головкой

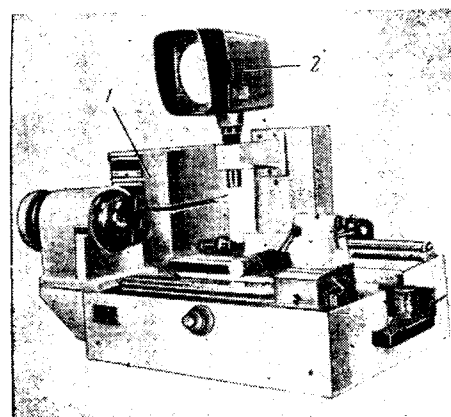


Рис. 5. Прибор модели EG 200-ES 301 с проектором и цифровым прибором

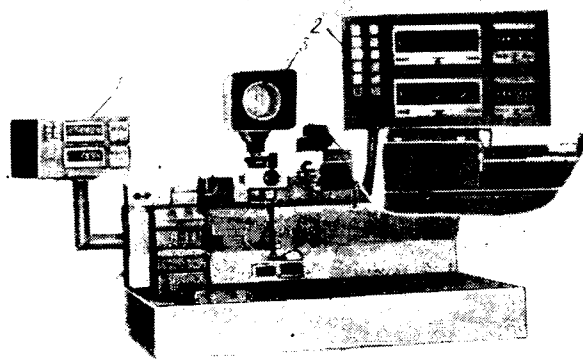


Рис. 6. Прибор модели EG 400-33-64 PS с проектором, цифровым прибором и запоминающим электронным блоком

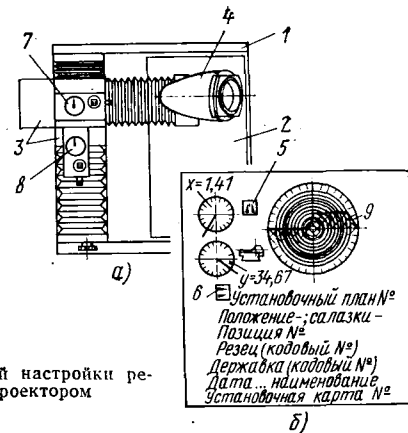


Рис. 7. Прибор для размерной настройки режущего инструмента с проектором

которые нажатием кнопок вызываются и передаются на цифровое табло. На кнопках может быть помещено также обозначение моделей станков, для которых предназначены блоки устанавливаемых резцов. Прибор предназначен для настройки режущих инструментов по системе унифицированных узлов для любых типов станков.

пазоном показаний от 0 до 180° по обе стороны от нулевого штриха.

На рис. 7, б показан пример отсчета размеров по координатам x и y . По шкалам штриховых мер и индикаторов часового типа эти размеры составляют: 1,41 мм в координате x и 34,67 мм в координате y . В поле зрения экрана дано изображение контура 9 режущей грани инструмента.

в шпинделе станка. В поле зрения окуляра разных микроскопов могут помещаться концентрические окружности с крестом или с крестовым биссектором, сетка штриховых линий под углом друг к другу и др. Посадочный диаметр микроскопов 25 мм.

В табл. 2 и 3 приведены основные технические данные микроскопов, их назначение, а также указаны типы стан-

Таблица 2

Параметры	Модель микроскопа						
	MC1-1	MC1-2a	MC1-3	MC2-3	MC2-3a	MC3-1a	MC3-2
Поле зрения в мм	7	5	5	4	5	15	15
Кратность увеличения	16; 32	30	40	50	30	10	30
Рабочее расстояние в мм	17	52	29	27	92	180	27
Погрешность центрирования сетки в мкм	± 5	± 5	± 5	± 5	± 5	± 5	± 5
Габаритные размеры в мм	240×40	210×40	215×40	142×80×40	225×80×40	135×115×40	140×98×40
Масса в кг, не более	0,9	0,5	0,5	0,7	0,9	0,5	0,5

Аналогичные по назначению приборы выпускает фирма Мессма Кельх (ФРГ), которая демонстрировала их в сочетании с точными металлообрабатывающими станками.

Настольная модель прибора (рис. 7, а) состоит из жесткой углообразной станины 1, верхняя плоскость которой служит столом 2 для установки блоков, настраиваемых на размер режущих инструментов. Наверху станины расположены салазки 3 с проекционным устройством 4, перемещающимся в двух координатных направлениях. Перемещение салазок регистрируется по двум (продольной и поперечной) шкалам с ценой деления 1 мм, штрихи которых устанавливаются по биссекторам 5, 6 и по шкалам индикаторов 7, 8.

На экране проектора нанесены концентрические окружности диаметром от 2 до 20 мм и крест нитей по координатам x и y . На краях экрана нанесена угломерная двусторонняя шкала с диа-

Прибор «Трабонт» модели 600 Е А2 является универсальным и применяется для предварительной настройки режущих инструментов к токарным станкам с числовым программным управлением, револьверных головок токарных станков и др.

Одна из фирм выпускает расточные оправки с подналадкой резца для точной обработки последующей детали по результатам измерения обработанной детали. Сигнал, поступающий от электронного блока, вызывает перемещение резца с помощью кулачка на величину от 0,5 мкм.

Измерительные установочные микроскопы предназначены для установки инструмента и обрабатываемой детали на различных металлорежущих станках. Применяются микроскопы малогабаритные прямые (окуляр и объектив на одной оси) или с окуляром, оптическая ось которого составляет 90° к оси объектива. Микроскоп устанавливает

ков, для которых микроскопы предназначены.

Для измерения величин линейных перемещений рабочих органов металлорежущих станков выпускается проекционное устройство модели ВЕ-76 с цифровым отсчетом. Оно может применяться на расточных, фрезерных, токарных и других как новых, так и находящихся в эксплуатации станках. Его применение позволяет повысить удобство, точность и производительность станков.

Устройство используется в комплекте со стальными штриховыми мерами длиной до 1000 мм 3-го класса точности по ГОСТ 12069-66 и специальным приспособлением сброса отсчета на нуль. Это приспособление дает возможность при перемещении устройства по направляющим приспособления установить на экране значения целых величин в миллиметрах и сантиметрах и тем самым избежать арифметических действий с дробными долями миллиметра.

Таблица 3

Модель микроскопа	Назначение	Оборудование, на которое устанавливают микроскоп
MC1-1	Выставление резца, центрирование инструмента к оси вращения обрабатываемой детали	Автоматы продольного точения моделей 1103А, 1Б1013
MC1-2a	Осевое выставление фрезы относительно оси стола	Зубофрезерные станки моделей 5А312, 5К310, 5307, 5307К, 5308
MC1-3	Центрирование в копируемых устройствах	Координатно-расточные станки модели 2410
MC2-3	Осевое выставление фрезы относительно оси центров	Зубофрезерные станки моделей 5300, 5302; гамма станков для зубчатых колес с малым модулем
MC2-3a	Контроль правки нитки абразивного червяка	Зубошлифовальные станки моделей 5В830, 5В832
MC3-1a	Центрирование обрабатываемой детали относительно оси вращения шпинделя, выставление передней грани червячной фрезы в плоскости заточивания	Станки для алмазной обработки, затачные станки модели 3А660Б для червячных фрез с малым модулем
MC3-2	Центрирование обрабатываемой детали относительно оси вращения шпинделя	Токарно-винторезные станки моделей 16Т02, 16Т03, 16Т04, Г-23

Координатный размер устанавливают поворотом барабана устройства до появления в малом окошке числа, соответствующего величине долей миллиметра, затем поворотом рукоятки станка в биссектор большого окна вводятся симметрично штрих линейки, помеченный числом, соответствующим числу целых миллиметров устанавливаемого размера.

Основные технические данные устройства ВЕ-76

Цена деления шкалы в мм	0,005
Предел измерений в мм	До 1000
Основная погрешность (без линейки) в мм	0,004
Пределы сброса отсчета на нуль в мм	10
Рабочее расстояние в мм	10
Напряжение питания в В	8
Габаритные размеры в мм	126×87×87
Масса (без приспособления сброса отсчета на нуль) в кг	1,9

Все сказанное выше свидетельствует о необходимости более широкого внедрения приборов для предварительной настройки режущих инструментов вне станка в автоматических линиях автомобильных и других заводов. Их внедрение позволит снизить вспомогательное время, которое требуется для наладки станка, повысить производительность обработки и качество деталей.

При этом важным достоинством приборов является возможность установки положения каждой точки на режущей грани инструмента, проверки правильности углов, радиусов и других элементов режущих инструментов.

Целесообразна также разработка технологическими службами установочных карт предварительной настройки режущих инструментов вне станка. Карты могут содержать: наименование инстру-

мента, типы державок, графическое изображение положения режущих кромок, углов затачивания и др. Для режущих граней инструментов сложных форм или крупных профилей, выходящих за пределы видимости изображения в поле зрения экрана прибора, следует вычерчивать эскиз, показывающий положение системы координат относительно режущей кромки инструмента.

Метрологическим службам заводов, включившим приборы для предварительной настройки режущего инструмента вне станка в график поверки измерительных средств, следует проводить поверку с периодичностью, предусмотренной для приборов с экранной оптической или электронных измерительных приборов (при наличии цифрового прибора).

А. В. ЭРВАЙС

УДК 629.113.621.792.052

ПРИМЕНЕНИЕ КЛЕЕВ В АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИИ

БОЛЬШАЯ часть соединений автомобиля выполняется с помощью сварки, клепки, болтовых соединений, однако без применения клеев в настоящее время не обходится производство ни одного автомобиля. К преимуществам использования клеев относится, в частности, возможность соединения разнородных материалов и достижение при этом их высокой атмосферной и коррозионной стойкости. Склеенные металлические конструкции обладают высокой прочностью и большой долговечностью, при этом частично или полностью устраняется концентрация внутренних напряжений. Кроме того, применение клеев позволяет в ряде случаев снизить стоимость производства, уменьшить вес конструкции, значительно упростить технологию изготовления узлов. Недостатком большинства клеев является относительно низкая теплостойкость (до 350°C), небольшая прочность при неравномерном отрыве, а также необходимость во многих случаях нагревания при склеивании.

К клеям, применяемым в автомобилестроении, предъявляются требования сохранения прочностных характеристик клеевого соединения в широком диапазоне температур, сохранения эксплуатационных качеств в течение всего срока службы автомобиля, стойкости к действию влаги, солей, растворителей (в том числе бензина), к ударным нагрузкам и вибрации, а к клеям для наружного применения — также стойкости к действию солнечного света и ультрафиолетовых лучей, сохранения эластичности и прочности соединений под воздействием указанных сред, совместимости с такими материалами, как краски, резина, пластмассы, ткани и различные металлы. Кроме того, в условиях высокого темпа серийного производства автомобилей клеи не должны требовать для своего нанесения сложного оборудования, должны удовлетворять всем нормам и стандартам по технике безопасности, в большинстве случаев иметь адгезию к промасленным и слегка загрязненным поверхностям, низкую себестоимость технологии и т. д.

Одним из первых примеров использования клеев явилось применение конструкционного нитрило-фенольного клея

для наклеивания фрикционных накладок на колодки колесных тормозов и ленту тормоза коробки передач по способу, внедренному в 1949 г. концерном Крайслер. В настоящее время почти все автомобильные фирмы производят крепление данного узла склеиванием. Ранее для этой цели применяли составы на основе эпоксидно-фенольных смол, обладающие хорошими термостойкими свойствами, однако с увеличением скоростей движения автомобилей к адгезионным составам предъявляются также требования стойкости к ударным нагрузкам и повышенной прочности. В результате появились нитрилфенольные и поливинилцетальфенольные клеящие составы. При склеивании этими составами поверхности фрикционных накладок сцепления и тормозов тщательно очищают, наносят клей и сушат в течение 20—25 мин воздухом при температуре 175°C, а затем прижимают одну к другой под давлением 0,5 кгс/см². При скоростном склеивании температура сушки составляет 260°C, время сушки 7 мин и давление 1—1,5 кгс/см².

Конструкционные клеи на основе фенолоформальдегидных смол и каучука СКН отверждаются при температуре 154°C под давлением 70 кгс/см² в течение 12 мин в прессе и 11 ч — вне его. Полученное соединение имеет прочность при сдвиге 700 кгс/см², тогда как прочность клепаного соединения — 175 кгс/см².

При производстве автомобилей Крайслер в 1971 г. было внедрено склеивание колодок с фрикционными накладками для дисковых тормозов. При этом термостойкий модифицированный фенольный клей, обладающий высокой прочностью при сдвиге, наносят на химически чистую поверхность. Фрикционная накладка формируется и отверждается одновременно с отверждением клеевого шва в многогнездной пресс-форме. Сначала в гнездо пресс-формы помещают неотвержденную заготовку фрикционной накладки, а затем закладывают дисковую колодку, покрытую клеем со стороны, контактирующей с фрикционной накладкой. Соединение отверждают в многоэтажном прессе при температуре 155°C в течение 12 мин под давлением 70 кгс/см². Вынутые из пресс-

формы узлы проходят дальнейшее отверждение в течение 11 ч при температуре 150°C под давлением. После склеивания узлы дисковых тормозов выдерживают сдвигающие усилия порядка 4500 кгс, а такие же клепаные соединения — около 1130 кгс.

Другую группу термореактивных конструктивных клеев составляют эпоксидные смолы и их модификации. Так, концерн Дженерал моторс применил клей на основе модифицированной эпоксидной смолы для крепления продольного бруса крыши на автомобилях моделей 1970 г. Эпоксидные клеи требуют чистых поверхностей, поэтому перед нанесением клея поверхности протирают растворителем. Для соединения панелей крыши задней боковины на легковых автомобилях «Вега» модели 1971 г. концерном был использован также эпоксидный клей, который наносили пистолетом и отверждали горячим способом.

В большинстве соединений автомобилей нагрузки обычно не превышают 175 кгс/см², лишь в отдельных случаях достигая 350 кгс/см². Подобные нагрузки выдерживают клеи на основе эпоксидных смол. Однако высокая жесткость немодифицированных эпоксидных смол и, как следствие этого, небольшие удлинения иногда являются недостатками материала.

Эпоксидные полимеры широко использует концерн Форд при сборке капота автомобиля «Меркури», а также, сочетая склеивание со сваркой, при сборке внутренних боковых панелей с надколесными дугами в производстве кузовов для грузовых автомобилей малой грузоподъемности. Эта же фирма применяет полиэфирные и полиуретановые клеи для соединения стеклопластика со сталью в производстве кабин грузовых автомобилей.

В производстве кузовов широко используют также пластинозные клеи (поливинилхлоридные пасты). Большой интерес вызывает сборка наружных панелей капота и крышки багажника с внутренними панелями или крестообразными усиливающими элементами. Для их соединения используют поливинилхлоридный клей, который выдавливают на панель большими каплями.

Затем накладывают внутреннюю панель, кромки отбортовывают и проваривают точечной сваркой. Отверждение клея происходит в печах для горячей сушки лакокрасочных покрытий.

Некоторые автомобильные фирмы при сборке капотов и крышек багажников заменили точечную сварку отбортованных кромок проклеиванием поливинилхлоридным пластизолом. Клей одновременно служит герметиком и защищает кромки от коррозии. При этом получаются более гладкие швы, требующие меньшего объема работ по лужению, вмятин и зачистке, уменьшается шум автомобиля, вызываемый соприкосновением металлических деталей, устраняется необходимость в дополнительной герметизации швов.

Японские автомобильные фирмы для соединения кузовных деталей используют клейкие мастики, основными компонентами которых являются хлоропреновые, полисульфидные и другие синтетические каучуки, а также полихлорвиниловая паста. В последнее время в Японии для соединения корпусных деталей автомобилей применяют композицию на основе эпоксидной смолы, обладающую хорошей адгезией к окрашенным и окрашенным поверхностям. Этот материал обеспечивает качественное отверждение при прохождении через электростатическую сушильную печь с температурой сушки 170—180°C за 15—30 мин и прочность при сдвиге более 60 кгс/см². Он выдерживает температуру в диапазоне от —30 до 80°C, обладает вязкостью, которая позволяет подавать его с помощью насоса, исключая образование потеков при нанесении на вертикальные поверхности.

Одной из основных проблем, связанных с применением клеев в автомобилестроении, являются деформации листового металла, из которого выполнены кузовные детали. Возникновению этих деформаций способствуют остаточные напряжения после штамповки, а также различные коэффициенты теплового расширения листового металла и клеевого состава.

Фирма Доулер Джавис движимой изданием лид компании ведет интенсивные исследования по использованию склеивания с целью снижения трудоемкости производства литых деталей для двигателей из алюминиевых сплавов. Такие детали сложной конфигурации, как картеры счетчиков и насосов, основания бензиновых фильтров, головки блока цилиндров и др., можно изготавливать литьем в кокиль свободной заливкой или под давлением из нескольких частей с последующим склеиванием. За рубежом многие фирмы занимаются разработкой данного процесса применительно к головкам блоков цилиндров. При этом головку блока цилиндров разделяют на главное тело и крышку с водными каналами, открывающимися в обе стороны, благодаря чему исключается обратное забрасывание. Эти две части соединяют затем склеиванием. Эксперименты показали, что большое число клеев обеспечивают высокие прочностные свойства соединений, от 422 до 703 кгс/см² при сдвиге при комнатной температуре, теплоустойчивость до 260°C и не вызывают коррозии металла.

При производстве впускных каналов разветвленного трубопровода двигателей для грузовых автомобилей Интернешнл Харвестер две алюминиевые отливки соединяют также с применением клея. Вес склеенной алюминиевой кон-

струкции составляет 5,2 фунта по сравнению с 17 фунтами цельнолитой детали.

В США для приклеивания ветровых и задних стекол автомобилей используют предварительно формованную ленту на основе бутилкаучука. Лента, имеющая постоянное поперечное сечение, сохраняющая липкость и прилипающая как к окантовке, так и к стеклу, изготавливается из бутиловых полимеров сшитого и линейного типа, не подвергающихся вулканизации. Сшитый бутилкаучук обладает требуемыми прочностью и стойкостью к хладотекучести, а линейный полимер способствует получению определенной липкости и регулируемой сжимаемости материала.

При опрессовке узла давление составляет 2,7 кгс на погонный сантиметр ленты в течение 30 с. В результате опрессовки возникает плотный контакт между лентой и стеклом, площадь склеивания увеличивается, отдельные мелкие неровности окантовки заполняются клеем, обеспечивая максимальную герметизацию, а стекло устанавливается в проем, не мешая креплению молдингов. После опрессовки допускается минимальное восстановление исходной толщины бутиловой ленты.

В автомобилестроении широко распространены клеи на основе регенерата резины, хлоропренового каучука и композиций, содержащих каучук и смолу. Такими клеями крепят резиновые уплотнители и прокладки, а также изолирующие материалы к металлическим дверным и оконным проемам, крышам, полам и внутренним поверхностям капота, ткани или кожу к пропитанным битумом картонным, стальным и другим поверхностям кузова, различные детали отделки к металлическим или деревянным поверхностям.

Обивочные материалы и ткани часто имеют слоистое строение и выполняются на клеях, например материалы с нанесенным ворсом, применяемые как коврики или как обивка вещевых ящиков и желобков оконных проемов. — на клеях полиуретанового и акрилового составов. В последнее время клеи-растворы такого типа заменяют низкомолекулярными термопластичными клеями.

Новую категорию горячих расплавов — липкие в расплавленном состоянии клеи, сочетающие свойства термопластичных клеев и клеев на основе растворителей, — применяют для крепления некоторых деталей отделки, кронштейнов зеркал заднего обзора к стеклам окон и для уплотнения соединений поливинилового верха на крышах кузовов. Бумажные, тканевые или виниловые ленты, покрытые с одной стороны липким составом, используют при окраске кузовов для защиты отверстий, резьб, резьбовых штырей от попадания краски и мастики, для временного крепления деталей во время сборки автомобиля, а также при упаковке и консервации деталей. Концерн Крайслер использует липкую ленту для крепления молдингов на автомобилях компактных моделей.

За рубежом для соединения, герметизации и стопорения деталей применяют также анаэробные составы, получившие название локтайтов. Их используют при сборке двигателей для контртки болтов и шпилек, уплотнения различных разъемов, установки подшипников, для соединения деталей двигателя и трансмиссии автомобиля, при сборке роликоподшипников задней оси

автомобиля, для соединения крышки наружного кольца подшипника с его ободкой, для герметизации корпуса двигателя и т. д. Анаэробные материалы являются жидкими, подвижными продуктами при контакте с кислородом воздуха, легко заполняют зазоры и поры в отливках. После прекращения контакта с кислородом воздуха они быстро отверждаются, в результате чего в течение нескольких минут соединения получают высокую прочность и хорошо выдерживают вибрации, возникающие при высоких скоростях. Благодаря применению анаэробных составов для фиксации подшипников распределителя надежность повысилась в 5 раз по сравнению с соединением натягом.

Анаэробные клеи применяют также для уплотнения соединений маслопроводов, тормозных магистралей, фитингов трубопроводов, трубных соединений, фитингов трубопроводов гидравлических систем и систем охлаждения, для герметизации посадки полусосевых рукавов в картере главной передачи и дифференциала, чтобы предотвратить утечку масла из картера заднего моста через неплотности соединений.

Применение анаэробных клеев помогает решить следующие проблемы: уменьшения вибрации двигателей малой мощности, усиления фиксации запрессовываемых пробок, повышения стопорного момента винтов при креплении крышек, замены резьбы класса 5 резьбой класса 2, замены уплотнительных прокладок из бумаги, фибры и других материалов анаэробными герметиками. Использование анаэробных материалов облегчает условия автоматизации производственных процессов и позволяет применять их на конвейере.

Важной областью применения клеев в автомобилестроении является склеивание инструментов. Принципиальное отличие этого процесса от пайки и сварки состоит в том, что температура склеивания ниже предельной температуры эксплуатации инструмента, тогда как температура пайки и сварки примерно в 2 раза выше предельно допустимой температуры его эксплуатации. Высокие температуры, необходимые для пайки и сварки, способствуют образованию микротрещин в инструментальном материале и, как следствие, браку при производстве инструмента, уменьшению его работоспособности.

Выбор клея проводят с учетом возникающих в клеевом соединении при работе инструмента температур и нагрузок с таким расчетом, чтобы теплоустойчивость и прочностные характеристики клея были не ниже требуемых. Применение клеев позволяет увеличить стойкость инструментов в 1,5—4 раза.

При ремонте автомобилей, корпусов двигателей, коробок передач, блоков цилиндров, масляных картеров, картеров кривошипных механизмов для склеивания металлических деталей применяют полимерные смолы и клеевые композиции на основе эпоксидных смол Epilox EGK 19, Epilox EG 34, Epilox EKS 125, смешанных с отвердителями.

Таким образом, область применения клеев для соединения автомобильных узлов и деталей постоянно расширяется и вызывает большой интерес у автомобилестроителей.

ПАКЕТНЫЕ ПЕРЕВОЗКИ ГРУЗОВ В АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

УДЕЛЬНЫЙ вес пакетных перевозок, осуществляемых в стране автомобильным транспортом, в общем объеме перевозок составляет свыше 43%. Выставка «Пакетные перевозки», которая проходила на ВДНХ СССР в 1976 г., наглядно продемонстрировала достижения в пакетировании грузов.

Для предприятий автомобильной промышленности пакетированные грузы с точки зрения хранения и подачи на сборочную линию имеют большие преимущества — обеспечивают повышение уровня механизации погрузочно-разгрузочных работ и снижение трудоемкости этих операций.

Для перевозки, складирования и хранения рулевых управлений в производственном объединении «Москвич» используют специальную межцеховую тару 9692-5421 (рис. 1) в виде стоечного поддона. Каркас поддона сварен на базе четырех стальных вертикальных стоек, выполненных из коробчатого профиля. Стойки соединены между собой коробчатыми поперечинами, благодаря которым можно располагать рулевые управления в четыре вертикальных ряда. В процессе перевозки рулевые управления фиксируются пружинными зажимами для каждого агрегата в отдельности и четырьмя съемными зажимами, расположенными горизонтально, общими для каждого ряда. Рулевые управления доставляют на сборочный конвейер уже окрашенными и в собранном виде. Чтобы предохранить окраску, опорные поверхности зажимов покрывают войлоком, резиновыми трубками или пластинами полихлорвинила. В нижней части поперечин приварены четыре уголка для вил электро- или автопогрузчика.

Габаритные размеры поддона 1600×1000×1500 мм. Общая вместимость стоечного поддона 40 рулевых управлений.

В производственном объединении «БАЗ» разработана конструкция стоечного поддона (рис. 2) для перевозки передних мостов автомобиля ЗИЛ-131. Поддон имеет четыре вертикальные стойки, которые собираются в транспортное положение при помощи шест-

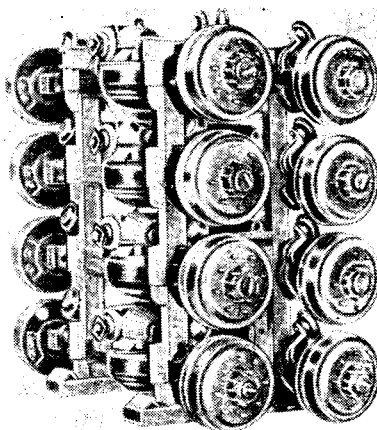


Рис. 2. Стоечный поддон ТС-6073Н для перевозки передних мостов

надцати клиньев, фиксируемых специальными скрепками. Внутренние полости лонжеронов коробчатого типа используются для ввода вил автопогрузчика грузоподъемностью 5 т и являются основаниями поддона. В верхней части стоек установлены двутавровые поперечины, к которым приварены две серьги для крюка крана. Масса поддона составляет 292 кг при грузоподъемности 4 т. При габаритных размерах: 2300×1150×2115 мм в поддоне размещают восемь передних мостов в четыре яруса.

В производственном объединении «Запорожец» готовят к внедрению стоечные поддоны для перевозки двух двигателей в сборе. Этот поддон удобен при транспортировании, что достигается путем уменьшения длины четырех вертикальных стоек с 930 до 410 мм. Собственная масса поддона 165 кг, грузоподъемность 320 кг. Габаритные размеры 1300×1250×410 мм. Конструкция стоечных поддонов позволяет штабелировать их в пять ярусов, благодаря чему наиболее эффективно используется помещение склада.

В Главмосавтотрансе разработан стоечный поддон МП-70/13 грузоподъемностью 1 т, предназначенный также для перевозки и складирования двух двигателей грузовых или легковых автомобилей длиной не более 1000 мм. Собственная масса поддона 135 кг, габаритные размеры 1400×800×1295 мм.

Внедрение стоечного поддона ГТ-25 для перевозки дисков сцепления и маховиков в производственном объедине-

нии УралАЗ позволяет полностью механизировать транспортирование и погрузочно-разгрузочные работы, а также изъять применявшиеся ранее деревянные ящики. В поддоне укладывается восемь-десять дисков сцепления и маховиков. После механической обработки и прохождения ОТК изделия укладывают в поддон, обрабатывают ингибированной смазкой, а затем отправляют потребителям.

Для перевозки раздаточных коробок в производственном объединении «БАЗ» применяют четырехстоечные поддоны модели 036.9988.3282. Стоечный поддон габаритных размеров 1200×1000×890 мм вмещает четыре коробки. Собственная масса поддона 140 кг, грузоподъемность 480 кг. Конструкция поддона приспособлена для транспортирования вилочным электро- или автопогрузчиком, а также краном. В верхней части четырех стоек предусмотрены специальные гнезда для многоярусного складирования в цехах или складах.

Стоечные поддоны модели ГТ-709 и ГТ-710 применяют на Уральском автозаводе для перевозки и складирования карданных валов. Поддон — четырехстоечный, сваренный из уголкового профиля. Во внутренней части его имеется пять ярусов, на которые укладывают 35—40 карданных валов. К нижней части первого яруса приварены два уголка, обеспечивающие свободный вход и выход вил погрузчика. Сверху на каждой стойке предусмотрены гнезда для многоярусного складирования. Габаритные размеры стоечного поддона первой модели 1525×1125×1470 мм, а второй — 1125×1000×1595 мм. Собственная масса первого поддона 292 кг, второго — 260 кг, грузоподъемность соответственно 800 и 1290 кг.

В производственном объединении «ЗИЛ» для перевозки и многоярусного хранения картеров ведущих мостов автомобилей ЗИЛ-130 и ЗИЛ-131 применяют жесткие стропы трех модификаций. В табл. 1 дана их краткая техническая характеристика.

Пакеты представляют собой жесткое нижнее основание в виде двух корбов и двух верхних перекладин с серьгами для захвата крюком крана. Нижнее основание и верхняя перекладина соединены четырьмя жесткими стропами, которые удерживают уложенные в горизонтальном положении картеры мостов с деревянными прокладками.

На Уральском автозаводе для внутривозвратной перевозки редукторов грузовых автомобилей «Урал-375» и

Таблица 1

Параметры	ТС-6339И	АУП-01824	АУП-0226
Вид изделия	Картер заднего моста ЗИЛ-130	Картер заднего моста ЗИЛ-131	Картер переднего моста ЗИЛ-131
Вместимость в шт.	18	10	15
Собственная масса в кг	190	143	143
Грузоподъемность в кг	1810	1022	857
Полная масса в кг	2000	1165	1000
Габаритные размеры в мм:			
пакета	2100×1300×1462	1700×1000×1270	1250×1025×1270
и зелия	1100×1050×1000	950×950×1270	950×950×1270

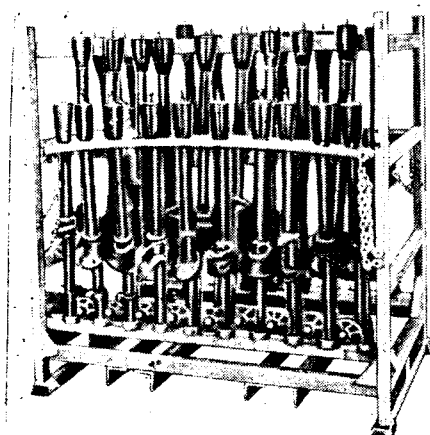


Рис. 1. Стоечный поддон 9692-5421 для перевозки рулевых управлений

Параметры	6874-233	6864-247	6874-242	6874-244
Вид изделия	Панель задней части кузова	Панель крышки багажника	Панель двери	Передние крылья
Вместимость в шт.	80	96	192	30
Габаритные размеры в мм	1500×800×1200	1500×800×1600	1500×800×1200	1500×800×1200

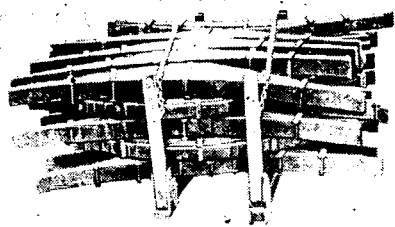


Рис. 3. Пакет рессор Челябинского кузнечно-прессового завода

«Урал-377» применяют стоечный поддон модели ГТ-18. При габаритных размерах 1200×1000×1445 мм поддон вмещает двенадцать редукторов, уложенных в три яруса. Грузоподъемность стоечного поддона 1770 кг, собственная масса 245 кг. С помощью погрузчиков пакеты перемещают из агрегатного цеха в цех шасси на сборку мостов. В конструкции поддона предусмотрены верхние, стальные гнезда для фиксации основания аналогичного поддона верхнего яруса.

Стойный поддон модели 9692-5363 Автозавода им. Ленинского комсомола применяют для межцеховой перевозки, многоярусного складирования и хранения задних мостов автомобилей «Москвич». Габаритные размеры его: 1600×1060×975 мм, вместимость — 10 задних мостов, уложенных в два яруса. Для удобства погрузки и разгрузки агрегатов верхний ярус откидывается на шарнирах. Конструкция поддона такова, что возможно многоярусное штабелирование. Стоечный поддон используется для перевозки задних мостов от места изготовления в цехе шасси до места под сборки в сборочном цехе, где установлены рессоры.

Челябинский кузнечно-прессовый завод поставляет пакеты рессор Горьковского и Уральского автозаводам в жестких стропках (рис. 3). Многооборотные жесткие стропы модели ПГ-84-00Д состоят из нижней опоры и вертикальных поворотных стоек. К верхней части коромыслов стоек прикрепляется стальная цепь и замок, предназначенный для фиксации свободного конца цепи при помощи специального механизма затяжки. В самой верхней

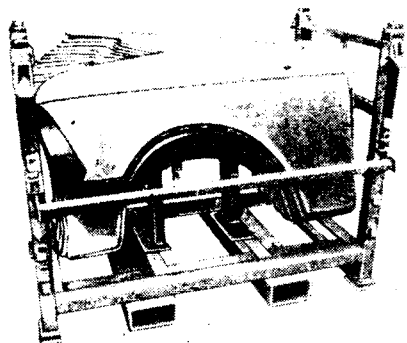


Рис. 4. Пакет передних крыльев для автомобиля «Москвич»

части стоек предусмотрена треугольная прорезь, в которую вставлены строповочные рымы. В пакете установлены два стропа на расстоянии 500 мм относительно друг друга. При массе двух строп пакета 60 кг его грузоподъемность составляет 2940 кг. Габаритные размеры пакета: 1260×1500×730 мм. Благодаря применению строп отпала необходимость использовать обвязочную проволоку и деревянные бруссы.

На Кременчугском и Уральском автозаводах применяют специальные стяжки для пакетов дисков колес. Стяжка модели ПК-58-00 Челябинского кузнечно-прессового завода представляет собой стальной стержень диаметром 30 мм и длиной 1110 мм. Рассчитана она для закрепления в пакете шести дисков колес. Крепление осуществляют следующим образом: стяжки пропускают через болтовые отверстия, а выступающий конец фиксируют шплинтом. Диаметр сформированного пакета 600 мм, а длина — 1650 мм. Грузоподъемность стяжек 315 кг. Пакеты дисков колес транспортируют горизонтальным способом.

Уральский автозавод для межзаводской перевозки и многоярусного складирования водяных радиаторов применяет контейнер модели ГТ-645, рассчитанный на пять радиаторов. Этот способ перевозки заменил использовавшиеся ранее среднетоннажные «железнодорожные» контейнеры. Габаритные размеры контейнера: 1200×800×1050 мм, собственная масса 220 кг при грузоподъемности 1000 кг. Контейнер приспособлен для перемещения в цехе как с помощью крана, так и автопогрузчика.

В производственном объединении АвтоВАЗ для перевозки в пакетах приборов к автомобилям «Жигули» применяется специальная многооборотная тара. При габаритных размерах: 1970×1500×2030 мм и собственной массе 400 кг тара вмещает 60 панелей. Продукция, получаемая в бочках, транспортируется в стандартных поддонах габаритных размеров 1200×1200×320 мм собственной массой 139 кг. Стоечный поддон грузоподъемностью 1 т вмещает четыре бочки емкостью 200 л.

Кроме того, в объединении АвтоВАЗ используют складные стоечные металлические поддоны для доставки материалов и изделий широкой номенклатуры. Грузоподъемность стоечного поддона 1500 кг при габаритных размерах в транспортном положении 1600×1000×1250 мм. Сыпучие материалы перевозят в металлическом контейнере массой 200 кг, грузоподъемностью 2000 кг и емкостью 1,1 м³. Габаритные размеры контейнера: 1200×1000×1100 мм.

Тонкостенные трубы и прутковый материал для заготовок перевозят в металлическом контейнере. Габаритные

размеры его 5500×730×713 мм, собственная масса 600 кг, грузоподъемность 4 т.

В производственном объединении «Москвич» для межзаводской перевозки и многоярусного бесстеллажного хранения водяных радиаторов используют не контейнеры, а четырехстоечные поддоны модели 9692-3884 габаритных размеров: 1200×1140×770 мм. Стоечный поддон вмещает двадцать радиаторов автомобилей «Москвич». Применение поддонов позволяет практически полностью механизировать погрузочно-разгрузочные работы непосредственно от рабочего места в цехе Лихославльского радиаторного завода до рабочего места под сборки радиатора в сборочном цехе Автозавода им. Ленинского комсомола.

Автозавод им. Ленинского комсомола совместно с Ульяновским научно-исследовательским и проектно-технологическим институтом машиностроения (УНИПТИМАШ) разработал гамму стоечных поддонов (рис. 4), используемых для внутризаводских перевозок от прессового цеха в цех сборки кузовов (табл. 2).

Поддоны позволяют полностью механизировать погрузочно-разгрузочные работы, а также предохранить лицевую поверхность пакуемых изделий кузова от механических повреждений при перевозке и складировании. Все модели стоечных поддонов приспособлены для многоярусного складирования и перевозки автопогрузчиками и кранами.

Львовский автобусный завод им. 50-летия СССР при транспортировании и хранении фанеры использует поддоны со стяжками модели 356 Т-00-000. Габаритные размеры пакета: 1620×1500×1320 мм. Собственная масса поддона со стяжками составляет 43 кг при грузоподъемности 2000 кг.

Для межцеховой перевозки фар и подфарников на Уральском автозаводе применяют контейнеры модели ГТ-715 габаритных размеров: 1525×1125×1475 мм. Вместимость их 144 фары или 1056 подфарников, собственная масса контейнера 475 кг при грузоподъемности 317 кг.

Для перевозки более мелких изделий необходимы различные типы поддонов и контейнеров.

Рижский завод «Автоэлектроприбор» освоил производство цилиндрических контейнеров (ХИ.35.01Б.00.000) для межзаводской транспортировки 100—350 гибких валов спидометров и тахометров. Контейнер диаметром 740 мм и высотой 420 мм представляет собой металлическую конструкцию, снабженную упорами для пятиярусного штабелирования. Грузоподъемность контейнера 150 кг, собственная масса 34,5 кг.

УНИПТИМАШ разработал конструкцию ящичного поддона, предназначенного для межзаводской перевозки различных мелких грузов автомобильной про-

мышленности. Масса поддона 300 кг, грузоподъемность 2000 кг, габаритные размеры: 1640×1040×1050 мм.

Для межзаводских перевозок игольчатых подшипников ГПЗ-10 использует

колесный контейнер 8596А-000-00, рассчитанный на 8 тыс. подшипников. Габаритные размеры контейнера: 1150×760×780 мм, собственная масса 236 кг, грузоподъемность 630 кг.

Анализ показал, что в результате пакетных перевозок получен значительный экономический эффект.

А. А. ЧЕБОТАЕВ, И. М. КИЙЧЕНКО

УДК 621.43:061.3

XXXV НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ КОНФЕРЕНЦИЯ МАДИ

В МОСКОВСКОМ автомобильно-дорожном институте в январе-феврале 1977 г. проведена научно-исследовательская конференция по вопросу исследования и испытания автомобилей. В работе конференции приняли участие специалисты различных предприятий автомобильной промышленности, научно-исследовательских и учебных институтов, а также специалисты из Народной Республики Болгарии и Германской Демократической Республики. На секции автомобилей было заслушано 26 докладов.

Д-р техн. наук А. Н. Островцев (МАДИ) в докладе «Системность в развитии автомобильной науки и техники» показал, что для современного периода характерен поиск и реализация оптимальных решений и осуществление надежных прогнозов с учетом всего многообразия взаимодействующих факторов.

Главной задачей методологии системности является не объяснение действия, а эффективное управление действием для достижения поставленной цели при использовании методов моделирования и аналогии. Применяя прогрессивную методологию системности и широкие возможности автоматических систем и вычислительной техники, можно управлять причинно-следственными и другими видами связей.

Рассмотрены главные особенности идеи системности в приложении к развитию автомобильной науки и техники.

Приступая к исследованию или решению той или иной проблемы, необходимо четко сформулировать объект управления.

Ограничения и граничные условия должны быть определены и взаимосогласованы.

В докладе проанализированы такие вопросы, как системность и построение сложных структур, наиболее важные условия применения принципа системности, показано, что главный показатель цели — это показатель качества, причем в формировании показателей качества важнейшая роль принадлежит потенциальным свойствам.

Обоснованы задачи оптимального проектирования и задачи ближайшего будущего.

В докладе д-ра техн. наук В. В. Осепчугова (МАДИ) рассмотрены вопросы выбора схем и параметров трансмиссии для автомобилей и автопоездов группы А. В европейских странах преимущественно распространены двухосные автомобили-тягачи или седельные тягачи типа 4×2, полный вес которых составляет 32—40 т при мощности двигателя 290—320 л. с.

В США в основном применяются седельные тягачи типа 6×4 при полном

весе автопоезда 38—42 т и более. Мощность двигателя 320—360 л. с.

В нашей стране планируется применять автопоезда обеих схем полным весом 32—52 т. Такие автопоезда имеют многоступенчатые коробки передач с диапазоном не менее 13 для гарантированного преодоления подъемов до 22—30%. Применяются пятиступенчатая коробка передач с делителем и пятиступенчатая коробка передач с задним редуктором и другие схемы.

Первая схема обеспечивает диапазон менее 10, что вполне достаточно для автомобилей группы Б. Вторая схема наиболее приемлема и рекомендуется как перспективная. Малое значение передаточного числа низшей передачи в основной коробке передач (3—4) за счет большого редуцирования дает возможность снизить нагрузки на шестерни и синхронизаторы коробки передач. Главная передача рекомендуется двух типов: разнесенная (типа МАЗ) для автомобилей 4×2 и двойная с проходным средним мостом для автомобилей-самосвалов типа 6×4, как обеспечивающая наибольшую гибкость задней тележки.

О динамическом расчете нагруженности картеров ведущих мостов автомобилей доложили А. Н. Матвеев и канд. техн. наук О. Ф. Трофимов (Московский автозавод им. И. А. Лихачева).

Нагруженность определяется расчетным путем по параметрам микропрофиля дорог, характерных для эксплуатации данного автомобиля, и параметрам конструкции автомобиля, причем картер рассмотрен как деформируемое тело. Это позволило исследовать изгибные колебания картера и выявить наиболее опасное сечение. Автомобиль представлен как динамическая система с несколькими входами, между которыми существует корреляционная зависимость.

Полученные результаты достаточно точно согласуются с экспериментом.

В докладе В. С. Красикова и канд. техн. наук О. Ф. Трофимова (Московский автозавод им. И. А. Лихачева) «Формирование процесса усталостного повреждения элементов автомобильных конструкций в зависимости от условий движения» проанализированы эксплуатационные распределения скоростей на автомобильных дорогах некоторых типов, выведены математические зависимости для получения распределения дисперсий процесса, повреждающего конструкцию, в зависимости от параметров микропрофиля дорог. Указано на необходимость изучения формирования реального нестационарного процесса нагружения конструкции при движении с переменными скоростями по до-

рогам, у которых изменяются характеристики микропрофиля.

С докладом «Исследование центральной зоны заделки рессоры балансирующей подвески» выступили канд. техн. наук А. Д. Дербаремдикер, М. В. Кожевников и А. Л. Картышов (Московский автозавод им. И. А. Лихачева).

Одним из особо нагруженных узлов балансирующей подвески является центральная зона заделки рессоры, на которой подвешена на стремянках вся поддресоренная масса грузовой платформы. Это принципиальное конструктивное отличие заделки рессоры балансирующей подвески приводит к особым условиям работы листов рессоры в зоне заделки. При этом существенно повышаются динамические напряжения изгиба в листах (в зоне между стремянками) и значительно увеличивается опасность поломок листов в этой зоне из-за концентраторов напряжений в виде центрирующих выдавок (или отверстий — при центровом болте).

В докладе приведены результаты тензометрирования центральной зоны заделки рессоры балансирующей подвески автомобилей большой грузоподъемности типа 6×4 и методика аналитического исследования несущей способности этого узла. Исследование подтверждает, что существующая идеализация расчетной схемы рессоры, основанная на представлении об абсолютной жесткости узла заделки, требует пересмотра и учета при проектировании.

О принципе и методологии теории автомобиля сделал сообщение канд. техн. наук К. И. Гирявец (МАДИ). Определены основные принципы теории автомобиля: 1) автомобиль рассматривается в системе водитель — автомобиль — дорога; 2) показателем эффективности этой системы принимается средняя скорость движения; 3) система водитель — автомобиль — дорога является управляемой.

Результаты работы сложной системы водитель — автомобиль — дорога носят случайный характер.

Методологией теории автомобиля предлагается системный анализ. На основе оценки эффективности функционирования системы водитель — автомобиль — дорога в специфических условиях определяются показатели эффективности управляющих подсистем и элементов автомобилей, качества которых берутся на уровне мировых стандартов. По таким «идеальным» показателям предлагается оценивать методы решения проблем и осуществлять оптимальное проектирование и контроль качества элементов и подсистем автомобиля на всех стадиях его создания.

Д-р техн. наук Я. Е. Фаробин рассказал о методах оценки на стадии проек-

тирования некоторых свойств управляемости и устойчивости движения автомобилей и автопоездов. Решение проблемы оптимизации эксплуатационных свойств даст возможность на стадии проектирования не только оценить эксплуатационные свойства, но и сознательно сформировать их. Начальные задачи состоят в нормировании эксплуатационных свойств, разработке расчетно-теоретических методов их оценки, а затем в переходе к методу синтеза этих свойств. В качестве примера докладчик рассмотрел расчетную методику оценки статической курсовой и траекторной устойчивости пятносного автопоезда. Задача определения оценочных параметров решена методом итерации с использованием коррекции коэффициентов сопротивления боковому уводу. Еще раз доказана невозможность правильного описания процесса криволинейного движения автомобиля без учета бокового увода и без коррекции коэффициента бокового увода. Следующим шагом является разработка синтеза эксплуатационных свойств.

Об измерении внешних сил, действующих на колесо автомобиля, доложили канд. техн. наук И. В. Балабин, В. В. Зорин и Г. Г. Борисов (Автополигон НАМИ, ЦКТБ колесного производства).

Динамика взаимодействия автомобиля со средой главным образом определяется внешними силами, которые действуют на колеса автомобиля от поверхности дороги. Переменная составляющая этих сил определяется взаимодействием колеса с микро- и макропрофилом дороги и пока не поддается аналитическому расчету.

На Автополигоне НАМИ совместно с ЦКТБ колесного производства исследованы внешние силы, действующие на переднее и заднее колеса автомобиля ЗИЛ-130, с помощью динамометрических ступиц, которые позволяют автоматически дифференцировать внешние силы на три составляющие и измерять их с помощью магнитометрической аппаратуры. В докладе приведены результаты измерения внешних сил по вертикальной и боковой составляющим, которые позволяют выполнить сравнительный анализ влияния профиля испытательных дорог автополигона по их воздействию на колеса грузового автомобиля при движении с различной скоростью.

С докладом «Экспериментально-расчетный метод определения термонагруженности автомобильных тормозных механизмов при испытаниях» выступили канд. техн. наук И. В. Балабин, Э. Н. Никульников (Автополигон НАМИ).

Проверка остаточной эффективности рабочей тормозной системы после нагрева, выполняемого путем многократного торможения или путем непрерывного торможения, является обязательным требованием к современным тормозным системам. Эти испытания проводятся на динамометрической дороге Автополигона НАМИ с применением метода буксирования. С помощью температурного эквивалента можно выбирать режимы, позволяющие нагревать тормозные механизмы, обеспечивая равенство конечной температуры перед проведением контрольных торможений автомобиля.

В докладе освещен разработанный на Автополигоне НАМИ расчетно-экспериментальный метод определения темпе-

ратурного состояния тормозных механизмов на основе определения кривых охлаждения и последующего расчета режима нагрева. Рассмотрено влияние скорости воздушного потока и температуры окружающей среды на величину темпа охлаждения. Определены абсолютные значения темпа охлаждения для основных автомобильных барабанных тормозных механизмов.

Д-р техн. наук А. К. Фрумкин и А. Х. Каландаров (МАДИ) предложили единый метод оценки принципов работы устройств управления противоблокировочных систем. В основу метода положен анализ параметров относительного скольжения колеса в процессе торможения. Применение метода проиллюстрировано на пятнадцати вариантах работы противоблокировочных систем.

В докладе «Ускорение проскальзывания колеса как параметр регулирования противоблокировочных систем» д-р техн. наук А. К. Фрумкина и В. П. Полковникова (МАДИ) изложен новый принцип работы устройства управления противоблокировочных систем — регулирования по ускорению проскальзывания колеса, обеспечивающее стабильность относительного скольжения колеса. Предполагается, что этот принцип позволит несколько упростить некоторые элементы противоблокировочной системы.

Современные тенденции развития гидромеханических передач автомобилей проанализированы в докладе канд. техн. наук А. Н. Нарбута (МАДИ). Наряду с тенденциями к расширению области применения гидромеханических передач, упрощению их конструкции, разработке унифицированных рядов, для них, особенно отечественных, характерно увеличение числа передач. Это происходит не столько для увеличения силового диапазона, сколько для уплотнения ряда передаточных чисел. Уменьшается роль гидротрансформатора в формировании тяговых свойств. Более перспективными для гидромеханических передач грузовых автомобилей становятся гидротрансформаторы с K_0 около 2,5, а для гидромеханических передач легковых автомобилей около 2—2,3. Повысился интерес к применению на автопоездах и автомобилях высокой проходимости гидромеханических передач, состоящих из гидротрансформатора и стандартной коробки передач со сцеплением, аналогичных экспериментальным образцам ЗИЛ и ЯМЗ 1957—1959 гг. Для отечественных легковых автомобилей рабочим объемом двигателя менее 2 л ведутся работы по созданию этих передач с повышенным КПД. По-прежнему большое внимание уделяется повышению качества автоматического переключения передач.

Канд. техн. наук Е. П. Морчев (ВМЕИ им. Ленина, София, Болгария) изложил результаты подробных исследований выходных характеристик комплексных гидротрансформаторов типа НТР_М с зависимым вращением первого реактора от турбины. Показал, что отключение реактора с зависимым вращением можно осуществить при помощи механизма свободного хода аналогично отключению первой турбины в двухтурбинном гидротрансформаторе. Исследовано влияние различных параметров на выходные характеристики и выявлено, что они приближаются к характеристикам двухтурбинных гидро-

трансформаторов. Установлены условия, при которых можно оба реактора заполнить одинаковыми.

Применение подобных гидротрансформаторов может оказаться целесообразным, например, для автопогрузчиков.

В докладе канд. техн. Г. А. Малышева и И. Н. Порватова дана оценка состояния вопроса коррозионной стойкости автобусных кузовов в нашей стране и за рубежом.

Кафедрой «Автомобили» МАДИ проведены исследования разрушения коррозией кузова автобуса ЛИАЗ-677 и подведены итоги. Предложена подробная классификация факторов, определяющих коррозионную стойкость кузова автобуса. Дана оценка коррозионной стойкости лакокрасочных и антикоррозионных покрытий автобусов ЛАЗ, ЛИАЗ, ПАЗ и троллейбусов ЗиУ по методике экспертной оценки коррозионной стойкости лакокрасочных и антикоррозионных покрытий, разработанной в МАДИ. Доказана возможность определения с помощью многофакторного анализа цифровых значений коэффициентов значимости для факторов, определяющих коррозионную стойкость автобусных кузовов. Выявлена возможность оценивать коррозионную стойкость кузова на стадии проектирования.

В. Т. Авилов (НИИАТ) сообщил о влиянии эксплуатационных факторов на уровни внутреннего шума автобусов. Одним из важных условий удовлетворения возрастающих требований к безопасности транспортного процесса, улучшения условий труда водителей и комфортабельности проезда пассажиров является оптимизация акустических условий внутри автобусов. При эксплуатации в результате износа деталей автобусов уровни их внутреннего шума с увеличением пробега могут значительно возрасти. В докладе приведены экспериментальные зависимости изменения уровней внутреннего шума автобусов от наработки (пробега) и количества пройденных капитальных ремонтов. Даны некоторые рекомендации по снижению уровня шума на рабочем месте водителя и в пассажирских салонах.

С докладом «О кибернетическом подходе к оценке акустических условий внутри автомобилей» выступил В. Т. Авилов (НИИАТ). Он сказал, что в трудах ряда исследователей, посвященных изучению условий труда водителей, отмечается необходимость разработки научно обоснованных критериев оценки шума на рабочем месте водителя. В инженерной практике при проведении испытаний автомобилей до настоящего времени не разработано единых критериев оценки их внутреннего шума, позволяющих оценить испытываемые образцы и дать сравнительную оценку различным моделям и экземплярам автомобилей. В докладе предложен способ оценки акустических условий на рабочем месте водителя, основанный на применении средств инженерной психологии, кибернетики и теории информации к оценке деятельности водителя при воздействии на него шума.

В докладе д-ра техн. наук А. С. Литвинова, Н. С. Гринберга (МАДИ), канд. техн. наук Ю. М. Юрева (НАМИ) и А. Б. Азбеля (Минский автозавод) представлены результаты сравнительных испытаний шин, предназначенных для установки на перспективное семейство автомобилей МАЗ.

Получены данные по коэффициентам сопротивления уводу шин.

Д-р техн. наук А. С. Литвинов и Г. Д. Оганесян в докладе «Экспериментальное исследование влияния продольных сил на сопротивление шин боковому уводу» привели результаты дорожных испытаний шин, катящихся с уводом как в ведомом режиме, так и при действии на колесо тормозных сил. Исследования проводились с помощью ходовой динамометрической лаборатории кафедры «Проектирование дорог» МАДИ, созданной Ю. В. Кузнецовым. Шины испытывались на сухом и мокром покрытиях дороги. Определялись коэффициенты сцепления шин с дорогой в продольном и поперечном направлениях при разных скоростях движения. Установлено отличие между зависимостью боковой силы от угла увода при непрерывном и ступенчатом изменении угла увода. В тормозном режиме работы колеса получена зависимость боковой силы от тормозной, а также выявлена зависимость указанных сил от степени проскальзывания колеса. Установлена также зависимость боковой силы от интенсивности торможения.

В докладе д-ра техн. наук Г. М. Косолапова и Е. И. Железнова (Волго-

градский политехнический институт) изложены некоторые результаты исследований влияния на курсовую устойчивость автомобиля при торможении параметров рулевого управления. Появление тормозных сил разной величины на колесах одноименных осей приводит к повороту управляемых колес за счет выбора зазоров в рулевом управлении и деформации его деталей. В результате существенно увеличиваются курсовые отклонения автомобиля и может возникнуть аварийная ситуация. Повышение курсовой устойчивости может быть достигнуто за счет опережающего блокирования колес управляемой оси, применения нулевого или отрицательного плеча обкатки и соответствующей регулировки тормозных механизмов, при которой величина неравномерности действия тормозных механизмов будет лежать в допустимых пределах, определенных из условий необходимой безопасности движения.

С докладом «Исследование влияния характера и темпа включения муфты сцепления на динамическую нагруженность трансмиссии и работу буксования муфты сцепления при трогании автомобиля с места с помощью ЭЦВМ» выступили д-р техн. наук В. М. Семенов, канд. техн. наук С. И. Кондрашкин и

С. П. Контанислов (НАМИ). Они привели математическую модель автомобиля, позволяющую при помощи ЭЦВМ определять основные тягово-динамические характеристики автомобиля на режиме трогания с места. В результате расчета получаются следующие величины: текущее время, частоты вращения и моменты на валах, работа буксования сцепления, путь, скорость, ускорение автомобиля, упругие моменты во всех звеньях, приведенные к двигателю, моменты сопротивления. Показано влияние темпа и характера нарастания момента трения в сцеплении и крутящего момента двигателя на динамическую нагруженность в трансмиссии и величину работы буксования сцепления на режиме трогания. Исследовано пять законов нарастания момента трения в сцеплении. Показано, что многочлен третьей степени от времени дает наилучшие результаты как по максимальному упругому моменту, так и по работе буксования сцепления.

С. А. СПЕСИВЫХ, Е. И. ЛЕЖНЕВА

УДК 621.74:65.001.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Изготовление деталей холодной штамповкой

В настоящее время в США наблюдается тенденция к увеличению производственных скоростей при холодной штамповке, а также к изготовлению крупных, повышенной сложности деталей более высокой точности и использованию труднообрабатываемых сплавов. Для оценки перехода технологии изготовления деталей от горячей штамповки к механической обработки к холодной и теплой штамповке в США и ФРГ применяют компьютеры.

На заводе Kabel and Metallwerke GmbH (ФРГ) холодной штамповкой изготавливают трубчатые детали с шлицами или шпоночными канавками на внутренней поверхности, а также зубчатые конические колеса двух типов. Ранее трубчатые детали производили из трубы путем механической обработки и приварки к втулочному соединению. В настоящее время эту деталь изготавливают холодной штамповкой с такими допусками: $\pm 0,2$ мм на диаметр отверстия 36 мм, $\pm 0,3$ мм на отверстие диаметром 44,5 мм. Внутренние шлицевые канавки делают прямым выдавливанием в сочетании с радиальной осадкой.

Конические шестерни диаметром до 69 мм изготавливают за пять переходов. Сначала осуществляют обратное выдавливание заготовок размером 35×50 мм до размера 36×55 мм и делают выемки диаметром 16,6 мм с каждой стороны детали. Затем осадкой

верхнюю выемку переводят в отверстие и выполняют холодную штамповку шестерни с получением зубьев прямым выдавливанием. За последние две операции шестерня обрабатывается до окончательного размера, а также удаляются заусенцы с зубьев выдавливанием и окончательно получается отверстие.

„Metalworking production“, октябрь 1976, т. 120, № 10, с. 212.

Холодное выдавливание заготовок сателлитов дифференциала

Заготовки под сателлиты дифференциала автомобиля с предварительно сформированным зубом изготавливают холодным выдавливанием фирма Braun Engineering Co, Detroit, MI. В месяц фирма производит 0,5 млн. деталей. При этом заготовкой является пруток из стали марок SAE 1524, 4023 и 8620 диаметром до 40 мм. Пруток подается через пресс для холодной высадки. На первой стадии обработки выполняется резка и затем сразу осадка. Окончательная прессовая обработка заключается в изготовлении заготовок шестерен с предварительно сформированным зубом и центральным отверстием. При получении этих заготовок шестерен изложенным способом фирма экономит 66% металла.

После холодного выдавливания получается очень хорошая поверхность, поэтому при окончательной обработке зуба необходимо только снять около 0,04 мм. „Tooling and Production“, ноябрь 1976, т. 42, № 8, с. 125.

Получение автомобильных деталей методом порошковой металлургии

Одной из лучших деталей, изготовленных методом порошковой металлургии, в 1976 г. признан кулачок муфты, используемый для автоматической трансмиссии (фирма Powder Metal Div.).

Заготовки деталей, получаемых методом порошковой металлургии, проходили спекание, индукционный нагрев, горячую штамповку. Минимальная окончательная плотность составила 7,82 г/см³, или 99,6% теоретической. При использовании указанной технологии изготовления получена значительная экономия материала, а стоимость одной детали сократилась примерно на 35%. Деталь имеет предел прочности 140,62 кгс/мм², предел текучести 126,5 кгс/мм², твердость на поверхности кулачка и шлицев HRC 58—62. Вторичные операции обработки при этом значительно сокращены: это практически дробеструйная обработка и плоское шлифование. „Metal progress“, сентябрь 1976, т. 110, № 4, с. 7—8.

Автоматический станок для шлифования шатунных шеек коленчатого вала

На международной выставке станков „Mach 76“ в Бирмингеме (Англия), функционировавшей с 22 сентября по 2 октября, английская фирма Landis Lund Ltd представила автоматический шлифовальный станок для обработки шатунных шеек. Электромеханичес-

кое подвижное (портальное) грузозагрузочное устройство, которым оборудован станок, работает в комплексе с подвижным и подвижным (перемещающимся) конвейером. Указанный станок предназначен для шлифования шеек четырехколенного чугуночного коленчатого вала при производительности один вал за 2,14 мин.

Поддачи шлифования и выхаживание управляются электронной системой твердого типа (фирмы Landis Microtopic), которая входит вместе с цифровым электронным измерительным устройством в общую систему управления.

Опора заготовки — гидравлического действия, имеет независимое управление для верхнего и нижнего зажимов, чтобы обеспечивалось саморегулирование.

Автоматическая система индексации коленчатого вала, рассчитанная на 180°, связана с вторичным механизмом позиционирования.

Для шпинделя шлифовального круга, работающего со скоростью 60 м/с, применяются специальные подшипники с автоматической смазкой и температурным контролем.

Поверхность круга и радиус скругления правятся приблизительно на 90° на алмазном устройстве „Truform“, которое перемещается с помощью ступенчатого электродвигателя с программным электронным управлением. Загрузочное устройство имеет полностью электрический привод. Время цикла разгрузки-загрузки 8 с. Максимальный вес обрабатываемой детали составляет 70 кг. Для управления подъемником и конвейером служит отдельная гидростанция.

„Machinery and production engineering“, сентябрь 1976, т. 129, № 3328, с. 317.

Новый шлифовальный станок

На Международной выставке станков в Чикаго фирма Landis Tool Co продемонстрировала станок „Landis Type S“ для шлифования распределительных валов четырехцилиндровых двигателей. Станок оснащен автоматическим устройством для загрузки и разгрузки деталей, ручным анализатором дефектов и автоматическим анализатором погрешностей во время операции. На станке выполняется черновое и финишное шлифование рабочих выступов кулачков. При черновом шлифовании снимается припуск 3,8 мм, при финишировании 0,1—0,15 мм. Производительность при 100%-ной эффективности составляет 22 вала в час.

Станина станка изготовлена из секций толщиной 25,4 мм — это на 32% больше, чем у предыдущей модели. Шлифовальный круг также тяжелее на 59%. Шпиндель шлифовального круга диаметром 610 мм приводится от двухскоростного двигателя (900/1800 об/мин) мощностью 7,5/15 л. с. Положение кожуха защитного устройства и форсунок охлаждающей системы регулируется автоматически по мере износа шлифовального круга с тем, чтобы поддерживалось оптимальное распределение смазочно-охлаждающей жидкости. Кроме того,

благодаря новой конструкции охлаждающей системы исключается скопление стружки в зоне обработки.

„American Machinist“, сентябрь 1976, т. 120, № 9, с. 213.

Державка марки ST для поворотных пластинок

Державка, предназначена для закрепления поворотных пластинок, служащих для нарезания наружных и внутренних резьб различных типов, создана фирмой Schmid-Kosta GmbH u Co (ФРГ).

Поворотная пластинка, у которой в середине сделано отверстие, прижимается фиксатором к подкладке. Подкладка выпускается 36 видов. Она обеспечивает угол наклона пластинки в диапазоне от —1 до 4°. Державки выпускаются различные — 21 размера с диаметром или высотой хвостовика от 10 до 40 мм. С помощью указанных державок резьбы нарезаются с высокой степенью точности.

„Maschine und Werkzeug“, декабрь 1976, № 23, с. 48.

Станок для удаления заусенцев

Для удаления заусенцев с торцов коротких труб фирмой RSA (ФРГ) создан станок. На нем можно обрабатывать детали длиной 10—15 мм. При обработке труб длиной 10 мм производительность станка составляет до 1000 шт/ч. При этом толщина стенок не важна. Обрабатываемые трубы могут быть диаметром 12—160 мм. Благодаря специальному устройству можно быстро перенастроить станок на обработку других деталей. Обрабатываемую деталь устанавливают в гнездо кассеты. Сверху деталь удерживает планка. Обработка осуществляется крацовочными щетками. Кассеты перемещаются с помощью цепи. „Maschine und Werkzeug“, декабрь 1976, № 24, с. 34.

Система для обработки шатунов

Фирма Co a Co р. создала систему фрезерования больших шатунов для серийного производства. В ней предусмотрено три шпинделя с числовым программным управлением. Особенностью этой системы является четы-

ральному направлению, что дает возможность автоматического удаления стружки. На станке можно также выполнять сверление и растачивание, если использовать ленточную систему управления.

Полное время обработки двух деталей составляет 121 мин для шатуна с межцентровым расстоянием 305 мм, изготовленного из хромомолибденовой поковки. Для черновой и чистовой операции используются фрезы из твердого материала.

Станок, названный Rigid Model NTH-200, имеет стол 2997×900 мм. Рабочие размеры составляют 610 мм в поперечном и продольном направлениях и 864 мм в вертикальном направлении.

Шпиндель может работать в режимах 16 скоростей в пределах 235—1800 об/мин.

„American Machinist“, октябрь 1976, т. 120, с. 168.

Малогобаритная установка для химического твердого никелирования

В последнее время все чаще в промышленности применяется химическое твердое никелирование способом „Kanigen“. Полученные этим способом покрытия отличаются очень высокой стойкостью против коррозии и после герметической обработки обладают высокой твердостью, достигающей до HV 1000. Этот способ все чаще вытесняет твердое хромирование. В связи с этим в ФРГ фирмой Friedr. Blasberg GmbH разработана малогобаритная установка для химического твердого никелирования способом „Kanigen“ мелких серий деталей небольших размеров.

Установка включает в себя два рабочих резервуара и расположенный над ними пульт управления с встроенным индикатором, запасной резервуар с мешалкой, над которым расположен резервуар с химикатами для регенерации и измерительные устройства. Между рабочими и регенерирующими резервуарами расположены система фильтрации и перекачивания с насосами, теплообменники, фильтр, регуляторы расхода и температуры. Техническая характеристика установки следующая:

Рабочий объем в л	100
Размеры рабочей ванны в мм	500×500×500
Общий объем в л	200
Мощность насосов в л/ч	220
Потребление энергии для нагрева (пар под давлением 0,5 бар или горячая вода при 120—110°С) в ккал/ч	25 000
Расход охлаждающей жидкости при начальной температуре —25°С в л/ч	600
Общая потребляемая мощность в кВт	3
Количество отработанного воздуха в м³/ч	900
Размеры установки в мм	3350×1050×2500

рехсторонняя загрузка и инструменты для 12 заготовок. Каждую из четырех сторон загружают тремя заготовками, по одной заготовке на каждый шпиндель.

Заготовки разгружаются и загружаются на стороне барабана, противоположной шпинделям. Три шпинделя могут ориентироваться в горизон-

Установка снабжена ручным или автоматическим (по выбору) устройством для регулирования pH. Предварительная и последующая обработка деталей производится в обычных гальванических установках.

„Galvanotechnik“, октябрь 1976, т. 67, № 10, с. 856—857.

ПРИБОР ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ СОДЕРЖАНИЯ УГЛЕВОДОРОДОВ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ

РАЗРАБОТАН анализатор ПИА-2 (рис. 1), который представляет собой прибор лабораторного типа, предназначенный для определения содержания углеводородов в отработавших газах двигателей внутреннего сгорания при стендовых испытаниях двигателей и автомобилей, а также при выходном

Прибор основан на пламенно-ионизационном принципе действия, который обеспечивает высокую чувствительность, селективность, большой линейный диапазон и малую инерционность при непрерывном определении суммарного содержания углеводородов [1 и 2].

Основные технические данные анализатора

Пределы измерения (в пересчете на пропан) в % по объему	0-1
Число диапазонов	4
Нижний порог чувствительности в % по объему	5 · 10 ⁻⁵
Погрешность в %	4
Запаздывание в с	5
Время выхода на режим в ч	1
Габаритные размеры в мм	620×500× ×350

Анализатор смонтирован на передвижной стойке с двумя съемными приборными блоками. В основном блоке сконструированы все элементы газовой схемы (рис. 2), в том числе детектор и электролизер. Выносной блок содержит преобразователь сигнала детектора и показывающий прибор. В качестве вторичного прибора использован узко-

профильный щитовой прибор магнито-электрической системы со световым указателем. Предусмотрена возможность подключения самопишущего потенциометра.

Возможность установки основного блока анализатора непосредственно в месте отбора пробы обеспечивает минимальное время запаздывания.

В приборе строго дозированы потоки топлива, воздуха и анализируемого газа, благодаря чему устраняется влияние кислородной интерференции.

Для усиления и преобразования сигнала детектора в анализаторе используется высокочувствительный измеритель малых токов.

Система подготовки анализируемого газа обеспечивает определение суммарного содержания углеводородов, газобразных при нормальных условиях.

Наличие на газовых линиях системы фильтров гарантирует чистоту всех газовых потоков и тем самым высокую чувствительность детектора. Элементы газовой схемы прибора выполнены из нержавеющей стали и фторопласта, что исключает сорбционные и химические изменения анализируемого газа.

Анализатор можно применять также для контроля содержания углеводородов в воздухе производственных помещений и шродуктах горения различных видов топлива.

Применение специальной хроматографической приставки позволяет использовать этот прибор для определения состава углеводородов. Такая задача возникает, например, при гигиенической оценке углеводородов в атмосферном воздухе.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Тхоржевский В. П. Автоматический анализ химического состава газов. М., «Химия», 1969.
2. Blades A. T. The flame ionization detector. — „J. Chromatogr. Sci“, 1973, v. 11, N 5, pp. 251—255.

Канд. техн. наук О. И. ДЕМОЧКА, Л. Л. ВОЛОСОВА, Л. И. ВАСИЛЬЕВА

ЦИТА

Рис. 1. Внешний вид анализатора

контроле на предприятиях автомобильной промышленности, на станциях технического обслуживания и ремонтных предприятиях. Информация о содержании углеводородов, полученная с помощью этого прибора, позволяет оценить выброс вредных веществ в окружающую среду, а также полноту процессов смесеобразования и сгорания в двигателе.

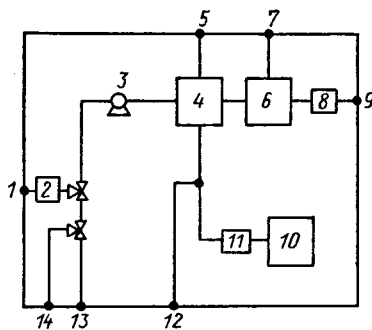


Рис. 2. Принципиальная газовая схема: 1 — анализируемый газ; 2, 8, 11 — фильтры; 3 — компрессор; 4 — смеситель; 5, 7 — сброс; 6 — детектор; 9 — воздух; 10 — электролизер; 12 — инертный газ; 13 — калибровочный газ; 14 — нулевой газ

К. П. ИВАНОВУ — 70 ЛЕТ



льных форм методом прессования под высоким давлением К. П. Иванову

ИМЯ Константина Петровича Иванова хорошо известно в автомобильной промышленности.

Свой путь в этой отрасли он начал с 20 лет на Московском автозаводе им. И. А. Лихачева.

Много лет, начиная с 1950 г., он возглавлял Научно-исследовательский институт технологии автомобильной промышленности (НИИТавтопром).

Константин Петрович — высококвалифицированный инженер хорошо знакомый с технологией автомобильного производства, прекрасный организатор с большим опытом инженерно-технической работы.

НИИТавтопром под его руководством провел значительную работу по разработке и внедрению на заводах отрасли новых технологических процессов, а также средств механизации и автоматизации производства.

За создание комплекса прессовых установок и прессовых автоматических линий для изготовления литейных зем-

в числе других участников присуждена Ленинская премия. Кроме того, за образцовое выполнение заданий Партии и Правительства он награжден тремя орденами Трудового Красного Знамени, Орденом Октябрьской Революции и медалями.

Много сил и энергии отдает Константин Петрович партийной и общественной деятельности. 25 лет он член райкома партии, много лет член Комитета по Ленинским и Государственным премиям. В Московском автомеханическом институте не раз он выбирался председателем ГЭК и членом ученого совета.

Большое количество печатных трудов и изобретений принадлежит К. П. Иванову.

Широко известна двадцатилетняя деятельность Константина Петровича в журнале «Автомобильная промышленность» в должности главного редактора.

Константин Петрович! Сердечно поздравляем Вас, неутомимого деятеля, с семидесятилетием и желаем здоровья!

УДК 629.113.658.56

Автоматизированная система оперативного управления основным производством. Киселев Ю. М. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Приведен анализ автоматизированной системы оперативного управления основным производством на заводах отрасли, разработанной НИИТавтопромом совместно с Московским автоза- водом им. И. А. Лихачева. Р и с. 3.

УДК 621.43:62-784.2

О выборе конструкции системы вентиляции картера двигателя. Кутенев В. Ф., Топунов В. Н., Обижаева И. К. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Рассмотрены вопросы влияния закрытой системы вентиля- ции картера на выброс токсичных веществ с отработавшими газами и регулировку карбюратора, рассмотрена работа комби- нированной системы вентиляции картера без регулирующих устройств. Р и с. 3.

УДК 629.113:621.43

Пусковые качества дизелей ЯМЗ-740 и ЯМЗ-741. Горюнов В. Г., Демидов Г. Ф., Хрестин Н. А., Квайт С. М., Пет- ров В. А., Чижков Ю. П. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Приведены результаты исследования пусковых качеств дви- гателей ЯМЗ-740 и ЯМЗ-741. Показана эффективность приме- нения при низких температурах электрофакельного устройства и увеличения передаточного отношения в зубчатом зацеплении шестерни стартера — венец маховика с 9,9 до 11,3. Табл. 4. Р и с. 3. Библ. 5.

УДК 629.113:62-712.3

Уточнение методики расчета униполярной электромагнитной муфты привода вентилятора. Бусыгин Б. П., Дорофе- ев Г. Т. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Дана методика расчета униполярной синхронно-асинхронной муфты, основанная на представлении полного момента муфты в виде суммы четырех его составляющих (асинхронного, син- хронного, гистерезисного и момента от вихревых токов). Р и с. 2. Библ. 4.

УДК 629.113.004

Прогнозирование моторесурса двигателей в эксплуатации. Бодров В. А., Колосов Р. Е., Перцев А. В., Медведев Е. Г., Баранов Ю. А. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Предложен метод прогнозирования ресурса на основе отно- сительных эксплуатационных характеристик, полученных по результатам режимометрирования автомобилей, а также стен- довых и эксплуатационных ресурсных исследований в сочета- нии с методом количественной оценки дорожных условий эксплуатации. Метод дает возможность прогнозировать ресурс в различных условиях эксплуатации, при любых сочетаниях показателей использования грузоподъемности и пробега авто- мобиля. Библ. 8.

УДК 629.114.82

Использование максимальной силы тяги автомобиля. Бек- ман В. В. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Рассмотрена методика расчета динамических качеств авто- мобиля, обусловленных сцеплением ведущих колес с дорогой. Приведены формулы, позволяющие рассчитать предельные ди- намические качества на всем диапазоне скоростей. Р и с. 4. Библ. 2.

УДК 629.113:585.2

Автоматические гидромеханические передачи для малолит- ражных автомобилей. Есеновский-Лашков Ю. К., Ги- рущкий О. И., Гау А. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Приведено описание конструкции, кинематической схемы и системы управления и питания трехступенчатой планетарной автоматической гидромеханической передачи, разрабатывае- мой специалистами НАМИ, института УВМВ и завода ЧЗМ (ЧССР). Табл. 4. Р и с. 4.

УДК 629.113.014.5

Графоаналитическое исследование рулевого управления с пе- ременным передаточным числом. Колотилина Т. Ф., Нем- цов Ю. М. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Описано устройство и дан графоаналитический анализ гео- метрии и конструкции рулевого механизма, состоящего из гло- бойдального червяка и одногребневого ролика, с переменным передаточным числом, изменяющимся по заданному закону. Р и с. 4. Библ. 2.

УДК 629.113.007

Методика определения количества оборотных агрегатов для карьерных автомобилей-самосвалов. Казарез А. Н., Ван- чукевич В. Ф., Апанасенко В. С., Седюкевич В. Н. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Предложена методика определения количества оборотных агрегатов и даны конкретные рекомендации для автомобилей БелАЗ в зависимости от различных факторов условий эксплуа- тации. Табл. 1. Р и с. 2.

УДК 629.113:43.001.04

Технико-экономическая эффективность оптимизации метро- логических показателей методов и средств диагностирования автомобилей. Сергеев А. Г. «Автомобильная промышлен- ность», 1977, № 5.

Приведена оценка технико-экономической эффективности автотранспортного предприятия при изменении метрологи- ческих характеристик средств диагностики. Библ. 6.

УДК 629.113.066.018

Новые осветительные и светосигнальные приборы. Купеев Ю. А. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Показаны работы по созданию современных автомобильных светосигнальных приборов, соответствующих международным требованиям по дорожному транспорту Европейской Экономи- ческой Комиссии при ООН. Кратко рассмотрены ближайшие перспективы их развития. Р и с. 5.

УДК 629.113:621.91:666.94

Механизация процесса нанесения противошумной мастики БПМ-1 на кузова автобусов. Сухарев Г. А., Гоц В. Л., Гав- рилюк Р. А., Дружкин Н. М., Магдыш С. И., Велич- ко А. И. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Приведены результаты работы по механизации процесса на- несения противошумной мастики БПМ-1 на кузова автобусов, рассмотрена работа оборудования для механизированного на- несения мастики. Р и с. 2.

УДК 629.113.002.72

Размерные цепи агрегатов в процессе сборки и эксплуата- ции. Воронин А. В. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Приведены результаты исследования факторов, влияющих на точность выходных параметров агрегатов, и даны математиче- ские зависимости, позволяющие определить изменения в раз- мерной цепи в процессе сборки и эксплуатации агрегата. Р и с. 2. Библ. 5.

УДК 629.113:585.23

Исследование характера расположения волокон в поковках коленчатых валов. Красиков В. В., Ханин Ю. В. «Автомобильная промышленность», 1977, № 5.

Предложен новый метод изучения течения металла при горя- чей штамповке в поковках коленчатых валов. Исследован характер расположения волокон в поковках коленчатых валов двигателей ЯМЗ-238, отштампованных по двум технологи- ческим процессам. Показано, что штамповка с гибкой по всем четырем кривошипам обеспечивает получение поковки вала с расположением волокон во всех элементах, соответствующим его наружному контуру.



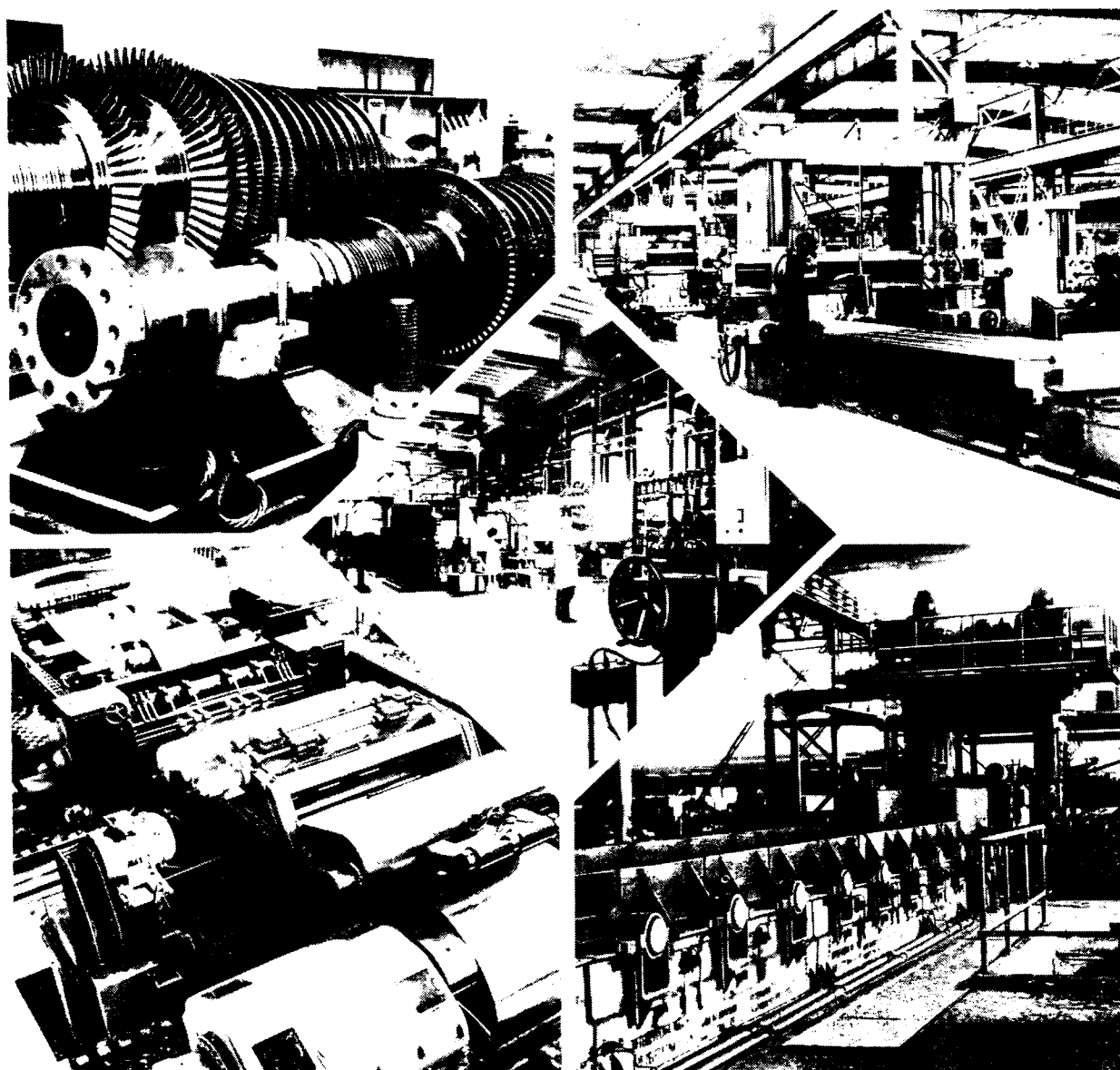
ДЕСЯТИЛИТИЕ Ч.О «ШКОДАЭКСПОРТ» — это экспорт более 100 комплектных прокатных станов, оборудования для литейных заводов и пр. в СССР и другие соцстраны.

ДЕСЯТИЛИТИЕ Ч/О «ШКОДАЭКСПОРТ» — это основной период специализации и кооперации тяжелого машиностроения в области металлургии с советскими внешнеторговыми организациями.

С целью дальнейшего успешного развития сотрудничества между внешнеэкономическим объединением «ШКОДАЭСПОРТ» и советскими внешнеэкономическими организациями, обеспечивающими импорт оборудования для металлургических комбинатов, передовые чехословацкие заводы-изготовители, главным образом «ЖДЯС» и СМЗ, готовятся к выполнению сложных задач следующих лет шестого пятилетнего плана ЧССР.

**Ваш партнер в области
машиностроительно-
металлургических поставок —
«ШКОДАЭКСПОРТ»**

ЧЕХОСЛОВАЦКАЯ
СОЦИАЛИСТИЧЕСКАЯ
РЕСПУБЛИКА
113 32 Прага 1
Вацлавское нам.. 56
Телекс: 121 828 СКЕКС
122413 СКЕКС
Телеграфный адрес:
ШКОДАЭКСПОРТ
Прага, Телефон: 2131



АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ, 1977, № 5, 1-48

