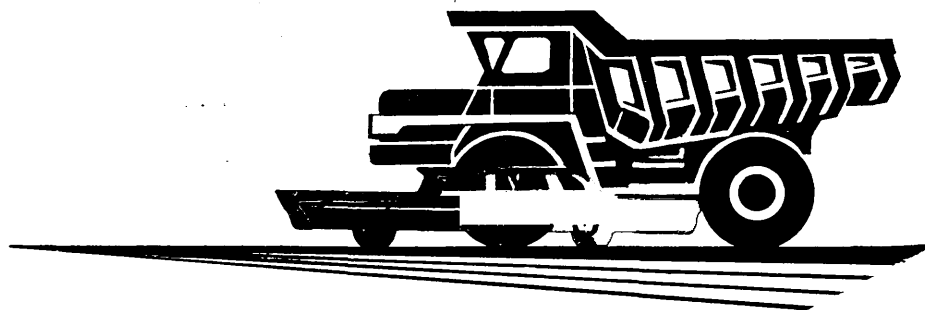


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1974

7



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Б. П. Душкин — Социалистическое соревнование в автомобильной промышленности	1
И. В. Орлов — Комплексная карта производственного процесса и ее структурные составляющие	3

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

М. А. Андронов, С. С. Истомин, В. Д. Казакова — Расчетно-экспериментальное определение крутящего момента на распределительном валу двигателя	7
А. И. Семин, В. М. Туляков — Сравнительная оценка изгибной жесткости коленчатых валов	9
Л. А. Сорокин — О кинетике изнашивания цилинд्रो-поршневой группы двигателя при пуске	10
Д. Д. Шрайнер — Исследование влияния температуры топлива на его истечение через жиклер	12
Н. Н. Яценко, В. П. Шалдыкин — Оптимальное планирование испытаний на автополигоне	14
Ю. К. Есеновский-Лашков, С. Н. Иванов, Ю. Г. Стефанович, В. А. Черняйкин — Пути совершенствования конструкции карданной передачи	17
А. А. Юрчевский, В. Н. Янин — Регистрация траектории движения автомобиля во время испытаний	21
А. Н. Нарбут, А. Л. Сергеев, В. Ф. Шапко, Н. Н. Никитин — Особенности работы гидротрансформатора при реверсировании колесных машин	24
Р. Г. Армадеров, К. А. Фрумкин, Л. Б. Шапошник, Д. Э. Кацнельсон — Результаты стендовых испытаний высокомоментного регулируемого гидромотора	26

ТЕХНОЛОГИЯ

В. А. Карпов, В. А. Мурзинов — Сборочное производство Волжского автозавода имени 50-летия образования СССР	28
А. В. Воронин — Динамико-силовое замыкание размерных цепей в технологическом обеспечении сборки агрегатов	31
В. П. Кадилин, Л. А. Брахман, Ю. Н. Кузьменко, Б. Э. Натапов — Сравнительные стойкостные испытания инструментов из быстрорежущих сталей	34
Г. А. Тихобаев, А. А. Скворцов — Исследование тепловой работы установки для пайки остовов латунных радиаторов	36

ИНФОРМАЦИЯ

В. В. Бурков — Состояние и перспективы развития алюминиевых радиаторов для автомобилей	38
Ф. И. Коваль, Н. А. Долгопольский — Стенд для испытания износостойкости обивочных материалов автомобильных сидений	41
А. И. Коптев — Двухприводный трехсекционный пластинчатый конвейер	42
М. Б. Андреев — Маслоохладитель коробок передач грузовых автомобилей фирмы Боумэн	43
В. Л. Успенский, Г. Ф. Фастовцев — О проектировании и строительстве станции технического обслуживания автомобилей	43
А. Г. Зубакин, В. Е. Тольский — Обмен опытом по проблеме уменьшения шума и вибрации автомобилей	45
Новости в технологии машиностроения за рубежом	46
Рефераты статей	48

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Д. А. Антонов, К. М. Атоян, Н. А. Бухарин, И. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. С. Евсеев, Ю. А. Ечеистов, К. П. Иванов, А. В. Костров, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Ю. А. Купеев, В. А. Карпов, И. С. Лунев, Д. В. Лялин, Д. Д. Мельман, Н. А. Матвеев, Б. Н. Морозов, А. Н. Низов, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Просвирнин, И. К. Чарноцкий, С. Б. Чистозонов, Б. Е. Юсуфович, Н. Н. Яценко

Адрес редакции:

103051, Москва К-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230.
Тел. 226-63-14 и 226-61-49

Технический редактор Л. П. Гордеева

Корректор Н. И. Шарунина

Сдано в набор 7/IV—1974 г.
Усл. печ. л. 6,0

Уч.-изд. л. 9,8

Подписано к печати 21/VI—1974 г.
Формат 60×90/8

Тираж 11666 экз.

Т-11935
Заказ 1739

Издательство «Машиностроение». 107885, Москва, Б-78, 1-й Басманный пер., 3.
Типография изд-ва «Московская правда», Потаповский пер., 3.

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

7
ИЮЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1974

Год издания XL

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА
АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

**ЭКОНОМИКА
и организация
ПРОИЗВОДСТВА**

УДК 629.113:658.387

Социалистическое соревнование в автомобильной промышленности

Б. П. ДУШКИН

Министерство автомобильной промышленности

С КАЖДЫМ ДНЕМ ширится Всесоюзное социалистическое соревнование работников промышленности, строительства и транспорта за досрочное выполнение народнохозяйственных планов. Газеты, журналы, радио, телевидение ежедневно сообщают о новых достижениях в труде, становятся известны имена людей, особо отличившихся в соревновании.

С особым размахом проходит социалистическое соревнование в девятой пятилетке. В большом походе за повышение производительности труда, за наиболее рациональные пути выполнения производственных заданий, решение коренных задач коммунистического строительства активно участвуют и автомобилестроители. Ежегодно соревнование в отрасли поднимается на качественно новую ступень, формы его становятся все более совершенными и разнообразными.

Эффективным является тесное творческое сотрудничество ученых, работников производства, например, работников научного института, создающего новые технологические процессы и оборудование, станкостроителей, которые это оборудование производят, и коллективов автозаводов, которые его применяют. Такой трехсторонний договор заключен между НИИТавтопромом, Тираспольским заводом «Литмаш» Министерства станкостроения и Заволжским моторным заводом. По чертежам НИИТавтопрома завод «Литмаш» изготавливает 94 единицы оборудования, внедрение которого позволяет высвободить 500 рабочих. Кроме того, в отрасли заключаются договоры о научно-техническом сотрудничестве объединений и предприятий с научно-исследовательскими институтами и автотранспортными предприятиями, предусматривающие разработку и

осуществление комплексных мер по улучшению качества, надежности и долговечности выпускаемых изделий. Такие договоры заключены между Московским автозаводом имени И. А. Лихачева, Главмострансом и НАМИ; Минским автозаводом, Минским филиалом НИИТавтопрома и предприятиями Министерства автомобильного транспорта БССР; Ликинским автобусным заводом, Московским управлением пассажирского автотранспорта, Научно-исследовательским институтом автомобильного транспорта и Московским автомобильно-дорожным институтом.

Договоры о научно-техническом сотрудничестве предприятий и институтов способствуют широкому и быстрому внедрению в производство наиболее прогрессивных технологических процессов и оборудования, усиливают роль науки как непосредственной производительной силы. Эта форма социалистического соревнования отвечает насущным целям научно-технического прогресса и ее следует всемерно развивать и поощрять.

Большое значение для выполнения отраслевой задачи народного хозяйства имеет соревнование различных производственных объединений. Показательно в этом отношении соревнование двух заводов-гигантов — Московского автозавода имени И. А. Лихачева и Горьковского автозавода. Многие годы эти коллективы соревнуются между собой. То, что автомобили того и другого предприятия удостоены государственного Знака качества, свидетельствует о неустанным поиске резервов улучшения выпускаемой продукции. В 1973 г. в соответствии с заключенным договором, изучая и перенимая

опыт друг друга, сравнивая результаты, оба коллектива добились больших успехов в выполнении принятых обязательств. На Московском автозаводе имени И. А. Лихачева объем реализованной продукции по сравнению с предыдущим годом возрос на 7,1%, сверх плана выпущено на 16,5 млн. руб. товарной продукции. У горьковских автомобилестроителей за три года текущей пятилетки реализовано сверх плана товарной продукции на 30 млн. руб. Коллективы обоих соревнующихся заводов три квартала подряд в 1973 г. награждались переходящим Красным Знаменем Министерства автомобильной промышленности СССР и ЦК профсоюза рабочих машиностроения, а по итогам года они награждены Красными Знаменами ЦК КПСС, Совета Министров СССР, ВЦСПС и ЦК ВЛКСМ. Лучшие люди московского и горьковского автозаводов предложили сделать 1974 г. годом высшей производительности труда и безупречного качества продукции. Сейчас оба коллектива работают над тем, чтобы по-ударному закончить четвертый год пятилетки.

В ходе социалистического соревнования рождаются ценные инициативы и на других предприятиях отрасли. Особо следует отметить в этой связи коллектив Ярославского объединения «Автодизель», который первым в отрасли принял встречный план на 1973 г. Предприятия автомобилестроения последовали его примеру.

Ярославцы обратились с призывом к работникам моторостроительных и машиностроительных предприятий развернуть массовое социалистическое соревнование за повышение моторесурса двигателей, увеличение надежности и качества продукции, усилить поиск и мобилизацию внутренних резервов, стать на ударную трудовую вахту четвертого года пятилетки.

Все большую популярность приобретает в отрасли соревнование производственных участков, цехов, бригад за досрочное выполнение годовых и пятилетних планов.

Коллегия министерства совместно с президиумом ЦК профсоюза рабочих машиностроения в свое время одобрили инициативу бригад формовщиков Московского автозавода имени И. А. Лихачева и Горьковского автозавода, возглавляемых тт. Зименским и Кандаловым. Передовые рабочие предложили за счет более полного использования резервов производства обеспечить досрочное выполнение установленных на 1973 г. производственных заданий. Их инициатива была широко подхвачена. Десятки тысяч рабочих за досрочное выполнение личных производственных заданий третьего года пятилетки награждены знаком «Победитель социалистического соревнования 1973 г.».

Таким образом, соревнование в отрасли достигло больших масштабов. В настоящее время, пожалуй, нет ни одного хотя бы небольшого коллектива на предприятиях, который не разработал бы мер по мобилизации резервов производства и не взял обязательство претворить их в жизнь.

Социалистическое соревнование дает дополнительный толчок к развитию творческой инициативы, мобилизует многие десятки тысяч рабочих, инженеров, техников, служащих, ученых на широкий поиск резервов производства. В потоке социалистического соревнования родились новые замечательные начинания, выдвинулись тысячи и тысячи ударников и героев труда. В стране широко известны сейчас имена оператора Одинадцатого государственного подшипникового завода (г. Минск) Сергея Авсевича, слесаря-инструментальщика Киргизского завода автомобильного машиностроения «Киргизавтомаш» Накайбека Алымбекова, наладчицы Ульяновского моторного завода Екатерины Наумовой, слесаря Волжского автозавода имени 50-летия образования СССР Владимира Кузнецова, слесаря-водителя Московского автозавода имени И. А. Лихачева Анатолия Манахина, шлифовщика завода автотракторной осветительной арматуры «Красный Октябрь» (г. Киржач) Михаила Кирсанова. Всем им за успешный труд в 1973 г. присвоено высокое звание Героя Социалистического Труда. Новаторы показывают образцы высокопроизводительной работы, своим примером меняют устаревшие представления о нормах выработки, формах и методах организации производства.

Как правило, для всех социалистических обязательств, личных или коллективных, характерно высокое понимание задач и целей коммунистического строительства на сегодняшнем этапе, стремление органически связать соревнование с главными направлениями социально-экономической политики партии. Все обязательства, как правило, тщательно обоснованы, часто

составлены при участии ученых, на базе их рекомендаций, имеют под собой реальную материальную основу и технико-экономическую мотивировку. Основываясь на опыте коллективов Московского электромашиностроительного завода «Динамо» имени С. М. Кирова, Алтайского завода тракторного электрооборудования, предприятия стремятся составлять такие планы, чтобы они представляли собой сумму личных (индивидуальных, бригадных) планов повышения производительности труда. Не удивительно, что выполнение таких планов способствует ускорению технического прогресса, внедрению передовой технологии и научной организации труда, наиболее экономному использованию материальных ресурсов, а в конечном счете — позволяет добиваться роста эффективности производства. Соревнование за досрочное выполнение плановых заданий пятилетки, за успешное претворение в жизнь решений XXIV съезда КПСС проходит повсеместно под лозунгом «дать продукции больше, лучшего качества, с меньшими затратами».

Отрадно, что соревнующиеся одновременно борются и за ускорение социального прогресса. Так, встречный план Ярославского объединения «Автодизель» предусматривает повышение мастерства и квалификации кадров. Коллектив Томского завода режущих инструментов обязался в 1974 г. полностью выполнить план жилищного и культурно-бытового строительства. Насыщение деятельности работников отрасли творческим содержанием, учет их интересов — все это в конечном счете помогает совершенствованию производства.

Словом, соревнование сегодня — огромная созидательная сила. Свидетельство тому — итоги первых трех лет пятилетки. В 1971—1973 гг. отрасль добилась выполнения заданий, предусмотренных девятим пятилетним планом по объему промышленной продукции, производительности труда и прибыли. В 1973 г. по сравнению с 1970 г. валовая продукция возросла на 49,8% против 44,4% по пятилетнему плану, производительность труда — на 33,7% против 28% и прибыль — на 112,6% вместо 110,2%, предусмотренного пятилетним планом.

Значительное увеличение выпуска достигнуто по всей основной номенклатуре. Выпуск автомобилей возрос на 68,6%, а запасных частей к ним — на 33,5%.

В результате развернувшегося социалистического соревнования и реализации намеченных мероприятий предприятия Министерства выполнили годовой план по объему реализуемой продукции досрочно, 25 декабря, вместо 28 декабря по социалистическим обязательствам.

В 1973 г. объем продукции автомобильной промышленности увеличился по сравнению с 1972 г. на 1200,9 млн. руб., причем 78,6% прироста продукции обеспечено за счет увеличения производительности труда.

План по производительности труда предприятиями министерства выполнен на 101,5%.

Предприятия Министерства автомобильной промышленности успешно выполнили задания, установленные постановлениями ЦК КПСС и Совета Министров СССР о поставках сельскому хозяйству различной автомобильной техники.

В 1973 г. завершено строительство Волжского автозавода имени 50-летия образования СССР, который успешно и в сжатые сроки освоил проектные мощности, 21 декабря 1973 г. коллектив завода выпустил миллионный автомобиль.

На предприятиях автомобильной промышленности систематически ведется работа по снижению норм расхода материалов на производство изделий, замене дефицитных материалов, облегчается вес отдельных деталей и агрегатов. За 1971—1973 гг. экономия проката черных металлов составила 415,6 тыс. т, что почти в 2 раза больше, чем в прошлую пятилетку.

Большие задачи стоят перед отраслью в 1974 г. Объем реализуемой продукции должен увеличиться на 10,5%, производительность труда — на 8,2%, прибыль — на 22,1%. Выпуск автомобилей возрастет на 13,9% против 1973 г.

Планом на 1974 г. на развитие автомобильной промышленности выделено 1609,7 млн. руб. централизованных капиталовложений, в том числе на строительно-монтажные работы — 804,1 млн. руб., а ввод в действие основных производственных фондов составит 1338,4 млн. руб.

Освоение выделенных средств и ввод в действие новых производственных мощностей является одной из главных задач отрасли в 1974 г.

Комплексная карта производственного процесса и ее структурные составляющие

И. В. ОРЛОВ

Министерство автомобильной промышленности

ПРИНЯТО производственный процесс машиностроительного предприятия делить на две части: основное производство и вспомогательное производство.

К основному производству относятся все процессы, непосредственно оказывающие воздействие на изменение размеров или форм предмета труда или изменение физических или механических свойств его. В этой части производственного процесса сосредоточено 65—70% оборудования и производственных площадей, т. е. средств труда.

Вспомогательное производство обеспечивает транспортирование и перемещение материалов и заготовок, их хранение и учет, обеспечение производства вспомогательными материалами и инструментом, обслуживание и ремонт оборудования и сооружений.

Распределение средств труда и рабочей силы внутри предприятия свидетельствует о том, что основное и вспомогательное производства тесно связаны между собой и вместе представляют единое целое — производственный процесс.

Чтобы наиболее эффективно использовать все факторы производства, необходимо проанализировать весь комплекс производственного процесса от поступления материалов до выхода готовой продукции и в результате такого исследования создать комплексную технологическую карту производственного процесса.

В комплексной карте наряду с технологическими операциями обработки должны быть учтены и тщательно проработаны все части производственного процесса: транспортирование и перегрузка материалов; складирование и учет; выбор наиболее подходящих машин и оборудования с учетом их производительности, загрузки и обеспечения необходимой точности обработки; выбор инструментальной оснастки, средств и методов контроля; планировка оборудования с учетом характера транспортирования и перемещения материалов; требуемый объем продукции; способы и средства уборки и переработки отходов производства; методы обслуживания производства. При этом выполнение каждой части в отдельности должно всегда связываться фактором времени и обеспечивать непрерывность производственного процесса.

Каждая составная часть производственного процесса должна быть тщательно продумана, увязана с предыдущими и последующими элементами процесса в пространстве и времени и должна быть изложена в соответствующей карте.

Таким образом, комплексная карта производственного процесса состоит из группы карт, каждая из них подробно регламентирует во времени и пространстве действия, связанные с выполнением одного или нескольких основных элементов или частей производственного процесса. При этом чем сложнее структура предприятия, тем сложнее структурный состав карт, входящих в комплексную карту производственного процесса.

Для предприятия, в состав которого входят заготовительные, сборочные и вспомогательные цехи, комплексная карта производственного процесса будет иметь наиболее сложную структуру.

Структурными составляющими комплексной карты производственного процесса являются: технологическая карта пооперационной обработки или карты производственных операций, маршрутные карты (или схемы) производственного процесса, карта транспортно-складских работ, карта синхронизации работы человека и машины, карты обслуживания производства (ремонт и эксплуатационное обслуживание оборудования, снабжение производства инструментом).

Каждая из карт в зависимости от типа производства выполняется с большей или меньшей степенью детализации методов, приемов и движений, которые необходимы при выполнении той или иной операции и работы. С наибольшей степенью детализации выполняются карты в крупносерийном и массовом производстве.

Разработка производственного процесса и карт его составляющих ведется в определенной последовательности на основе конкретных данных и материалов.

Первый этап разработки производственного процесса заключается в том, чтобы собрать необходимые данные и материалы, характеризующие объект производства, данные о наличии оборудования и производственных площадей, характеристики оборудования и его производственные возможности, каталоги стан-

ков и оборудования, справочники по режимам резания и методам обработки, т. е. подобрать все необходимые данные и систематизировать их в удобной для использования форме. После сбора необходимых данных осуществляется предварительный общий анализ их. Цель этого предварительного анализа — выявить основные направления, главные виды и методы обработки, виды заготовок и методы их изготовления (литье, штамповка, сварка и т. п.), а также определить объемы и темпы производства.

Если производственный процесс, который предстоит разработать, относится к штучному или мелкосерийному производству и носит характер единовременного заказа, т. е. повторяемость изготовления данного изделия в ближайшее время не предусматривается или данное изделие подвергается частым конструктивным изменениям, то предварительный анализ следует провести в сжатые сроки и степень детализации, как и объем карт производственного процесса, целесообразно сократить. В таком случае следует сосредоточить внимание на анализе определяющих, наиболее сложных и трудоемких производственных операций, которые в конечном счете обуславливают конструктивные и технические особенности данного изделия.

При большом объеме производства, высокой степени повторяемости работ и длительном выпуске изделия степень проработанности предварительного анализа, объем карт производственного процесса целесообразно увеличивать и выполнять глубокую детализацию каждой производственной операции.

Следующим этапом разработки производственного процесса является подробный анализ каждой детали, узла и изделия в целом и на основе этого получение карты производственного процесса. При этом в первую очередь разрабатываются технологические карты пооперационной обработки для каждой детали.

Приведем схему разработки производственного процесса и комплекса карт.

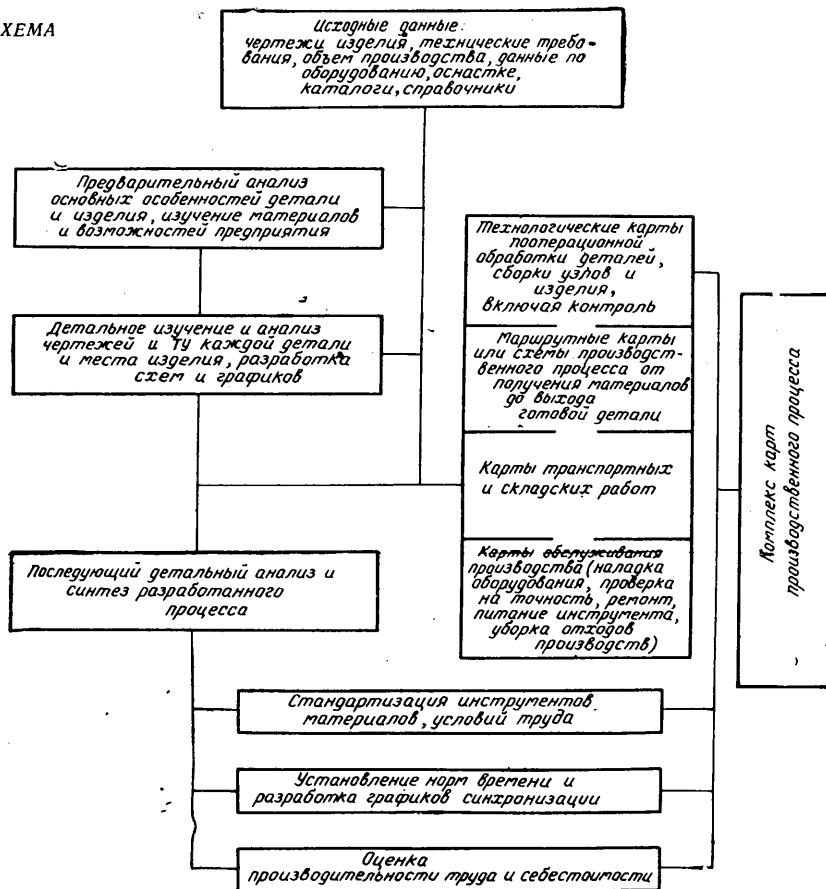
Как видно из схемы, все элементы производственного процесса в большей или меньшей мере взаимосвязаны и любые изменения в каком-либо одном элементе производственного процесса, если они сделаны без должного учета всех предыдущих и последующих действий над обрабатываемой деталью, окажутся непригодными в данной работе и приведут к серьезным недостаткам и упущениям в производстве.

Разработка карт производственного процесса или карт производственных операций должна начинаться с последовательности выполнения операций производственного процесса обработки деталей, т. е. с создания технологической карты пооперационной обработки детали. Эта карта с учетом объема производства в значительной мере предопределяет метод получения заготовок (литье, горячая штамповка, холодное выдавливание и т. д.), определяет наиболее характерные размеры заготовки, размеры припусков на обработку, желательные базовые поверхности, метод контроля заготовки, ее механические свойства. Таким образом, технологическая карта механической пооперационной обработки предопределяет характер технологической карты пооперационной обработки заготовительного производства. Технологическая карта механической пооперационной обработки также предопределяет характер последующих операций: термообработку, металлопокрытие, окраску и др.

Сумма технологических карт пооперационной обработки детали полностью диктует характер и содержание маршрутной карты или маршрутной схемы производственного процесса пооперационной обработки детали, последовательность выполнения операций всех видов технологических процессов обработки детали, увязывая их во времени и пространстве.

Сочетание маршрутных карт или схем всех деталей изделия дает основу производственного процесса — маршрутную схему, т. е. пространственное размещение производственного процесса основного производства в целом.

Вторая часть производственного процесса — вспомогательные процессы производства — также в значительной степени диктуется технологическими картами пооперационной обработки деталей. Например, в зависимости от степени концентрации или дифференциации операций обработки определяется тип оборудования, виды инструментов, методы и средства контроля качества, режим обработки и оптимальные стойкости режущих инструментов, оптимальные размеры партий пуска произ-



укладки заготовок в таре с целью экономии движений операционного рабочего, вид режущего инструмента, методы и средства контроля качества, точки наиболее рационального размещения контрольных операций.

Таким образом, технологическая карта пооперационной обработки полностью определяет организационные основы в поточной линии, диктует методы организации производственного процесса линий, связывая все вспомогательные операции и операции обслуживания в единый комплекс производственного процесса.

Второй структурной составляющей комплексной карты производственного процесса является маршрутная карта или схема производственного процесса, дающая наглядное комплексное представление производственного процесса в целом.

Имеется несколько разновидностей маршрутных карт производственного процесса:

1) маршрутная карта производственного процесса, в которой дается последовательность выполнения всех производственных операций, контрольных операций, транспортирования, перерывов и хранений и других действий, совершаемых над тем или другим материалом или деталью в ходе выполнения производственного процесса данного предприятия;

2) маршрутная карта работы оператора, характеризующая производственный процесс как действия, выполняемые человеком и машинной при перемещении обрабатываемой детали в поточной линии или линии обработки внутри структурного звена данного предприятия;

3) маршрутная карта транспортных и складских работ.

Эта карта отражает действия производственного процесса, связанные с транспортированием и хранением материалов, заготовок и попутных изделий. Она характеризует методы и способы выполнения складских операций и методы осуществления транспортно-технологических связей между структурными звеньями предприятия.

Маршрутные карты по своему содержанию довольно разнообразны, и для их составления могут быть применены заранее подготовленные формы.

В маршрутной карте (см. форму) производственного процесса показан пример ее заполнения для обработки шестерни редуктора заднего моста автомобиля. В левой части карты методом «краткого письма» показана последовательность выполнения основных элементов производственного процесса.

Для более наглядного и четкого представления производственного процесса в пространстве и представления, как сочетаются и накладываются маршруты производственных процессов отдельных деталей на реальную планировку производственных площадей, целесообразно составлять маршрутную схему производственного процесса.

Маршрутная схема представляет собой как бы эскиз будущей планировки производственных площадей и зданий. Она показывает, где, в каком структурном подразделении совершаются действия, изложенные в технологической карте пооперационной обработки и в маршрутной карте производственного процесса данной детали.

Маршрутную схему производственного процесса детали так же, как и маршрутную карту, следует разрабатывать на весь комплекс производственного процесса от получения исходного материала до выхода годной детали и поступления на склад готовой продукции или поступления на сборочные конвейеры.

Из маршрутной схемы (см. рисунок) производственного процесса шестерни редуктора заднего моста автомобиля видно, что металл со склада 1 транспортируется в заготовительное отделение 2, откуда порубленный металл в виде заготовок передается в кузнечный цех 3—3' на линию штамповки, где заготовки последовательно проходят операции нагрева, штамповки, обрезки, термической обработки и очистки. После контроля и операции учета штамповки транспортируются на склад 4.

Со склада заготовки подаются в механический цех на обработку в поточной линии 5—5'. Готовая деталь контролируется, выполняется операция учета. После этого часть деталей направляется на склад готовой продукции для отправки в запасные части, остальные детали транспортируются в сборочный цех 7 для сборки редукторов. Затем шестерни в составе сборочных редукторов расходятся по двум потокам: один на главный конвейер 8 и второй — на склад готовой продукции 6 для отправки в запасные части.

Схема позволяет определить точки приложения транспортно-технологических связей между производственными звеньями

водства детали. Следовательно, технологическая карта пооперационной обработки оказывает также непосредственное влияние на целую группу карт, регламентирующих процессы обслуживания или вспомогательные процессы производства.

Карты обеспечения производства режущим инструментом составляются на основе технологической карты пооперационной обработки и должны учитывать специфику распределения и группировки операций, заданные режимы резания, требования чистоты и точности обработки поверхностей. Периодичность замены инструмента должна удовлетворять всем требованиям обработки и оптимальной стойкости инструмента.

Карта обслуживания наладки и регулировки оборудования и приспособлений также должна учитывать требования технологической карты пооперационной обработки и обеспечивать устойчивость работы оборудования и приспособлений в выполнении точности заданных технологических требований на каждой операции и переходе. Объем и характер работ по обслуживанию и наладке оборудования и приспособлений определяется технологической картой пооперационной обработки, так как в этой карте задан уже тип оборудования, его технические особенности и возможности, его устойчивость в работе.

Маршрутная карта производственного процесса, созданная на основе технологических карт пооперационной обработки, полностью предопределяет характер транспортно-складских работ и, следовательно, обуславливает содержание карты транспортно-складских операций. В маршрутной карте определяются точки отправления и точки получения грузов, характер грузов, а размеры партии единовременной подачи и время подачи грузов регламентирует технологическая карта пооперационной обработки. Таким образом, карта транспортно-складских операций учитывает требования двух основных карт производственного процесса и находится в тесной взаимосвязи с ними.

Из сказанного видно, что организационной и технологической основой комплекса карт производственного процесса является ее главная структурная составляющая — технологическая карта пооперационной обработки.

Технологическая карта пооперационной обработки с учетом объема производства определяет последовательность и режимы обработки детали, тип оборудования и его количество, порядок размещения оборудования в линии обработки, характер организации рабочих мест, вид обработки и перемещения детали внутри поточной линии, вид транспортных межоперационных средств, тип тары, в которой наиболее рационально подавать заготовки на первую операцию обработки, способ

		Маршрутная карта производственного процесса								
Карта №		Лист	Листов		Изменение					
Деталь №					Было		Стало			
					№	Время	№	Время		
ПО:					I					
ПП:					II					
					III					
					IV					
					V					
№ опера-ции	Символическое обозначение операций	Содержание работы	Расстояние	Количество	Время в мин					Примечание
					I	II	III	IV	V	
1	I III IV V	Подать металл диаметром 120 мм со склада в кузнечно-заготовительный цех		20 т		60				
2	II II III IV V	Рубить металл на заготовки согласно карте заготовительного цеха		2000 шт.	145					
3	I III III IV V	Подать заготовки в кузнечный цех		2000 шт.		55				
4	II II III IV V	Штамповать согласно карте кузнечного цеха с последующей термической обработкой и очисткой								
5	II II III IV V	Проверить штамповки на соответствие ТУ и уложить в тару по 100 шт.								
6	I II III IV V	Транспортировать заготовки на склад в таре по 100 шт. и штабелировать		2000		75				
7	I II III IV V	Подать заготовки в таре в механический цех (по планкарте)		100 шт.						
8	II II III IV V	Обработать (полная механическая обработка согласно пооперационной карте, включая закалку т.в.ч.)								
9	I II III IV V	Контроль качества								
10	II II III IV V	Подготовить для отправки шестерни в запасные части и на сборку (количество по плану)								
11	I II III IV V	Транспортировать на склад запасных частей								

Примечание. I — производственная операция; II — транспортирование или перемещение; III — контроль; IV — остановка или перерыв; V — складирование или хранение.

Примечание. I — производственная операция; II — транспортирование или перемещение; III — контроль; IV — остановка или перерыв; V — складирование или хранение.

ми предприятия, характер этих связей, направленность потока и выявить, как направление потока совпадает с общим потоком грузов на предприятии с учетом направления потоков грузов, связанных с эксплуатацией оборудования и обслуживанием производства.

Из примеров разработки маршрутной карты и маршрутной схемы производственного процесса видно, что маршрутные карты и схемы углубляют и детализируют технологические карты пооперационной обработки и связывают в единый комплекс производственного процесса все действия и технологические процессы пооперационной обработки.

Комплект карт производственного процесса позволяет:

1) определить структурные звенья предприятия, через которые в ходе выполнения производственного процесса проходит данная деталь;

2) определить участки маршрута, где обрабатываемая деталь перемещается в ходе выполнения процесса пооперационной обработки (например, участки 3—3'; 5—5'), и участки, где необходимо устанавливать транспортные технологические связи между структурными звеньями предприятия, чтобы обеспечить непрерывность потока в поточных линиях обработки (например, участки 1—3; 2—3; 4—5 и др.);

3) определить характер и объем транспортных услуг для обеспечения транспортирования данной детали в ходе выполнения производственного процесса;

4) определить желаемые и наиболее рациональные направления движения потока основных материалов и заготовок и сочетание этого потока с направлением движения потока материалов и грузов, связанных с обслуживанием производства и эксплуатацией оборудования;

5) подчинить все это единой цели, строгому обеспечению ритма производства и требованиям последовательности и поточности выполнения операций производственного процесса обработки, установленной технологической картой пооперационной обработки.

Следует иметь в виду, что движение материала или детали по стадиям обработки и производственным подразделениям является основой производства. Путь, который проделывают детали или материалы, входящие в состав готового изделия, достигает весьма значительной протяженности и часто затрагивает на его преодоление составляют до 50% общих издержек производства.

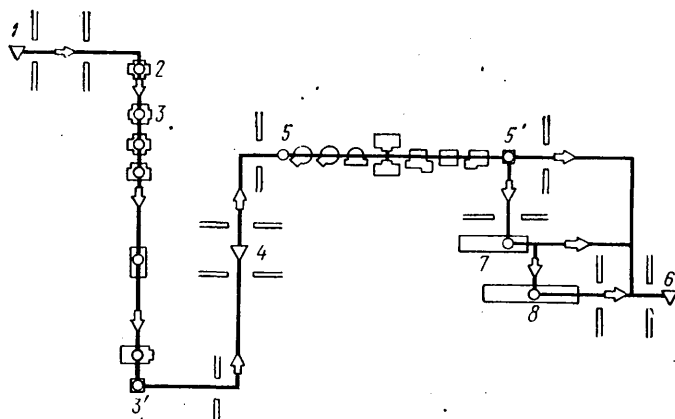
Маршрутные карты и схемы в сочетании с технологическими

картами пооперационной обработки создают совокупность связанных друг с другом действий: приемов, методов и способов работы, т. е. заранее позволяют установить определенную систему действий для достижения заданной цели — эффективной организации производственного процесса.

Примером эффективного построения организационно-технических связей между отдельными видами производства, структурными звеньями (цехами) и внутри структурных подразделений может служить Волжский автозавод имени 50-летия образования СССР. Здесь материальный поток, транспортирование и перемещение заготовок, деталей, узлов организованы с учетом требований технологического процесса пооперационной обработки и конструктивных особенностей каждой детали, узла и изделия в целом.

Рациональная организация транспортных связей обеспечивает соблюдение основного принципа поточного производства — непрерывность производственного процесса.

По принципу четкой маршрутизации и обеспечения непрерывности потока производственного процесса организованы транспортирование и перемещение материалов во многих производствах таких крупных объединений, как АвтоЗИЛ и АвтоГАЗ. Так, в прессовом производстве Московского автозавода имени И. А. Лихачева в корне изменены производствен-



ные потоки, ликвидированы стационарные склады с бункерным методом хранения и введены транспортные конверторные системы, стандартная тара с возможностью многоярусного хранения, вилочные погрузчики. Это позволило значительно сократить затраты труда на перемещение, транспортные и складские работы, улучшить условия хранения готовых деталей, обеспечить высокую мобильность грузов, снизить непроизводительные потери производства и простои штамповочных линий. В результате проведенных мероприятий производительность прессошвытков повысилась на 8—12% за счет резкого сокращения простоев прессового оборудования.

Опыт работы этих предприятий показывает, что правильно организованные транспортно-технологические связи между звеньями производства и четкая маршрутизация производственного процесса позволяют:

1) рационально организовать процессы транспортирования и перемещения материалов и деталей, устранить перебои в движении материалов и деталей, сверхнормативное скопление их и бесцельное занятие производственных площадей;

2) сократить затраты на транспортирование и перемещение продукции, чем обеспечить общее снижение издержек производства, так как уменьшаются издержки на транспортирование каждой единицы продукции.

За счет более четкого транспортирования деталей в ходе производства создаются условия для уменьшения заделов, а следовательно, и сокращения общего цикла производства.

Совершенствование транспортирования материалов и деталей способствует значительно повышению качества выпускаемой продукции, т. е. создаются объективные условия для уменьшения потерь, возможных повреждений и порчи продукции в процессе транспортирования.

Четкая организация производственного потока позволяет повысить производительность производственного оборудования, увеличить коэффициент его использования за счет сокращения непроизводительных потерь и простоев, а также создать наиболее благоприятные условия для лучшей организации управления производством. Если материалы и детали в ходе выполнения производственного процесса движутся планомерно, в установленной последовательности и без задержек, то планирование и контроль хода производственного процесса значительно облегчаются.

Одной из структурных составляющих комплексной карты производственного процесса является карта или график синхронизации действий человека и машины.

Хорошо построенный материальный поток в поточном производстве связывает все действия производственного процесса воедино, превращая по существу контроль производства в регулирование материального потока в начале процесса или установление автоматических средств учета и регулирования потока в определенных точках.

Действия человека в производственном процессе должны обеспечивать полное использование производственных возможностей машины, и достигается это только в том случае, если работа человека и работа машины строго синхронизированы. Десинхронизация этих действий значительно снижает эффективность производства, а при поточном методе производства десинхронизация вообще не допустима, так как может привести к полной остановке производства.

Поэтому в поточно-массовом производстве рекомендуется для каждого рабочего места разрабатывать карты взаимодействия человека и машины, или карты синхронизации производственного процесса.

Карта взаимодействия человека и машины, или карта синхронизации производственного процесса, представляет собой графическое изображение координированных во времени действий человека и машины, сочетание действий в ходе выполнения производственного процесса.

Цель карты показать, как координируется во времени работа, простои и ожидания одного, двух и большего числа людей или любого сочетания людей в ходе выполнения полного производственного цикла на каждой операции или рабочем месте.

При разработке карт синхронизации процесса следует учитывать, что работа состоит из многих элементов:

1) работа, которую оператор должен выполнять на станке или механизме;

2) работа, которую оператор выполняет совместно с другим рабочим;

3) работа, проводимая оператором независимо от оборудования или от другого рабочего;

4) работа, которая осуществляется станком или машиной автоматически без вмешательства рабочего, независимо от него;

5) работа машины, когда она обслуживается или управляется рабочим, т. е. совместная работа;

6) ожидание или простой машины (при этом следует отличать время, которое машина простаивает, когда ее налаживает, загружает или разгружает рабочий, и время, когда машина не обслуживается).

Указанные элементы работы целесообразно классифицировать на три основных вида, и при составлении карты синхронизации процесса графически изображать затраты циклового времени на выполнение каждого вида работы.

На карте графически изображаются три следующих вида работы.

Независимая работа. Применительно к рабочему это определение означает, что он выполняет работу независимо от оборудования или других операторов, например, проверяет качество законченных обработкой деталей, подготавливает материал или заготовки к обработке или выполняет другие действия, не связанные с работой машины. В отношении оборудования этот термин означает, что в течение какого-то времени машина работает без участия оператора и без его обслуживания.

Совместная работа. Это определение применительно к рабочему означает, что он работает на машине один или совместно с другим оператором, налаживая машину, загружая ее, или, пользуясь ручным управлением, осуществляет процесс работы. Также это можно отнести к случаю совместной работы с другим оператором без использования того или иного оборудования. Применительно к машине это определение означает время, когда машина работает и нуждается в обслуживании оператором, а также когда ее подготавливают к работе или загружают и разгружают.

Разрабатывая карту синхронизации и анализируя цикл работы оператора и машины, следует иметь в виду, что отрезки графика, обозначающие время «независимой работы», можно перемещать по графику циклового времени, в то время как отрезки графика «совместной работы» нельзя смещать относительно друг друга.

Ожидание. Это время наблюдается, когда оператор бездействует во время работы машины, или, наоборот, машина простаивает в ожидании оператора.

Работу оператора, при которой необходимо останавливать машину, но которую можно перестроить так, чтобы машина в это время тоже работала, следует классифицировать как «независимую работу», а соответствующее время машины как «ожидание».

Классификация затрат рабочего времени по трем видам позволяет при разработке карты синхронизации производственного процесса выявить действительное время работы и простоя машины и сосредоточить внимание на распределении работы оператора так, чтобы максимально совместить ее с работой машины и тем самым до минимума сократить или полностью исключить простои машины.

Составление карты или графика синхронизации заключается в том, что цикловое время на выполнение операции откладывается в определенном масштабе и делится на число секунд в цикле.

Для оператора и обслуживаемых им машин строятся отдельные графики с изображением каждого вида работы.

Для лучшей наглядности целесообразно на графике распределения циклового времени по видам работы время каждого вида работы изображать условным цветом и штриховками, например, «независимая работа» — белая, «совместная работа» — штриховка и «ожидание» — двойная штриховка.

Затраты времени, изображаемые на карте (графике), можно определить хронометражем или расчетами на основе норм времени и режимов работы машины.

Разработка карт или графиков синхронизации взаимодействия машин и человека позволяет наиболее правильно и рационально построить загрузку машин и полностью использовать возможности оборудования. Это позволяет с достаточной высокой точностью определить действительную станкочасовую, необходимую для выполнения каждой операции, а следовательно, с учетом объема производства определить потребность в оборудовании.

На основании анализа карт синхронизации взаимодействий определяется действительная трудоемкость работы, т. е. строится наиболее рациональная расстановка рабочей силы в каждой поточной линии и, следовательно, внутри производственного процесса в целом.

Структурные составляющие комплексной карты, определяющие методы и способы обеспечения производства инструментом, обслуживание и ремонт оборудования, строятся с учетом действующей на заводе системы централизованного инструментального снабжения и системы планово-предупредительного ремонта. Они строго увязываются с темпом работы поточных линий и должны отвечать главному требованию непрерывности производственного процесса.

Комплекс технологических карт производственного процесса создает организационно-технологическую систему взаимно связанных действий, которые строго ориентируют процесс производства в пространстве и времени.

Необходимость непрерывного контроля за исполнением на каждом рабочем месте исключается или резко сокращается.

Создаются объективные условия для автоматизации и механизации процессов управления и контроля производства на основе применения современных счетно-вычислительных машин и средств автоматизации управления производством.

КОНСТРУИРОВАНИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ИСПЫТАНИЯ

УДК 621.43:629.113

Расчетно-экспериментальное определение крутящего момента на распределительном валу двигателя

М. А. АНДРОНОВ, С. С. ИСТОМИН, В. Д. КАЗАКОВА

НАМИ

В ПРАКТИКЕ конструирования газораспределительных механизмов с верхним расположением распределительного вала встречаются задачи, связанные с определением нагрузок, действующих на передаточные звенья привода (цепь, ремень, система конических и цилиндрических шестерен) от коленчатого вала к распределительному [1 и 2]. Для определения нагрузок, возникающих в передаточных звеньях механизма, необходимо знать величину крутящего момента на распределительном валу двигателя. Если пренебречь крутящим моментом, возникающим от привода вспомогательных агрегатов, связанных с распределительным валом, то величина крутящего момента M_2 для механизма газораспределения, имеющего толкатель с плоской тарелкой, может быть определена так:

$$M_2 = M_1 + M_2 + M_3, \quad (1)$$

где M_1 — момент сопротивления от сил, направленных перпендикулярно поверхности толкателя;

M_2 — момент от сил сопротивления, параллельных поверхности толкателя;

M_3 — момент от сил трения в подшипниках распределительного вала.

Величины M_1 , M_2 и M_3 можно найти из выражений:

$$M_1 = P(1 + \mu_1 \mu_3) \dot{x}; \quad (2)$$

$$M_2 = P \mu_1 (1 + \mu_1 \mu_3) (r_0 + x); \quad (3)$$

$$M_3 = P \mu_2 (1 + \mu_1 \mu_3) \frac{d}{2} \sqrt{1 + \mu_1^2}, \quad (4)$$

где μ_1 , μ_2 , μ_3 — коэффициенты трения соответственно толкателя по кулачку, в подшипнике распределительного вала, в направляющей толкателя;

x — перемещение толкателя;

\dot{x} — геометрическая скорость перемещения толкателя;

r_0 — радиус затылка кулачка;

P — усилие в зоне контакта кулачка и толкателя;

d — диаметр шейки распределительного вала.

Усилие в зоне кулачка и толкателя

$$P = F_0 + cx + m\ddot{x}\omega^2, \quad (5)$$

где F_0 — усилие предварительного затягивания комплекта клапанных пружин;

c — жесткость комплекта клапанных пружин;

m — приведенная к толкателю масса привода клапана;

ω — угловая скорость вращения кулачка (принимается постоянной).

ЛИТЕРАТУРА

1. Демьянюк Ф. С. Технологические основы поточно-автоматизированного производства. М., «Высшая школа», 1965.

2. Курс для высшего управленческого персонала (русский перевод). «Экономика», 1970.

3. Организация производства на промышленных предприятиях США. Т. I и II, Изд-во «Иностранная литература», 1960—1961.

Подставляя выражение (5) в уравнения (2), (3) и (4) и подставляя выражения (2), (3) и (4) в формулу (1), получим

$$M_2 = (F_0 + cx + m\ddot{x}\omega^2) (1 + \mu_1 \mu_3) \left[\dot{x} + \mu_1 (r_0 + x) + \mu_2 \frac{d}{2} \sqrt{1 + \mu_1^2} \right]. \quad (6)$$

Для случая, когда определяется крутящий момент на распределительном валу двигателя, кулачки которого воздействуют на цилиндрическую рабочую поверхность рычага или коромысла, сила, нагружающая кулачок, и момент от нее определяются следующим образом.

Из равенства моментов от силы, действующей на кулачок, и силы, действующей на клапан, имеем

$$PR_1 \sin j = Qb \cos \xi, \quad (7)$$

где Q — сила, действующая на кулачок;

j — текущее значение угла между рычагом и клапаном;

R_1 — длина плеча рычага (коромысла), обращенного к клапану;

b — расстояние от центра качания рычага (коромысла) до центра кривизны его рабочей поверхности.

Угол давления для центрового профиля, определяемый согласно работе [3],

$$\xi = \arctg \frac{\frac{dR}{d\beta} - \frac{a \cos \theta - b}{a \sin \theta}}{1 + \frac{d\beta}{R} \cdot \frac{a \cos \theta - b}{a \sin \theta}}, \quad (8)$$

где R — текущее значение расстояния между центром кулачка и центром кривизны рабочей поверхности рычага;

β — угол, соответствующий подъему толкателя с цилиндрической рабочей поверхностью с радиусом, равным радиусу рабочей поверхности рычага;

a — расстояние между осью вращения кулачка и осью качания рычага;

θ — текущее значение угла, образованного прямыми, одна из которых проходит через центр вращения кулачка и центр качания рычага, другая — через центр качания рычага и центр кривизны его рабочей поверхности.

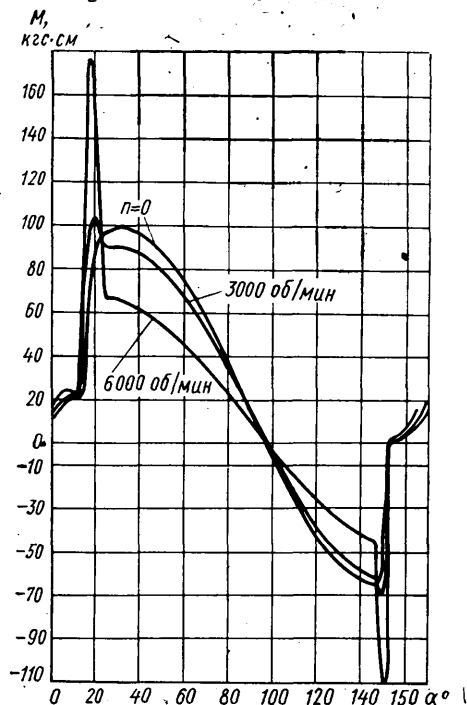


Рис. 1. Влияние числа оборотов двигателя на характеристики крутящего момента на распределительном валу двигателя по углу поворота кулачка

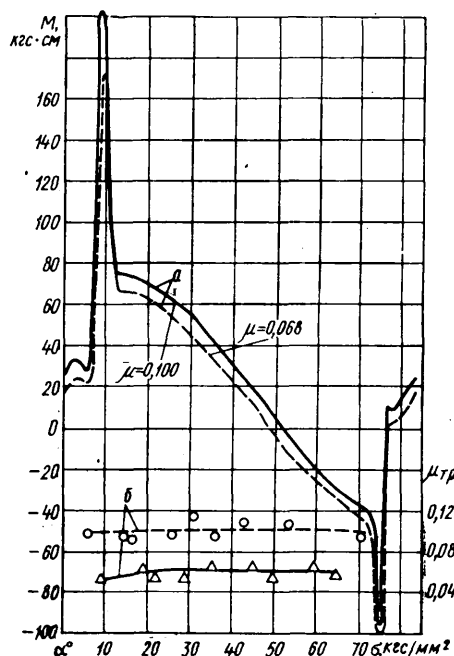


Рис. 2. Характеристики коэффициента трения пары кулачок—толкатель: а — влияние коэффициента трения на величину крутящего момента на распределительном валу двигателя; б — зависимость определенных экспериментально коэффициентов трения в паре кулачок—толкатель

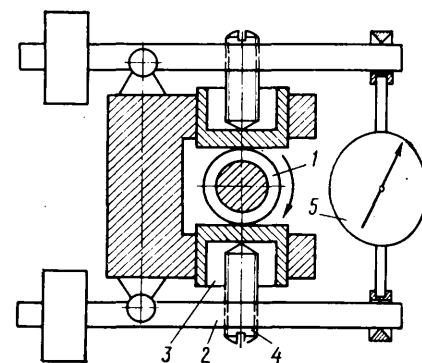


Рис. 3. Установка для экспериментального определения коэффициента трения пары кулачок — толкатель

Из выражения (7) имеем

$$Q = P \frac{R_1}{b} \cdot \frac{\sin j}{\cos \xi}.$$

Таким образом, сила, действующая на кулачок, в этом случае равна силе, действующей на клапан, умноженной на коэффициент увеличения силы $k = \frac{R_1}{b} \cdot \frac{\sin j}{\cos \xi}$. При этом

$$M_2 = (F_0 + cx + m \ddot{x} \omega^2) \frac{R_1 \sin j}{b \cos \xi} (1 + \mu_1 \mu_3) \times \left[\dot{x} + \mu_1 (r_0 + x) + \mu_2 \frac{d}{2} \sqrt{1 + \mu_1^2} \right].$$

Из-за отсутствия в настоящее время достоверных сведений о величинах коэффициентов трения μ_2 и μ_3 в расчетах они были приняты постоянными и равными μ_1 .

Рассчитаем крутящий момент для двигателя, у которого параметры «безударного» [4] закона движения клапана обеспечивают максимально возможное время сечения, сопряжение положительной и отрицательной части кривой ускорений в момент смены их знака, примерное равенство коэффициента запаса комплекта клапанных пружин заданной величине [5].

В таком случае каждому числу оборотов двигателя будет соответствовать свой закон движения клапана и оптимальный профиль кулачка (который может быть обработан плоским инструментом), обеспечивающий этот закон.

На рис. 1 приведены зависимости крутящего момента на распределительном валу двигателя по углу поворота кулачка при различных числах оборота двигателя (для одного и того же закона движения клапана). На рис. 2 показано влияние коэффициента трения на протекание крутящего момента по углу поворота кулачка и экспериментально определенные значения коэффициентов трения для различных трущихся пар кулачок—толкатель (сплошная линия — чугун—сталь, штриховая линия — чугун—чугун).

Из выражения (6) видно, что коэффициенты трения μ_2 и μ_3 (для конструкции распространенных в настоящее время механизмов газораспределения и возможных границ изменения коэффициентов трения) не оказывают заметного влияния на значения суммарного крутящего момента. Поэтому в расчете они были приняты наибольшими из возможных значений.

Величину коэффициента μ_1 можно определить экспериментально. С этой целью в НАМИ спроектирована и изготовлена установка (рис. 3), вал которой приводится во вращение ба-

лансирно подвешенным электродвигателем постоянного тока. На валу устанавливаются сменные цилиндрические втулки, отличающиеся друг от друга наружным диаметром, шириной рабочей поверхности и материалами. В эксперименте использовались втулки с наружными диаметрами 28 и 44 мм, с шириной цилиндрической поверхности 14—2 мм, изготовленные из стали 12ХНЗ с последующей цементацией (HRC 60) и серого чугуна специального химического состава, применяемого для распределительных валов (твердость отбеленной поверхности втулки HRC 55). К наружной цилиндрической поверхности сменной втулки 1 (рис. 3) при помощи взаимно уравновешенной рычажной системы 2, которая не создает радиального усилия на валу установки и, таким образом, не изменяет величины момента трения в подшипниках вала, прижимаются с двух противоположных сторон толкатель 3 (в эксперименте использовались чугунные толкатели с плоской тарелкой). Усилие в паре толкатель—втулка может изменяться с помощью винтов 4 и контролируется динамометром 5.

Контактные напряжения в паре втулка—толкатель подсчитываются по известной формуле Герца:

$$\sigma = 0,418 \sqrt{\frac{QE}{br}},$$

где b и r — соответственно ширина и радиус цилиндрической поверхности втулки;

Q — усилие в контакте пары втулка—толкатель;

E — модуль упругости.

Величина коэффициента трения μ_1 определяется так:

$$\mu_1 = \frac{M_4 - M_5}{2Pr},$$

где M_4 — момент, измеряемый на балансирном электродвигателе;

M_5 — момент трения в подшипниках вала установки (в эксперименте $M_5 = 0,031$ кгс·м).

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования позволили установить следующее.

Величина крутящего момента на распределительном валу двигателя существенно зависит от коэффициента трения толкателя по кулачку, а также от числа оборотов коленчатого вала двигателя, закона движения клапана и кинематических характеристик его привода. Максимальные значения его не превышают 2,2 кгс·м.

Отношение модулей максимальных значений крутящего момента, соответствующих стороне подъема профиля кулачка и стороне опускания, для применяемых в настоящее время законов движения клапана и кинематических характеристик его привода находится в пределах 1,5—2 (большие отношения соответствуют большим коэффициентам трения).

Значения экспериментально определенных коэффициентов трения для пары сталь—чугун и чугун—чугун близки к 0,068 и 0,1 соответственно.

В зоне контактных напряжений, не превышающих 15 кгс/мм², величина коэффициента трения несколько снижается (рис. 2),

падающая до 0,04 при $\sigma = 9,5$ кгс/мм², что объясняется благоприятными условиями для образования масляного клина между трущимися поверхностями кулачка и толкателя.

В диапазоне изменения чисел оборотов в минуту распределительного вала 600—3200 величина коэффициента трения практически не меняется.

При исследовании нагруженности привода клапана механизмов газораспределения с достаточной для решения практических задач точностью влияют на напряженность коленчатого вала, а также на износ вкладышей его подшипников. Однако прямой связи между износом подшипников и жесткостными параметрами системы нет. Так, например, удельный износ вкладышей коренных подшипников коленчатого вала двигателя ЗМЗ-21 значительно превышает удельный износ вкладышей двигателя ЗМЗ-24 при одинаковых конструктивных и жесткостных параметрах коленчатых валов в идентичных условиях испытаний.

В эксплуатации разрушение коленчатых валов автомобильных двигателей происходит в основном от нагрузок, изгибающих вал в плоскости кривошипов. Расчет коленчатых валов на изгиб выполняется или по разрезной схеме, когда колено вала рассматривается как балка, свободно лежащая на двух опорах, или по неразрезной схеме, как статически неопределимая пространственная система.

В случае расчета по неразрезной схеме (более точной по сравнению с разрезной) при условии соосности и абсолютной жесткости опор не обязательно знать действительную изгибную жесткость коленчатых валов, так как изменения надпорных моментов незначительно влияют на изменение величин лишних неизвестных, а реакции опор с достаточной точностью определяются расчетным путем.

Определение изгибной жесткости экспериментальным путем дает возможность внести поправки в расчет и создать схему, эквивалентную по жесткости действительной, а сравнительная оценка изгибных жесткостей позволяет получить представление о конструктивных особенностях однотипных коленчатых валов.

На автополигоне НАМИ были проведены экспериментальные исследования по сравнительной оценке изгибной жесткости коленчатых валов двигателей ВАЗ-2101, М-412, ЗМЗ-21, ЗМЗ-24.

ентов трения для определения оптимальных параметров механизма газораспределения, характеризующих нагруженность звеньев его привода.

ЛИТЕРАТУРА

1. Истомин С. С. — «Автомобильная промышленность», 1969, № 11.
2. Истомин С. С. К вопросу о деформации наружного звена двухрядной цепи привода распределительного вала автомобильного двигателя. Труды НАМИ, вып. 104, 1969.
3. Корчемный Л. В. Механизм газораспределения двигателя. М., Машгиз, 1964.
4. Kurz D. — «ATZ», 1954, N 11.
5. Андронов М. А. К определению параметров безударного закона движения клапанов для механизма газораспределения с верхним расположением распределительного вала. Труды НАМИ, вып. 94, 1967.

УДК 621.43-233.13

Сравнительная оценка изгибной жесткости коленчатых валов

А. И. СЕМИН, В. М. ТУЛЯКОВ

Автополигон НАМИ

В РЕАЛЬНЫХ условиях работы двигателя наблюдаются: податливость опор, несоосность коренных подшипников, изгиб коленчатого вала и др. Отмеченные факторы в определенной степени влияют на напряженность коленчатого вала, а также на износ вкладышей его подшипников. Однако прямой связи между износом подшипников и жесткостными параметрами системы нет. Так, например, удельный износ вкладышей коренных подшипников коленчатого вала двигателя ЗМЗ-21 значительно превышает удельный износ вкладышей двигателя ЗМЗ-24 при одинаковых конструктивных и жесткостных параметрах коленчатых валов в идентичных условиях испытаний.

В эксплуатации разрушение коленчатых валов автомобильных двигателей происходит в основном от нагрузок, изгибающих вал в плоскости кривошипов. Расчет коленчатых валов на изгиб выполняется или по разрезной схеме, когда колено вала рассматривается как балка, свободно лежащая на двух опорах, или по неразрезной схеме, как статически неопределимая пространственная система.

В случае расчета по неразрезной схеме (более точной по сравнению с разрезной) при условии соосности и абсолютной жесткости опор не обязательно знать действительную изгибную жесткость коленчатых валов, так как изменения надпорных моментов незначительно влияют на изменение величин лишних неизвестных, а реакции опор с достаточной точностью определяются расчетным путем.

Определение изгибной жесткости экспериментальным путем дает возможность внести поправки в расчет и создать схему, эквивалентную по жесткости действительной, а сравнительная оценка изгибных жесткостей позволяет получить представление о конструктивных особенностях однотипных коленчатых валов.

На автополигоне НАМИ были проведены экспериментальные исследования по сравнительной оценке изгибной жесткости коленчатых валов двигателей ВАЗ-2101, М-412, ЗМЗ-21, ЗМЗ-24.

Основные параметры коленчатых валов приведены в табл. 1. Исследования выполнялись на испытательной машине УММ-50. Вал устанавливался крайними коренными шейками (первой и пятой) на специальные призмы с углом при вершине 90°. Одна из призм устанавливалась на цилиндрические катки. Подобное конструктивное решение обеспечило статически определимую схему нагружения (рис. 1).

Принятая схема нагружения позволяет с достаточной точностью выявить изгибную жесткость отдельных элементов коленчатого вала, в частности, шек с учетом их конструктивных особенностей, а также оценить жесткость рассматриваемых коленчатых валов в целом. Более близкая к реальным условиям схема нагружения, состоящая из одного кривошипа, установленного на коренные опоры, с давлением на шатунную шейку непригодна для определения жесткости шек из-за малой величины прогиба в пределах упругого состояния мате-

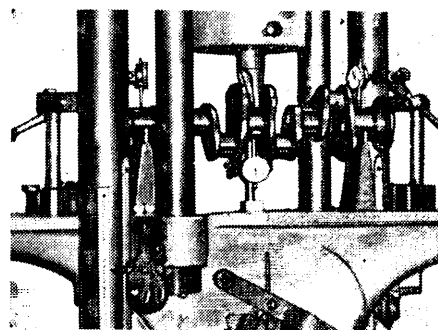


Рис. 1. Экспериментальное определение прогиба коленчатого вала

Таблица 1

Основные параметры коленчатых валов	ВАЗ-2101	М-412	ЗМЗ-21	ЗМЗ-24
Число опор	5	5	5	5
Угол расположения кривошипов в градусах	180	180	180	180
Радиус кривошипа в мм	33	35	46	46
Расстояние между серединами крайних коренных шеек l в мм	378	417	455	455
Диаметр в мм:				
коренной шейки D_k	50,7	59,9	64	64
облегчающего отверстия коренной шейки d_k	—	—	32	32
шатунной шейки $D_{ш}$	47,8	52	58	58
облегчающего отверстия шатунной шейки $d_{ш}$	—	—	30	32
Длина шейки в мм:				
коренной l_k	1—26,5 2; 4—28,6 3—30 5—28 27,2	1—32 2; 4—34 3—32 5—33 28,0	1—38 2; 3; 4—40 5—36	1—38 2; 3; 4—40 5—36
шатунной $l_{ш}$	19,6	21,0	36,0	36,0
Ширина щеки $b_{ш}$ в мм	65	75	90	90
Толщина щеки $h_{ш}$ в мм с буртами	19,6	21,0	20,0	20,0
Материал коленчатого вала	Магнийевый чугун	Сталь 45 ГОСТ 1050-60	ВЧ-50-2	ВЧ-50-2
Модуль упругости в кгс/мм ²	$1,65 \cdot 10^4$	$2,1 \cdot 10^4$	$1,65 \cdot 10^4$	$1,65 \cdot 10^4$
Вес коленчатого вала в кг	10,6	16,8	16,9	17,1

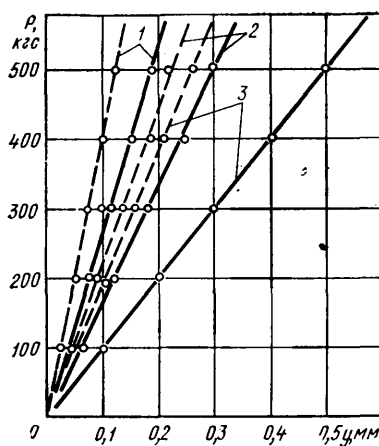


Рис. 2. Зависимость прогибов коленчатых валов от нагрузки (сплошная линия — в плоскости кривошипа, штриховая — в перпендикулярной плоскости): 1 — М-412; 2 — ВАЗ-2101; 3 — ЗМЗ-21; ЗМЗ-24

риала колена и больших относительных погрешностей измерения [1].

Коленчатый вал нагружался по средней коренной шейке в плоскости кривошипа и в перпендикулярной плоскости. Прогибы измерялись индикаторами часового типа с ценой деления 0,01 мм, устанавливаемыми на первую, третью и на крайних шейках фиксировали смещение опор. Прогибы измерялись при нагрузке, равной 100, 200, 300, 400 и 500 кгс. Зависимости величин прогибов y от нагрузки P приведены на рис. 2.

Для сравнительной оценки изгибной жесткости коленчатые валы были приведены к осредненной жесткости гладких валов с использованием зависимости

$$EJ = \frac{Pl^3}{48y}$$

Значения прогибов y принимались по результатам эксперимента при $P=500$ кгс.

Полученные значения жесткостей приведены в табл. 2. Сравнительная оценка жесткостей отдельных элементов (щеки, коренные и шатунные шейки) проводилась расчетом по схеме, в которой вал рассматривался как статически определяемая балка с участками переменной жесткости и сосредоточенной нагрузкой, приложенной в средней части вала.

Исходя из этой схемы, составлялись уравнения прогибов, в которых жесткости щеки не были известны. Используя зависимость прогиба вала от приложенного усилия и жесткости сечения (интеграл Мора) и имея значения прогибов, полученные экспериментально, можно определить жесткости щеки с учетом особенностей конструкции — перекрытия щеки, радиуса кривошипа, технологических отверстий и уклонов:

$$y = \sum \int \frac{M_p M_1}{EJ_x} dS,$$

где y — экспериментальное значение прогиба вала; M_p и M_1 — аналитическое выражение изгибающих моментов соответственно от заданной нагрузки и единичной силы.

Прогиб y определяется по правилу Верещагина. При этом жесткости коренных и шатунных щеки определяются по формуле

$$EJ = E \frac{\pi D^4}{64} \left(1 - \frac{d^4}{D^4}\right).$$

Анализ результатов табл. 2 показывает:

1) осредненная жесткость коленчатых валов в плоскости кривошипов в 1,5—1,8 раза ниже, чем в перпендикулярной плоскости, что объясняется меньшей жесткостью щеки в этой плоскости;

2) жесткость коренных и шатунных щеки коленчатых валов двигателей ЗМЗ-21 и ЗМЗ-24 несколько выше жесткости щеки коленчатого вала двигателя М-412, составляет 1,02 и 1,11 соответственно и значительно превышает жесткость щеки коленчатого вала двигателя ВАЗ-2101 (коренные в 2,32 и шатунные в 1,93 раза);

3) жесткость щеки коленчатых валов двигателей ЗМЗ-21 и ЗМЗ-24 ниже жесткости щеки коленчатого вала двигателя М-412 примерно в 2,5 раза за счет меньшей толщины и применения материала с более низким модулем упругости;

4) жесткость щеки коленчатого вала двигателя ВАЗ-2101 в 1,2 раза выше, чем жесткость щеки коленчатых валов двигателей ЗМЗ-21 и ЗМЗ-24 (при меньшей толщине его щеки), что, очевидно, объясняется большей величиной перекрытия коренных и шатунных щеки и меньшим радиусом кривошипа;

5) жесткость щеки коленчатых валов относительно жесткости коренных щеки исследуемых двигателей значительно меньше жесткости щеки. Так, жесткость щеки относительно жесткости коренных щеки для коленчатых валов двигателя ЗМЗ-21, ЗМЗ-24 меньше в 17 раз, для коленчатых валов двигателя М-412 — в 6,6 раза и для коленчатых валов двигателей ВАЗ-2101 — в 6 раз. Это показывает, что наиболее слабым звеном коленчатого вала при изгибе в плоскости кривошипа является его щека.

Следует отметить значительную неравномерность жесткости элементов коленчатых валов двигателей ЗМЗ-21 и ЗМЗ-24.

Таблица 2

Коленчатый вал двигателя	Усредненная жесткость вала EJ_{cp} в кгс · мм ²		Жесткость щеки EJ в кгс · мм ²		Жесткость щеки EJ в кгс · мм ²	
	в плоскости кривошипа	в перпендикулярной плоскости	коренной	шатунной	в плоскости кривошипа	в перпендикулярной плоскости
ВАЗ-2101	$18,45 \cdot 10^8$	$26,54 \cdot 10^8$	$54,8 \cdot 10^8$	$42,9 \cdot 10^8$	$9,15 \cdot 10^8$	$15,2 \cdot 10^8$
М-412	$37,2 \cdot 10^8$	$57,22 \cdot 10^8$	$125,0 \cdot 10^8$	$75,0 \cdot 10^8$	$19,0 \cdot 10^8$	$35,6 \cdot 10^8$
ЗМЗ-21	$19,8 \cdot 10^8$	$36,61 \cdot 10^8$	$127,0 \cdot 10^8$	$83,0 \cdot 10^8$	$7,5 \cdot 10^8$	$15,8 \cdot 10^8$
ЗМЗ-24	$19,8 \cdot 10^8$	$36,62 \cdot 10^8$	$127,0 \cdot 10^8$	$83,0 \cdot 10^8$	$7,5 \cdot 10^8$	$15,8 \cdot 10^8$

Таким образом, жесткостные характеристики коленчатого вала двигателя М-412 допускают возможность повышения его мощностных показателей без изменения конструктивных параметров вала. В дальнейшем целесообразно совершенствовать конструкцию коленчатого вала двигателя ЗМЗ-24 в направлении повышения жесткости его щеки. Результаты проведенных расчетно-экспериментальных исследований можно использовать при расчетах и проектировании коленчатых валов перспективных моделей двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

- Семенов Г. И. — «Автомобильная промышленность», 1965, № 8.
- Любошиц М. И., Ицкович Г. М. Справочник по сопротивлению материалов. Минск, «Высшая школа», 1969.

УДК 621.43.2

О кинетике изнашивания цилиндро-поршневой группы двигателя при пуске

Канд. техн. наук Л. А. СОРОКИН

ЦНИИМЭ

ВОПРОСУ исследования пусковых износов двигателей посвящено большое количество работ как в Советском Союзе, так и за рубежом. Однако до настоящего времени нет полной ясности в вопросе о кинетике изнашивания цилиндро-поршневой группы двигателя при пуске, в то время

как от решения этого вопроса зависит разработка тех или иных мероприятий по уменьшению пусковых износов двигателей. В последнее время большинство исследователей, использующих для измерения пусковых износов гильз цилиндров двигателей метод «лунок», объясняют пусковой износ в основ-

ном результатом действия коррозии, прекращающейся с окончанием прогрева двигателя. В соответствии с такой интерпретацией природы пускового износа выбирается и методика испытаний, в которой отожествляются периоды пуска и прогрева двигателя с периодами собственно пускового износа и износа при его прогреве [1], а также даются рекомендации для ускорения прогрева двигателя после пуска.

Имеются также работы [2 и 3], проведенные с применением для измерения износа поршневых колец двигателя метода радиоактивных индикаторов, которые показывают, что пусковой износ в основном является результатом механического взаимодействия трущихся поверхностей, о чем свидетельствует образование на них при пуске пусковых задиров, прирабатываемых в течение длительного времени после пуска и прогрева двигателя. При такой интерпретации природы пускового износа методикой испытаний должна быть предусмотрена приработка пусковых задиров после каждого пуска. Это требование предполагает применение для измерения износа самых точных методов, позволяющих наблюдать за динамикой изнашивания двигателя при пуске. Наиболее подходит метод радиоактивных индикаторов. Он и был выбран для исследования влияния приработки пусковых задиров на пусковые износы двигателя ЯАЗ-М204А.

Испытания проводились в специальном охлаждаемом вентилятором боксе. Двигатель был установлен на электробалансирном стенде СТЭУ-40-1000. Пуск двигателя и его нагружение осуществлялись электродвигателем стенда. На двигателе были заактивированы способом вставок из радиоактивного кобальта семь верхних поршневых колец в трех цилиндрах. Всего было поставлено 76 вставок общей активностью 39,2 мКю. Для активирования были взяты нехромированные поршневые кольца. Износ двигателя при пуске определялся по нарастающей активности проб картерного масла. Методикой предусмотрено после каждого пуска прогревать двигатель его работой под нагрузкой, равной 40% номинальной мощности¹, в течение 25 мин для обеспечения приработки пусковых задиров. Однако уже через 12 мин работы двигателя под нагрузкой приработка пусковых задиров заканчивалась², поэтому пусковой износ определялся по пробе, взятой через 12 мин работы двигателя под нагрузкой.

При испытаниях были получены относительные величины пусковых износов поршневых колец двигателя при его горячих (с предварительным разогревом системы охлаждения) и холодных (с заполненной антифризом системой охлаждения) пусках. После испытаний микрометром был определен абсолютный — среднемаксимальный диаметральный износ гильз цилиндров двигателя.

На основании полученных результатов были выявлены абсолютные величины пусковых износов гильз цилиндров двигателя за 100 пусков (табл. 1).

Таблица 1

Способ пуска	Среднемаксимальный диаметральный износ гильз цилиндров двигателя ЯАЗ в мкм за 100 пусков при температуре			
	—5°C	—10°C	—15°C	—20°C
Горячий на масле:				
ДСп-11	4,3	6,8	9,3	11,8
Дп-8	8,5	15,3	22,2	29,0
Холодный на масле:				
ДСп-11	10,6	15,9	21,3	—
Дп-8	20,5	26,7	33,0	39,2

По известным пробегу автомобиля МАЗ-200 до капитального ремонта двигателя ЯАЗ-М204А, равному 70 тыс. км, и среднемаксимальному диаметральному износу гильз цилиндров двигателя ЯАЗ, поступающих в капитальный ремонт, равному 500 мкм, были определены эквиваленты пусковых износов двигателя ЯАЗ-М204А в километрах пробега автомобиля МАЗ-200 (табл. 2).

При среднесуточном пробеге автомобиля, равном 150 км, и пробеге до замены гильз цилиндров, равном 70 тыс. км, автомобиль будет эксплуатироваться $\frac{70\,000}{150 \times 20 \times 12} = 1,94$ года.

При 100 зимних пусках в год со средней начальной температурой двигателя —15°C в случае использования масла Дп-8

¹ Данная нагрузка примерно соответствует нагрузке двигателя порожнего автомобиля при движении его на пониженных передачах.

² За исключением пусков двигателя на свежем масле ДСп-11, обладающем плохими приработочными свойствами, а также пусков с нарушением нормального режима прогрева, приводящих к большому пусковому задиром.

Способ пуска	Пробег автомобиля МАЗ-200 в км, эквивалентный по износу пуску двигателя ЯАЗ-М204А при температуре			
	—5°C	—10°C	—15°C	—20°C
Горячий на масле:				
ДСп-11	6,0	9,5	13,0	16,5
Дп-8	11,9	21,5	31,1	40,6
Холодный на масле:				
ДСп-11	14,8	22,3	29,8	—
Дп-8	28,7	37,4	46,2	54,9

пусковые износы составят: при горячих пусках $1,94 \times 22,2 = 43$ мкм и при холодных — $1,94 \times 33 = 64$ мкм. Это составит при горячих пусках 8,6 и холодных пусках 12,8% общего эксплуатационного износа двигателя.

Приведенные данные свидетельствуют о малой абсолютной и относительной величине нормальных пусковых износов двигателя и их малой доле в его общем эксплуатационном износе.

Для выявления влияния приработки пусковых задиров на получаемые величины пусковых износов был проведен такой эксперимент. Холодные пуски двигателя на масле ДСп-11 осуществлялись без последующей его работы под нагрузкой, при этом после четвертого пуска пусковые задир приработывались согласно методике испытаний и определялась суммарная за четыре пуска величина износа. Выявленные результаты сравнивались с суммой пусковых износов, полученных при соответствующих пусках двигателя с приработкой пусковых задиров после каждого пуска. Величина износа в трех случаях при средних начальных температурах двигателя —0,9; —2,6 и —2°C отличалась в 3; 5,8 и 5,1 раза. Из расчета одного пуска (если учесть, что первый пуск при каждом опыте осуществлялся после приработки пусковых задиров) величина износа была больше нормальной в среднем соответственно в 3,3; 6,4 и 7,1 раза. При этом тепловое состояние двигателя во время его остановок не оказывало заметного влияния на величины пусковых износов.

Наличие на трущихся поверхностях неприработанных микрозадиров (повышенной шероховатости) приводит к увеличению пускового износа не только при пусках двигателя после его длительной остановки для охлаждения, но и при кратковременных остановках после пуска, когда масло не успевает стечь с трущихся поверхностей. Такие данные приведены в табл. 3, из которой видно, что кратковременные остановки двигателя при прогреве приводят к увеличению износа, тем большому, чем ниже начальная температура двигателя во время пуска, т. е. чем больше были пусковые задир (сравнить пуски № 1 и 2 с № 5, № 3 и 4 с № 6). Во время пусков № 1 и 2 износ от остановки при прогреве не увеличился, что объясняется отсутствием микрозадиров на трущихся поверхностях к моменту остановки двигателя. При пусках № 3 и 4 пусковой износ возрос в результате увеличения количества остановок. Особенно большое увеличение износа двигателя произошло при пуске № 7 на свежем масле ДСп-11, что объясняется его плохими приработочными свойствами.

Полученные результаты не расходятся с известным положением теории о том, что в случае увеличения шероховатости трущихся поверхностей резко снижается давление, при котором нарушается масляная пленка, т. е. происходит заедание [4].

Результаты износов, полученные нами при пусках двигателя на масле ДСп-11 с неприработанными микрозадирами на трущихся поверхностях, представлены на рисунке, из которого видно, что величина пускового износа в этом случае с понижением начальной температуры двигателя до 0°C изменяется мало, а с дальнейшим понижением температуры резко возрастает: при —6°C она выше, чем при 0°, в 1,8 раза; при —12° — в 3,4 раза, кроме того, превосходит нормальную при 0° — в 5 раз, при —6° — в 10 раз, при —12° — в 11 раз.

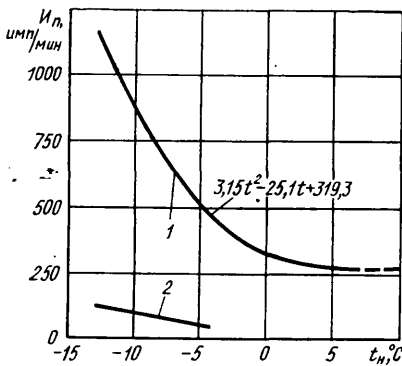
В связи с полученными результатами главное значение приобретает вопрос обеспечения приработки микрозадиров на трущихся поверхностях двигателей при их остановках как в эксплуатации, так и при испытаниях. При анализе работ, посвященных исследованию пусковых износов двигателей, было установлено, что те работы, в которых были получены большие эквиваленты пусковых износов, проводились по методикам, не предусматривающим приработки после каждого пуска пусковых задиров, на двигателях, имеющих нехромированные поршневые кольца [5 и 6].

Таким образом, полученные результаты свидетельствуют о том, что пусковой износ двигателя является результатом

¹ Между пусками двигатель остывал в течение 12 ч.

Номер пуска	Начальная температура двигателя в °С	Количество остановок при прогреве	Температура при остановке в °С		Время остановки в мин	Пусковой износ в имп/мин	Нормальная величина пускового износа (при отсутствии остановок) в имп/мин	Увеличение пускового износа против нормального в раз
			охлаждающей воды	картерного масла				
1	1,5	1	28	32	5	38	50	0,8
2	3	1	14	15	4	48	50	1,0
3	6,5	2	13	15	2			
4	1	2	29 14	33 15	2 2	83	50	1,5
5	-17,5	1	28	31	2	247	160	1,5
6	-5,5	2	14 15	15 16	2 4	820	293	2,8
			31	33	4	775	137	5,6
7	-1,5	3	После пуска с интервалом 2 мин		По 2	1395	84	16,6

Примечание. При пуске № 4 применялось масло Дп-8, при других пусках — ДСп-11.



Зависимость пускового износа I_n двигателя ЯАЗ-М204А от его начальной температуры t_n :
1 — при наличии на трущихся поверхностях перед пуском неприработанных микрозадиrow; 2 — то же, при отсутствии на трущихся поверхностях перед пуском неприработанных микрозадиrow

механического взаимодействия трущихся поверхностей, сопровождающегося образованием на них пусковых задиrow (повышенной шероховатости). Приработка пусковых задиrow при работе двигателя под нагрузкой, равной 40% номинальной мощности, обеспечивается за 12 мин работы. Величины пусковых износов двигателя ЯАЗ-М204А при обеспечении после каждого пуска приработки пусковых задиrow небольшие и составляют при горячих пусках на масле Дп-8 8,6% и при холодных пусках на том же масле 12,8% от общего эксплуатационного износа двигателя. Пуски двигателя при наличии на

трущихся поверхностях неприработанных микрозадиrow приводят к их износу, в 5—11 раз превышающему нормальный. Предметом дальнейших исследований может служить изучение в условиях эксплуатации состояний приработки трущихся поверхностей двигателей, особенно работающих с малыми нагрузками, частыми остановками и пусками, независимо от того, чем приработка может быть вызвана (пусками, попаданием абразивных частиц и т. д.). Наиболее эффективным показателем приработки является величина износа двигателя при пусках и остановках.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лосавио Г. С. — «Автомобильный транспорт», 1964, № 6.
2. Захаренко Б. А., Магарик Н. Н., Никольский С. С. «Труды научно-технической конференции по применению радиоактивных изотопов и излучений в автомобильной и тракторной технике 12—15 ноября 1958 г.», НАМИ, М., 1959.
3. Унификация поршневых колец бензиновых двигателей промышленного назначения. Экспресс-информация. «Поршневые и газотурбинные двигатели», 1965, № 1.
4. Дроздов Ю. Н. Методы оценки противозадиrowных и противозносных свойств смазочных материалов. «Наука», М., 1969.
5. Blackwood — «SAE Journal», 1935, vol. 36.
6. Бурыйшкн Л. П. Опытные исследования по износу цилиндров и поршневых колец в пусковой период. Научные труды Одесского института инженеров морского флота, вып. IX, 1951.

УДК 621.43-4

Исследование влияния температуры топлива на его истечение через жиклер

Д. Д. ШРАЙНЕР

Фрунзенский политехнический институт

ПРИ эксплуатации автомобилей в условиях, отличных от расчетных ($t_b = 20^\circ\text{C}$, $B = 760$ мм рт. ст. и влажность 50%), динамические и экономические характеристики значительно ухудшаются. Это происходит в результате ухудшения эффективных показателей двигателей из-за изменения параметров горючей смеси, приготовляемой карбюратором [1].

Повысить эффективность использования двигателей можно путем получения состава горючей смеси, близкого к оптимальному, независимо от изменения температуры окружающей среды с помощью специальных автоматических устройств (автоматокорректоров) [2].

Влияние характера изменения различных факторов, влияющих на истечение топлива через жиклер в зависимости от изменения температуры поступающих в карбюратор воздуха и топлива, имеет важное значение при расчете и конструировании автоматических термодокорректоров состава горючей смеси. Рассмотрим это явление подробнее.

Как известно, состав горючей смеси, приготовляемой карбюратором, характеризуется коэффициентом избытка воздуха

$$\alpha = \frac{G_b}{L_0 G_T}, \quad (1)$$

где G_b — расход воздуха через диффузор;
 G_T — расход топлива через жиклер;
 L_0 — теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива.

Расход воздуха через диффузор карбюратора

$$G_b = \mu_d F_d \sqrt{2\Delta p_d \rho_b} \quad \text{кг/с}, \quad (2)$$

где μ_d — коэффициент расхода диффузора;
 F_d — площадь поперечного сечения диффузора в м^2 ;
 Δp_d — разрежение в узком сечении диффузора в Н/м^2 ;
 ρ_b — плотность воздуха в кг/м^3 .

При изменении температуры воздуха, поступающего в карбюратор, в уравнении (2) будут меняться коэффициент расхода диффузора μ_d и плотность воздуха ρ_b . Изменение величины μ_d при повышении температуры от 0 до 100°C незначительно, и в инженерных расчетах его можно принимать постоянным.

Изменение плотности воздуха в зависимости от его температуры выражается формулой

$$\rho_b = \frac{B}{RT} \quad \text{кг/м}^3, \quad (3)$$

где B — барометрическое давление в Н/м²;
 R — газовая постоянная воздуха в Дж/кг·град;
 T — абсолютная температура воздуха в °К.
 Расход топлива через жиклер карбюратора

$$G_T = \mu_{ж} F_{ж} \sqrt{2 \Delta p_{ж} \rho_T} \text{ кг/с,} \quad (4)$$

где $\mu_{ж}$ — коэффициент расхода жиклера;
 $F_{ж}$ — площадь поперечного сечения жиклера в м²;
 ρ_T — плотность топлива в кг/м³;
 $\Delta p_{ж}$ — разрежение у жиклера в Н/м².

При изменении температуры в формуле (4) будут изменяться коэффициент расхода жиклера $\mu_{ж}$ и плотность топлива ρ_T . Изменение коэффициента расхода жиклера является следствием зависимости вязкости топлива от его температуры.

Таким образом, если выражения (2) и (4) подставить в формулу (1), получим

$$\alpha = \frac{G_B}{L_0 G_T} = \frac{\mu_d F_d \sqrt{2 \Delta p_d \rho_B}}{L_0 \mu_{ж} F_{ж} \sqrt{2 \Delta p_{ж} \rho_T}} \quad (5)$$

Из формулы (5) видно, что увеличение коэффициента расхода жиклера $\mu_{ж}$ и уменьшение плотности воздуха ρ_B приводят к снижению коэффициента избытка воздуха, т. е. к переобогащению горючей смеси. При уменьшении плотности топлива ρ_T увеличивается α , т. е. обедняется смесь. Однако уменьшение плотности топлива при повышении его температуры незначительно по сравнению с увеличением $\mu_{ж}$ и снижением ρ_B , вследствие чего горючая смесь при повышенных температурах окружающей среды все же обогащается [1].

Таким образом, коэффициент расхода жиклера оказывает влияние на состав горючей смеси и зависит от многих факторов: конструктивного исполнения жиклера, вязкости истекаемой жидкости, ее напора и др. [3].

Рассмотрим зависимость коэффициента расхода жиклера от температуры топлива. Как известно, с повышением температуры топлива (до определенных значений) вязкость его уменьшается, что ведет к увеличению коэффициента расхода жиклера. Однако с момента парообразования топлива коэффициент расхода жиклера начинает уменьшаться. Это объясняется тем, что при значительных температурах топлива через жиклер истекает двухфазовый поток (пар—жидкость), а объем паров бензина в 150 раз больше объема испарившегося бензина [2]. В связи с этим количество истекающего через жиклер топлива при двухфазовом потоке будет меньше, чем при однофазовом (жидкость). Значит, с увеличением температуры топлива выше точки его парообразования паровая фаза увеличивается, а коэффициент расхода жиклера уменьшается.

Для определения коэффициента расхода жиклера при различных температурах И. М. Ленин предложил эмпирическую зависимость [4]:

$$\mu_t = \mu_{15} (t + 0,0015 t), \quad (6)$$

где μ_{15} и μ_t — коэффициенты расхода жиклера соответственно при 15°C и заданной температуре;
 t — заданная температура в °C.

Как показали исследования, уравнением (6) можно с достаточной для практических расчетов точностью пользоваться при температурах топлива до «точки пузырька».

Вывод теоретической зависимости, описывающей процесс истечения топлива через жиклер при различных температурах, представляет большие трудности. В связи с этим стало необходимым исследовать этот процесс и вывести на основании экспериментальных данных эмпирическую зависимость.

Исследование процесса истечения топлива через жиклер проводилось моторным методом. Принципиальная схема экспериментальной установки изображена на рис. 1.

Стандартный карбюратор К-124 был несколько упрощен (отключены системы холостого хода, экономайзера и воздушный жиклер главной дозирующей) и работал по принципу элементарного.

Топливо подавалось бензиновым насосом двигателя из бака через индукционный подогреватель в поплавковую камеру карбюратора. Объем топлива измерялся при помощи стиххпробера.

Воздух нагревался предварительно в электрическом калорифере и подавался в имитатор подкапотного пространства (на рисунке показан штриховыми линиями), откуда он засасывался в карбюратор.

Температура топлива в поплавковой камере и воздуха на входе в карбюратор измерялась при помощи термпар 3 и 7, соединенных через многопозиционный переключатель с прибором ЭПП-09М.

Разрежение в диффузоре карбюратора Δp_d поддерживалось постоянно и фиксировалось водяным манометром.

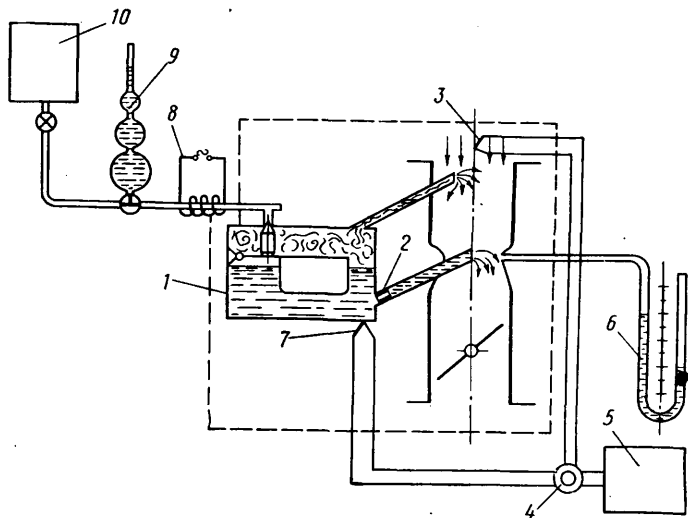


Рис. 1. Принципиальная схема установки для исследования процесса истечения топлива через жиклер:
 1 — карбюратор; 2 — топливный жиклер; 3 — термopapa; 4 — переключатель; 5 — прибор ЭПП-09М; 6 — манометр (водяной); 7 — термopapa; 8 — подогреватель топлива; 9 — стиххпробер; 10 — топливный бак

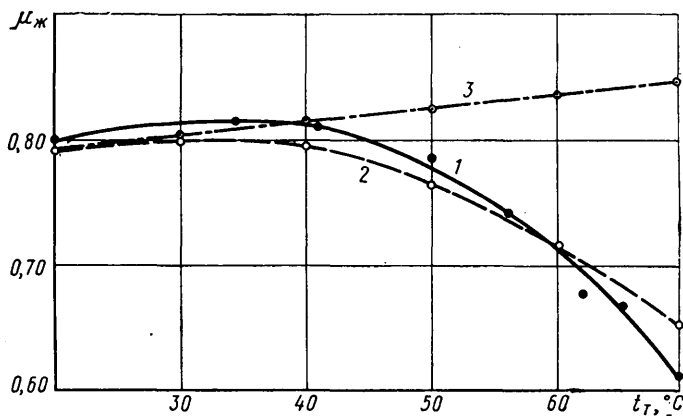


Рис. 2. Зависимость коэффициента расхода жиклера от температуры топлива ($\Delta p_d = 319$ мм вод. ст., $n = 2300$ об/мин, $\mu_{15} = 0,780$, $\mu_{20} = 0,800$, $\rho_T = 730$ кг/м³ и $d_{ж} = 1,51$ мм):
 1 — экспериментальная; 2 — расчетная, по формуле (7); 3 — расчетная, по формуле (6)

Исследования проводились на двух скоростных режимах при открытии дроссельной заслонки на 75%: $n = 2300$ об/мин, $\Delta p_d = 310$ мм вод. ст. и $n = 3600$ об/мин, $\Delta p_d = 500$ мм вод. ст.

После обработки экспериментальных данных были построены кривые зависимости коэффициентов расхода жиклера $\mu_{ж}$ от температуры топлива (рис. 2). По характеру полученных кривых была подобрана эмпирическая зависимость:

$$\mu_t = \mu_0 \frac{\rho_T}{\rho_{н.к}} [1 - a(t - t_{н.к})^2], \quad (7)$$

где μ_0 , μ_t — коэффициенты расхода жиклера соответственно при 20°C и заданной температуре;

ρ_T , $\rho_{н.к}$ — плотность топлива соответственно при заданной температуре и температуре начала парообразования;

t , $t_{н.к}$ — соответственно заданная температура и температура начала парообразования;

$a = 0,000133$ — постоянный коэффициент, определенный методом наименьших квадратов [5].

На рис. 2 изображена зависимость коэффициента расхода жиклера от температуры топлива. Кроме экспериментальной кривой 1, нанесены результаты, полученные расчетным путем с помощью формул (6) и (7). Анализируя приведенные графики, можно заметить, что предлагаемая эмпирическая зависимость (7) описывает результаты эксперимента достаточно точно для практических расчетов и поэтому может быть рекомендована для определения коэффициента расхода жиклера в условиях высоких температур топлива.

1. Лазебников М. Г., Бакуревич Ю. Л. Эксплуатация автомобилей в условиях жаркого климата и пустынно-песчаной местности. «Транспорт», М., 1969.

2. Сухарева Л. С., Скалов Г. Ф. и др. «Автомобильные двигатели», НИИНавтопром, М., 1968.

3. Башта Т. М. и др. Гидравлика, гидравлические машины и гидравлические приводы. М., «Машиностроение», 1970.

4. Ленин И. М. и др. Системы топливopодачи автомобильных и тракторных двигателей. М., «Машиностроение», 1963.

5. Румшский Л. З. Математическая обработка результатов экспериментов. М., 1971.

УДК 629.113.001.42

Оптимальное планирование испытаний на автополигоне

Д-р техн. наук Н. Н. ЯЦЕНКО, В. П. ШАЛДЫКИН

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ всех типов специальных дорог для ускорения испытаний автомобилей — одна из важных проблем эффективного функционирования автополигона.

При планировании испытательного пробега на автополигоне приходится учитывать многие факторы, которые обусловлены совершенством и изученностью конструкции испытываемого автомобиля, его назначением по типу, чувствительностью к перегрузкам и усталостным повреждениям отдельных элементов, техническими характеристиками, загруженностью и состоянием основного комплекса специальных дорог, а также установленные для испытаний автомобилей данного класса режимы движения, технического обслуживания, особенности заданной программы испытаний и т. п.

Эти многочисленные и иногда противоречивые обстоятельства можно учитывать в математической модели, воспроизводящей с большей или меньшей полнотой основные черты реального процесса планируемых испытаний.

Для составления такой модели ресурсных испытаний рассматриваются следующие средства и факторы, описывающие процесс пробега на полигоне: сеть испытательных дорог, зоны возможной усталостной повреждаемости конструкции испытываемого автомобиля, технологический процесс проведения пробега, различные ограничения, следующие как из конкретных условий испытаний, так и из принятой теории формирования и описания усталости в выбранных зонах.

Усталостная повреждаемость конструкции включается в построение модели пробеговых ресурсных испытаний в качестве основного фактора потому, что широкое обобщение материалов испытаний автомобилей показало преобладающее количество повреждений усталостного характера, составляющее, например, у некоторых автомобилей 60—70% общего количества отказов¹.

Сеть испытательных дорог характеризуется направлением воздействия на элементы конструкции автомобиля, предписываемыми скоростями движения, а также режимом чередования пробега и отдыха водителей за смену, частотой и объемом осмотров на протяжении совершаемого пробега, необходимостью съездов и разворотов, порядком движения на каждом отдельно учитываемом участке.

Последние из перечисленных факторов для первого приближения можно учесть по каждой дороге автополигона в виде потери времени на километр пробега, сопутствующей испытанием на ней по действующим методикам.

Зоны ожидаемой усталостной повреждаемости определяются или по материалам наблюдений за испытываемым объектом в эксплуатации, или по материалам предыдущих испытаний, или по данным предварительных лабораторных исследований, выявляющих наиболее напряженные элементы, или, наконец, по соглашению, основанному на изучении данной конструкции сравнительно с известными прототипами и инженерной интуиции. Зоны ожидаемой усталостной повреждаемости характеризуются удельными на километр пробега показателями накопления повреждений при движении на каждой специальной дороге полигона и на дорогах общего пользования. Эти сопоставимые показатели накопления усталостного повреждения в выбранных зонах определяются либо предварительными лабораторно-дорожными испытаниями объекта на специальных дорогах автополигона и на представительных участках дорог общего пользования, либо расчетно-экспериментальными методами с использованием лабораторных испытаний на барабанном стенде и вероятностных характеристик микропрофиля дорог [1].

¹ Более подробно этот материал был рассмотрен в докладе Н. Н. Яценко и др. «Исследование надежности грузовых автомобилей по результатам полигонных испытаний и реальной эксплуатации» на Первом всесоюзном семинаре «Методы дорожно-полигонных испытаний и вопросы оценки качества автомобилей» в 1973 г.

Технологический процесс пробега в составленной модели испытаний определяется номенклатурой используемых дорог, распределением по ним общего пробега, предусмотренными весовыми состояниями, разбивкой общего пробега на части, отличающиеся движением автомобиля с прицепом и без него. Технологический процесс испытаний характеризуется протяженностью пробега в каждом предусмотренном состоянии автомобиля на каждой дороге в абсолютных величинах или в долях общего пробега.

Для построения простейшей модели испытательного пробега на полигоне, учитывающей главные его стороны — протяженность и повреждающее воздействие в отдельных зонах конструкции в сравнении с воздействием дорог общего пользования, — вводят порядковый номер j специальной дороги автополигона из общего количества n дорог, выбранных по соображениям возможно более широкого охвата всевозможных воздействий на данный автомобиль; порядковый номер i дороги общего пользования или дороги на полигоне из общего их количества l , предусмотренных стандартом или нормалью на испытания; порядковый номер k зоны известной или ожидаемой эксплуатационной повреждаемости от усталости конструкции из общего их количества на данном автомобиле p .

При этом

$$j=1, 2, 3, \dots, n; i=1, 2, 3, \dots, l; k=1, 2, 3, \dots, p.$$

Используя эти обозначения как индексы, можно основные показатели пробеговых испытаний выразить в следующем виде:

- $X_{ji(i)}$ — протяженность пробегов на дорогах j -го или i -го типа;
- v_j — скорость движения на j -й специальной дороге автополигона, предписываемая действующими методиками ее использования;
- a_j — удельный показатель вспомогательного пробега по подъездным дорогам, на разворотах, по дополнительным возвратным маршрутам (на 1 км общего пробега по данной дороге);
- t_j — удельный показатель суммарных потерь времени при ходовых испытаниях на j -й дороге на 1 км испытательного пробега;
- F_{kj} — удельный (на 1 км пробега) сопоставимый показатель накопления усталостного повреждения в k -й зоне конструкции при движении по j -й дороге полигона с заданными скоростями;
- F'_{kl} — то же, при движении по дорогам общего пользования с эксплуатационными скоростями (или на полигоне) при пробеговых испытаниях по условиям стандарта или нормали;
- S_0 — общий пробег, предписываемый нормативным документом на данный вид испытаний;
- μ_i — коэффициент разбивки общего пробега по дорогам i -го типа (доли общего пробега S_0);
- X_0 — протяженность общего пробега на специальных дорогах за время испытаний на автополигоне;
- T_0 — общее время пробеговых испытаний на полигоне.

Удельные показатели a_j и t_j выражают неизбежные потери, связанные с дислокацией специальных дорог и производственной базы автополигона, технологией ходовых испытаний, технической безопасностью, режимом работы персонала.

Значения этих показателей определяются в среднем по опыту испытательной работы на автополигоне и фиксируются в методиках использования специальных дорог, в инструкциях и в других предписаниях.

Формальная запись ограничений, накладываемых на процесс ходовых испытаний различием воздействия разных дорог и различной чувствительностью отдельных элементов к возникающим нагрузкам, может быть представлена в виде условий

Эти условия описываются для рассматриваемых зон повреждения конструкции уравнениями:

[illegible]

$$X_i > 0; \quad X_j \geq 0. \quad (2)$$

Однако качество функционирования такой системы, как модель ходовых испытаний на дорогах автополигона, не может полностью характеризоваться каким-либо одним критерием и должно рассматриваться по нескольким основным показателям.

Для критерия в виде общей продолжительности ходовых испытаний целевую функцию можно записать в виде

$$T_0 = \frac{X_1}{v_1} + \frac{X_2}{v_2} + \dots + \frac{X_j}{v_j} + \dots + \frac{X_n}{v_n} + t_1 X_1 + t_2 X_2 + \dots + t_j X_j + \dots + t_n X_n. \quad (3)$$

Математическая формулировка задачи состоит в том, чтобы при ограничениях (1) и (2) найти такие значения X_1, X_2, \dots, X_n , для которых функция (3) достигает минимального значения.

$$X_0 = X_1 + X_2 + X_3 + \dots + X_i + \dots + X_n. \quad (4)$$
$$z = f(x_1, x_2, \dots, x_n) = c_1 x_1 + c_2 x_2 + \dots + c_j x_j + \dots + c_n x_n \quad (5)$$

В первом случае целевая функция приобретает стандартную форму после подстановки в функцию (3) выражения

$$\frac{1}{v_j} + t_j = c_j. \quad (6)$$

$$c_1 = c_2 = \dots = c_i = \dots = c_n = 1. \quad (7)$$

Решение рассматриваемой нами задачи можно наглядно проиллюстрировать первым, поставленным на автополигоне НАМИ, опытом построения оптимальной программы ускоренных ресурсных испытаний грузового автомобиля с использованием широкого комплекса специальных дорог.

В основу оптимизации программы пробега положена оценка накопления усталостных повреждений в следующих элементах конструкции:

	Индекс k
Лонжерон рамы у заднего кронштейна передней правой рессоры	1
Лонжерон рамы у кронштейна крепления топливного бака	2
Вторая поперечина рамы	3
Вал сошки руля	4
Палец передней верхней реактивной штанги	5
Коренной лист передней левой рессоры	6
Подушья правая заднего моста	7

По условиям поставленной задачи индексы, используемые в системе (1), имеют следующие числовые значения: $n=10$, $i=5$, $k=7$.

Индексация используемых дорог полигона, задаваемая разбивка пробега по тем из них, что предусмотрены в нормативе ОН 025 302—69, приведены в табл. 1. В правой части этой таблицы помещены сопоставимые показатели усталостного повреждения в наиболее напряженных сечениях выбранных эле-

Таблица 1

Специальная испытательная дорога автополигона	Скорость движения автомобиля v_a в км/ч	Индекс дороги		Коэффициент разбивки общего пробега по нормам ОН 025 302-69 (в долях общего пробега)	Удельные сопоставимые показатели накопления повреждения в элементах конструкции по индексам $k F \cdot 10^{-5}$						
		j	i		1	2	3	4	5	6	7
Бетонная скоростная*	70	1	1	0,20	0,30	0,14	0	0	0	0	0
Трек с неровностями полуэллиптической формы, шаг 3,25 м	10	2	—	—	77,70	573,00	0,20	53,60	146,00	10,30	155,00
Трек с неровностями полуэллиптической формы, шаг 3,75 м	10	3	1	—	35,80	720,00	2,29	53,60	81,50	10,30	226,00
Бетонная короткие волны*	30	4	1	—	0	9,45	0	0,46	10,60	0,25	0
Бельгийская мостовая	30	5	1	—	10,30	120,00	0,14	10,02	120,00	2,30	6,65
Булыжная ровная*	40	6	2	0,24	1,22	4,35	0,01	5,36	22,20	0,52	0,75
Булыжная профилированная*	30	7	3	0,06	9,75	17,80	0,02	27,60	144,00	1,90	4,17
Грунтовая:											
в удовлетворительном состоянии	30	8	4	0,30	0,70	1,20	0	0	0	0	0
разбитая	20	9	5	0,10	10,60	19,70	0,14	9,80	10,70	2,30	6,00
размокающая, заснеженная	15	10	6	0,10	10,10	10,10	0	0	13,10	0,60	0

* Согласно нормам ОИ 025 302-69 эти дороги могут быть общего пользования в соответствующем состоянии.

ментов конструкции. Значения этих показателей определены в результате обработки данных тензометрирования при лабораторно-дорожных испытаниях автомобиля ЗИЛ-131 на всех перечисленных дорогах.

Поскольку за основу нормирования повреждающего воздействия берется гарантийный пробег, выполняемый при рядовых испытаниях согласно ОН 025 302—69 не на дорогах общего пользования, а на дорогах автополигона, но без использования специальных треков форсированного нагружения, отпадает необходимость в дополнительном обозначении штрихом показателя накопления повреждения.

Для упрощения рассматриваемого примера предполагается, что потерями, связанными с использованием каждой специальной дороги, можно пренебречь

$$t_1 = t_2 = \dots = t_n = 0.$$

Тогда целевая функция по критерию продолжительности испытаний с учетом предусмотренных скоростей движения на дорогах, перечисленных в табл. 1, запишется в виде

$$T_0 = \frac{1}{70} X_1 + \frac{1}{10} X_2 + \frac{1}{10} X_3 + \frac{1}{30} X_4 + \frac{1}{30} X_5 + \frac{1}{40} X_6 + \frac{1}{30} X_7 + \frac{1}{30} X_8 + \frac{1}{20} X_9 + \frac{1}{15} X_{10} = \min. \quad (8)$$

Целевая функция оптимизации по критерию общей протяженности пробега согласно выражению (4) будет

$$X_0 = X_1 + X_2 + X_3 + \dots + X_{10} = \min. \quad (9)$$

После подстановки показателей $F_{k, j(i)}$ из табл. 1 в соотношение (1) ограничения-равенства записываются (после сокращения) в следующем виде:

$$\left. \begin{aligned} 0,3x_1 + 77,7x_2 + 35,8x_3 + 10,3x_5 + 1,22x_6 + \\ + 9,75x_7 + 0,7x_8 + 10,6x_9 + 10,1x_{10} &= 80\,445; \\ 0,14x_1 + 573x_2 + 720x_3 + 9,45x_4 + 120x_5 + 4,35x_6 + \\ + 17,8x_7 + 1,2x_8 + 19,7x_9 + 10,1x_{10} &= 137\,000; \\ 2,0x_2 + 22,9x_3 + 1,4x_5 + 0,1x_6 + 0,2x_7 + 1,4x_9 &= 3875; \\ 53,6x_2 + 53,6x_3 + 0,46x_4 + 10,02x_5 + 5,36x_6 + \\ + 27,6x_7 + 9,8x_9 &= 98\,100; \\ 146x_2 + 81,5x_3 + 10,6x_4 + 120x_5 + 22,2x_6 + 144x_7 + \\ + 10,7x_9 + 13,1x_{10} &= 647\,000; \\ 103x_2 + 103x_3 + 2,5x_4 + 23x_5 + 5,2x_6 + 19x_7 + \\ + 23x_9 + 6x_{10} &= 131\,900; \\ 155x_2 + 226x_3 + 6,65x_5 + 0,75x_6 + 4,17x_7 + \\ + 6x_9 &= 25\,755. \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

Совместно с этими ограничениями-равенствами (10) и ограничениями-неравенствами (2) целевые функции (8) и (9) представляют собой две задачи линейного программирования в стандартной форме.

Часто, в зависимости от располагаемой вычислительной техники и формы стандартных программ вычислений, бывает удобнее все ограничения представлять в виде неравенств. В рассматриваемом примере это было выполнено за счет задания погрешности вычислений накопления повреждений каждой рассматриваемой зоны конструкции 5% за пробег при испытаниях по нормам ОН 025 302—69.

Тогда, например, первое ограничение-равенство (10) обращается в следующее ограничение-неравенство:

$$84\,000 > 0,3X_1 + 77,7X_2 + 35,8X_3 + 10,8X_5 + 1,22X_6 + + 9,75X_7 + 0,7X_8 + 10,6X_9 + 10,1X_{10} > 76\,000.$$

Дополнительно вводились также ограничения-неравенства:

$$1200 < X_1 < 1400;$$

$$19 < \frac{X_1}{v_1} < 22,$$

обусловленные тем, что в первом цикле ресурсных испытаний необходимо предусмотреть потери на обкатку автомобиля по дорогам первой или второй категории (скоростная дорога полигона) в объеме 1000 км или ~15 ч и на подъезды к специальным дорогам суммарно в объеме 300—400 км или ~4—7 ч.

Вычисления оптимальных значений X_j выполнялись на ЭЦВМ «Минск-22» по программе решения экономических задач с помощью модифицированного симплекс-метода с верхними пределами. Результаты вычисления приведены в табл. 2.

Таблица 2

Обозначения испытательных пробегов по выбранному специальному дорогам автополигона (индексы — согласно табл. 1)		Оптимальный испытательный пробег в км (затрачиваемое время в ч)	
		по критерию времени	по критерию протяженности
X_1		1400 (20)	1400 (20)
X_2		10 (1)	10 (1)
X_3		—	—
X_4		—	—
X_5		210 (7)	64 (2)
X_6		—	—
X_7		2700 (90)	2803 (93)
X_{10}		2000 (132)	2200 (146)
Общий	S_0 (T_0)	8520 (360)	8477 (362)

Показанные в ней два плана построения пробега оптимизируют первый цикл ресурсных испытаний по двум основным критериям. Согласно этим планам вместо пробега 25 000 км по пяти дорогам, оговоренным в ОСТ 37.001.014—70 и ОН 025 302—69, при оптимальном использовании специальных дорог автополигона по критерию времени требуется общий пробег 8520 км, а по критерию минимальной протяженности — пробег 8477 км.

Характерной особенностью полученных решений является различие протяженности как общего пробега, так и пробегов по отдельным дорогам автополигона при оптимизации плана испытаний по разным критериям. Если отнестись значения пробегов при оптимизации по критерию времени индексом T , а по критерию протяженности — индексом x , то при минимизации общего времени проигрыш (с точки зрения сокращения протяженности) на каждой дороге в сравнении с минимизацией общей протяженности выражается в виде

$$\tilde{x}_j = x_{jT} - x_{jx}. \quad (11)$$

Таким же образом при минимизации общей протяженности пробега проигрыш (с точки зрения сокращения сроков) на каждой специальной дороге в сравнении со случаем минимизации общего времени пробега выражается в виде

$$\tilde{T}_j = T_{jx} - T_{jT}. \quad (12)$$

В рассматриваемом примере эти проигрыши невелики, что в значительной мере объясняется включением в планируемый пробег тех же пяти дорог, которые используются и в эквивалентных для первого цикла испытаний по нормам. В общем случае различия в планируемых по разным критериям пробегах могут быть существенными. В связи с этим возникает задача наилучшего компромисса между сроками проведения и протяженностью общего пробега.

Математическая формулировка такой задачи заключается в том, что при заданных выше ограничениях необходимо найти такие значения X_{j*} , при которых значения проигрышей в сравнении с оптимальным по какому-либо критерию планом пробегов будут возможно меньшими. Используя, например, соотношение (9), условие компромисса можно выразить в виде

$$T_j = \min_v \max_j \tilde{T}_{jx}, \quad (13)$$

где T_{jx} — проигрыш во времени при испытаниях на j -той специальной дороге при v -м плане развития по критерию общей протяженности пробега.

В отличие от двух предыдущих задач отыскание компромиссного плана пробега представляется задачей на минимум, которую можно решать методом последовательных приближений.

В частности, при разбивке \tilde{T}_j на интервалы ΔT можно на

каждом шаге T_j определять значения X_j , которые при заданных скоростях v_j являются функциями T_j , и проверять систему ограничений на совместность. Момент перехода от совместности к несовместности (или наоборот) системы равенств или неравенств, выражающих ограничения, можно принять за признак завершения процесса приближений. За окончательное решение берется один из ближайших опорных планов в задаче оптимального программирования пробега по критерию протяженности последнего.

Поскольку задача оптимального планирования ускоренных ресурсных испытаний на специальных дорогах автополигона, рассмотренная выше, поставлена впервые, для проверки полученных решений проведены специальные испытания автомобиля ЗИЛ-131 с соблюдением требований ОСТ 37.001.014—70 по программе, соответствующей оптимизации пробега по протяженности, указанной в табл. 2. Результаты первого цикла этих испытаний сопоставлены с результатами проведенных ранее рядовых испытаний автомобиля (трех образцов выпуска 1970 и 1972 гг.).

Сопоставление проведено по наблюдавшимся отказам и неисправностям основных видов, распределение которых на однородные группы предложено по обобщению обширного испытательного материала. Совпадение результатов оценивалось отношением количества отказов и неисправностей данной группы, возникших при испытаниях, ускоренных согласно оптимальному плану, и наблюдавшихся при рядовых испытаниях.

Это совпадение характеризуется следующими данными (в %) по группам:

Нарушение регулировок	50
Повреждение РТИ	63
Перетирание	80
Износы	80
Усталостные повреждения	94
Течи	67
Прочие отказы	56

Подробный анализ сводной ведомости отказов и неисправностей показал, что наиболее высокий процент совпадения приходится на повреждения усталостного характера подшипников коробки передач (передний подшипник промежуточного вала), листов и кронштейнов подвески, шарниров карданных передач, рамы, оперения. Этим подтверждается достоверность данных лабораторно-дорожных испытаний по накоплению усталости в нагруженных узлах конструкции, включенных в модель испытаний для построения основной системы ограничений.

Достаточно высокая для ходовых испытаний автомобилей степень совпадения отказов по остальным группам позволяет заключить, что планирование ускоренных ресурсных испытаний на полигоне по усталостным ограничениям существенно не отличается от результатов рядовых испытаний в целом по автомобилю. С теоретической точки зрения это объясняется тем, что в основе подавляющего количества повреждений, возникающих при ходовых испытаниях, лежат динамические процессы колебаний автомобиля от воздействия неровной дороги, которые поддаются учету при расчетах накопления усталости.

Рассмотренная математическая модель и методы отыскания оптимальных планов испытаний на специальных дорогах отражают лишь первую постановку вопроса оптимального планирования испытаний.

Возможность дальнейшего развития этих методов с учетом новых, постоянно накапливающихся данных из опыта организации и проведения испытаний, а также научных исследований на автополигоне базируются на расширении математического выражения ограничений, вытекающих не только из технических данных, но и из сложившейся обстановки, замысла руководства.

Оптимизацию пробега с помощью линейного программирования можно использовать и для разработки ускоренных испытаний отдельных агрегатов на специальных дорогах. В настоящее время разрабатываются вопросы оптимизации ускоренных ресурсных испытаний автомобильных трансмиссий на специальных дорогах (совместно с С. Ф. Безверхим) в связи с различной повреждаемостью их отдельных деталей, оптимизации испытаний рессор (совместно с А. А. Слыховым) в связи с различием усталости их от изгиба и от кручения.

Включение в расчет оптимальных планов пробега большего количества ограничений и критериев, в том числе экономических и организационных, расширит возможности научно обоснованного совершенствования функционирования автополигона.

ЛИТЕРАТУРА

1. Яценко Н. Н. Колебания, прочность и форсированные испытания грузовых автомобилей. М., «Машиностроение», 1972.
2. Юдин Д. Б., Гольштейн Е. Г. Задачи и методы линейного программирования. М., «Наука», 1964.

УДК 629.113-585.862

Пути совершенствования конструкции карданной передачи

Ю. К. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ, канд. техн. наук С. Н. ИВАНОВ,
канд. техн. наук Ю. Г. СТЕФАНОВИЧ, В. А. ЧЕРНЯКИН
НАМИ

В НАСТОЯЩЕЕ время сформировалась принципиальная схема конструкции автомобильных карданных валов, состоящих из карданных шарниров неравной угловой скорости, соединенных трубой, и имеющих подвижное шлицевое соединение. Исследовательские и конструкторские работы по карданным передачам, проводимые заводами автомобильной промышленности и специализированными фирмами по производству карданных валов, направлены на совершенствование узлов карданной передачи (карданных шарниров, игольчатых подшипников, подвижных соединений) и повышение качества их изготовления.

Карданный шарнир неравной угловой скорости. Этот шарнир является одним из основных узлов карданной передачи, определяющим ее долговечность.

Разрушается он в результате: выкрашивания и бринеллирования шипов крестовины; выкрашивания и бринеллирования рабочих поверхностей стаканчиков игольчатых подшипников (чаще всего у подрезов); износа рабочих поверхностей шипов и стаканчиков игольчатых подшипников при попадании в соединение грязи и утечки смазки из-за недостаточной герметичности узла, обеспечиваемой уплотнением игольчатых подшипников.

Выкрашивание рабочих поверхностей шипов крестовины и стаканчиков подшипников является следствием усталостного разрушения поверхности из-за возникновения значительных контактных напряжений при неравномерном распределении нагрузки по длине рабочих игл. Нагрузка по длине рабочих игл распределяется неравномерно при сдвиге их от оси цилиндрических рабочих поверхностей шипа и стаканчика подшипника.

Иглы сдвигаются в результате возникновения на их торцах неодинаковых сил трения при перемещениях в подшипнике. Величина сдвига зависит от допусков на сопряженные элементы подшипника (шип, игла, стаканчик, разноразмерность игл в одном комплекте подшипника) и угла, при котором работает шарнир.

Неравномерность распределения нагрузки по длине игл подшипника может быть обусловлена и величиной подреза рабочей поверхности у донышка стаканчика. Этот подрез образуется при механической обработке. Несмотря на то, что большая часть рабочей длины игл располагается на рабочей поверхности стаканчика, подрез является концентратором напряжений, вызывающим преждевременное разрушение рабочей поверхности стаканчика игольчатого подшипника.

Бринеллирование шипов крестовины тоже является результатом неравномерного распределения нагрузки по длине игл игольчатых подшипников при сдвиге игл относительно оси рабочих поверхностей шипов крестовины и стаканчиков игольчатых подшипников. Проявляется оно наиболее часто, если у шипов недостаточная твердость рабочих поверхностей или если вилки карданных шарниров обладают недостаточной жесткостью. Применение в карданных шарнирах недостаточно жестких вилок нарушает относительную параллельность опорных поверхностей карданного шарнира (шип — игла — стаканчик подшипника).

Устранение выкрашивания и бринеллирования рабочих поверхностей шипов крестовины и стаканчиков подшипников карданных шарниров следует осуществлять путем совершенствования конструкций элементов карданного шарнира.

Конструкторские и экспериментальные работы по устранению разрушений карданных шарниров, проведенные АЗЛК, ГАЗ, ЗИЛ, МАЗ, КраЗ и НАМИ, а также отдельными зарубежными фирмами, как, например, Дана (США), Харди-Спайсер (Англия), позволяют наметить некоторые пути совершенствования конструкций элементов карданных шарниров. Так, например, стаканчики игольчатых подшипников следует изготавливать без подреза рабочей поверхности у доньшка, либо отделять подрез рабочей поверхности у доньшка нейлоновой шайбой (рис. 1, а), т. е. ликвидировать подрез, являющийся концентратором напряжений на рабочей поверхности игл.

Концы игл подшипников для уменьшения сил трения на торцах последних и возможности перекоса игл изготавливать сферическими или плоскими (в случае применения нейлоновых шайб с обеих сторон подшипника, рис. 1, б) с целью уменьшения их износа.

Упомянутые выше автозаводы требуют, чтобы разноразмерность игл в одном комплекте игольчатого подшипника не превышала 0,003 мм, а фирма Дана — 0,0025 мм. Суммарный межигольный зазор в игольчатых подшипниках как отечественного, так и зарубежного производства находится в пределах 0,08—0,30 мм. Это указывает на то, что такой параметр не является первостепенным при неравномерном распределении нагрузки по длине игл по сравнению с разноразмерностью игл в одном комплекте подшипника и радиальным зазором между шипом и подшипником, который имеет обычно допуск на порядок меньше величины суммарного межигольного зазора.

Чтобы исключить защемление концов игл игольчатых подшипников и чтобы равномерно распределялись нагрузки между иглами при работе в карданных шарнирах, рабочие поверхности шипов крестовины иногда выполняют слегка выпуклыми.

Жесткость вилок карданных шарниров повышают путем смещения оси подшипника в сторону корпуса вилки и путем увеличения расстояния между подшипниками. Несмотря на увеличение диаметра, такие вилки меньше весят и могут снабжаться подшипниками меньшего диаметра. Автозаводу имени Ленинского комсомола, Горьковскому автозаводу, а также фирме Дана удалось таким методом повысить жесткость вилок карданного шарнира не менее чем в 1,5 раза. При этом несколько уменьшился максимальный угол качания карданного шарнира.

Карданные шарниры изнашиваются вследствие недостаточной герметизации или преждевременной разгерметизации уплотнений игольчатых подшипников, вызывающей утечку смазки из подшипника и попадание в него грязи. Опыт создания уплотнений подшипников, работающих в различных узлах трансмиссии, показал, что наилучшая герметизация подшипника обеспечивается сложной конструкцией уплотнения.

На крестовинах карданных шарниров достаточно трудно разместить сложное уплотнение для герметизации игольчатых подшипников из-за относительно малых размеров узла. Первые уплотнения были простыми и представляли собой металлическую обойму, в которую закладывалось пробковое, либо резиновое кольцо. Обойма вместе с кольцом напрессовывалась на шип крестовины. У стаканчика были соответствующие выступы, которыми он плотно поджимался к пробковому кольцу или штампованной обойме уплотнения. Надежность герметизации подшипника при использовании таких простых по конструкции уплотнений определялась упругими свойствами пробкового или резинового кольца.

Повышение нагруженности карданных передач и числа их оборотов в трансмиссиях автомобилей, обладающих повышенной долговечностью, потребовало разработки новых конструкций уплотнений игольчатых подшипников карданных шарниров, обеспечивающих более надежную герметизацию. В настоящее время распространены двухкромочные резиновые уплот-

нения, имеющие одну уплотняющую и одну пылезащитную кромки, а также уплотнения для разовой смазки в подшипниках без последующей дозаправки до конца срока службы подшипника (см. рис. 2, а) и для проточной системы смазки в подшипниках (рис. 2, б) с последующей дозаправкой в процессе работы подшипника через определенный промежуток времени.

В карданных шарнирах у автомобилей УАЗ и ГАЗ при проточной системе смазки подшипников используются уплотнения более простой конструкции типа «перевернутый сальник» (рис. 3, а), а у автомобилей «Москвич» — уплотнения (рис. 3, б) для одноразовой системы смазки. По результатам проведенных фирмой Дана стендовых испытаний в грязе-пылевой ванне и в сухой среде при температуре 93°C выяснилось, что для двухкромочных уплотнений наилучшими противозносными свойствами обладают резины из нитрильных каучуков. Такую резину применяют фирмы Дана, Гетце (ФРГ), НОК (Япония) и др.

Большинство уплотнений для игольчатых подшипников отечественного производства также изготавливают из резины на основе нитрильных каучуков. Уплотнения для подшипников карданных валов большегрузных автомобилей изготавливаются из резины марки ИРП1314 на основе фторкаучука, отличающейся повышенной термо- и износостойкостью.

Уплотнения (рис. 2, б и 3, а), обеспечивающие в игольчатых подшипниках карданных шарниров применение проточной системы смазки, широко применяются в карданных передачах легковых автомобилей.

Для карданных шарниров трансмиссий грузовых автомобилей, работающих в условиях бездорожья, разработаны уплотнения с двумя и более уплотняющими кромками. На рис. 4, а показана конструкция двухкромочного уплотнения фирмы Дана (США), а на рис. 4, б — двухкромочного радиально-торцевого уплотнения, разработанного Московским автозаводом имени И. А. Лихачева.

Представленные на рис. 4, а, б конструкции уплотнений могут обеспечить работу игольчатых подшипников при одноразовой системе смазки.

Результаты испытания карданных шарниров с новыми уплотнениями фирмы Дана показали, что в течение 24 ч работы при угле установки карданных валов 3° и 3000 об/мин потери смазки составляют менее 1%, а в серийных конструкциях таких уплотнений — не более 10%. Для уменьшения утечки смазки во внутренние каналы крестовины в каждое отверстие шипа (рис. 4, а) были установлены обратные резиновые клапаны, обеспечивающие нормальную смазку всего узла.

Эксплуатационные испытания подшипников карданных шарниров с уплотнениями новой конструкции (ЗИЛ) в трансмиссиях автомобилей ЗИЛ показали, что долговечность карданных шарниров увеличилась в 2,5—3 раза.

Уменьшение вибраций карданных валов предъявляет определенные требования к осевым зазорам в карданных шарнирах и к точности фиксации центра крестовины относительно продольной оси карданного вала. Конструкция современных карданных шарниров не должна способствовать появлению значительного плавающего дисбаланса карданного вала вследствие самопроизвольной выборки осевых зазоров в карданных шарнирах под действием центробежной силы. С этой целью в карданных шарнирах либо применяется ряд определенных кон-

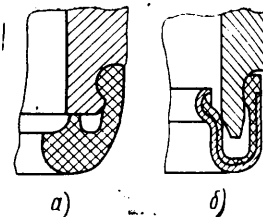


Рис. 2. Примерная конструкция уплотнения игольчатого подшипника при разовой его смазке (а), при проточной системе его смазки (б)

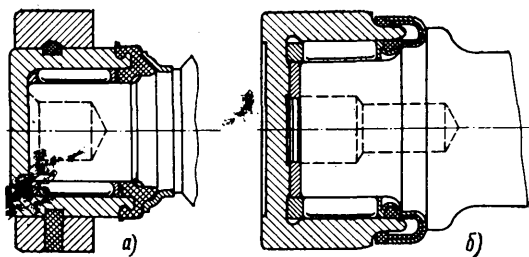


Рис. 1. Игольчатые подшипники: а — со стаканчиком без подреза рабочей поверхности у доньшка с применением разделительных нейлоновых шайб по торцам игл, имеющих сферические концы; б — с разделительной нейлоновой шайбой и с иглами, имеющими плоские концы у доньшка

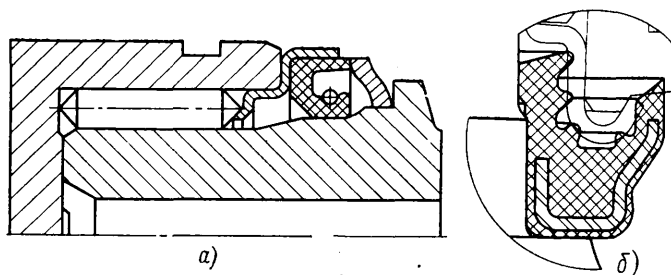


Рис. 3. Уплотнение игольчатых подшипников карданов легковых автомобилей ГАЗ, автомобилей УАЗ (а) и «Москвич» (б)

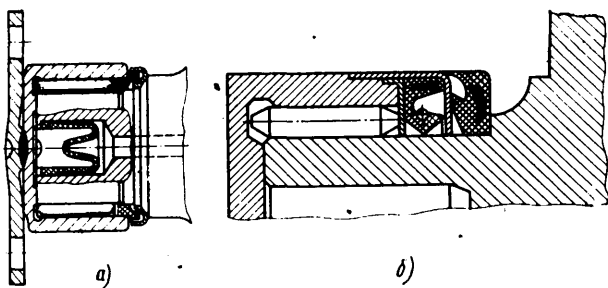


Рис. 4. Уплотнения игольчатого подшипника кардана грузовых автомобилей фирмы Дана (а) и Московского автозавода имени А. И. Лихачева (б)

структивных решений, ограничивающих самопроизвольные перемещения крестовины, либо повышается точность изготовления элементов карданного шарнира. Так, например, фиксирование игольчатых подшипников в вилках с помощью стопорных колец, разделенных при сборке на несколько групп по толщине кольца, позволяет более жестко ограничивать самопроизвольное смещение деталей карданных шарниров по сравнению с фиксированием игольчатых подшипников в вилках с помощью стопорных пластин. При стопорных кольцах для фиксации подшипника необходимо плотно устанавливать последний в отверстие вилки с тем, чтобы посадка удерживала его от проворачивания в отверстии вилки. Поэтому в данном случае толщина боковой стенки подшипника должна быть достаточной, чтобы при его запрессовке не возникало деформации рабочей поверхности.

Автозавод имени Ленинского комсомола использует для предотвращения самопроизвольной выборки зазоров между донным подшипником и торцом шипа крестовины упругость шек вилки с учетом выбора поля допусков на размеры между торцами шипов крестовины, доньшка подшипника и толщины стопорного кольца с таким расчетом, чтобы натяг в собранном узле составлял 0—0,2 мм.

В практике изготовления карданных валов отдельными зарубежными фирмами распространен также способ фиксирования игольчатых подшипников в вилках с помощью пластмассовых колец (рис. 1, а). При этом способе фиксирование происходит в средней части стаканчика подшипника. На его наружной поверхности и на поверхности посадочного отверстия в вилке обрабатываются канавки. В этом случае не требуется точная соосность канавок при монтаже подшипника по скользящей посадке в вилку. Пластмасса вводится под давлением через отверстие в вилке, расположенное под прямым углом к оси карданного шарнира. Второе такое отверстие служит для выхода излишка пластмассы после заполнения обеих канавок.

Два подшипника карданного шарнира прикручиваются одновременно. При этом крестовина наиболее точно фиксируется по оси карданного вала. Основой применяемой пластмассы служит нейлон с наполнителем в виде стекловолокна. Чтобы собранный таким способом карданный шарнир был пригоден к ремонту, предусмотрено фиксирование подшипников после ремонта с помощью стопорных колец.

Фирма Дана рекомендует для ограничения самопроизвольного смещения деталей на величину осевых зазоров в карданных шарнирах фиксировать игольчатые подшипники с помощью упругих прижимных пластин (рис. 4, а). Упругие свойства пружинной стопорной пластины, которая приваривается к стаканчику подшипника, способствуют ограничению осевых смещений под действием центробежных сил при высоких оборотах карданных валов. С таким фиксированием подшипника удалось повысить усилие прижатия на 40% по сравнению с фиксированием, применявшимся ранее. Однако на малых оборотах карданных валов дополнительное усилие, создаваемое упругой пружиной, может повысить нагрев узла. Для уменьшения этого отрицательного явления предложено выполнять наружную поверхность стаканчика в виде конуса, что будет способствовать равномерному и стабильному распределению усилий на торце стаканчика.

Смазка, применяемая в карданных шарнирах, должна обладать определенными свойствами, чтобы обеспечить нормальные условия их работы. Используемые трансмиссионное автотракторное масло и в отдельных случаях солидол не отвечали требованиям эксплуатации. Как трансмиссионное масло, так и солидол склонны к закоксуванию и образованию пробок при работе карданного шарнира, ускоряющему процесс фреттинг-коррозии шипов крестовины.

Исследование свойств отдельных образцов смазок, которое провели на Московском автозаводе имени И. А. Лихачева,

Горьковском и Минском автозаводах, а также в НАМИ, показало, что для игольчатых подшипников карданных шарниров должны использоваться смазки полуконсистентного типа, т. е. смазки, близкие по свойствам как к консистентным смазкам, так и к жидким маслам, обеспечивающим поступление жидкой фазы в зону контакта.

Из смазок, выпускаемых отечественной нефтеперерабатывающей промышленностью, к такому типу относятся смазка № 158 и смазка Литол 24, которые могут применяться в карданных шарнирах трансмиссий легковых и грузовых автомобилей. Эксплуатационные испытания карданных передач грузовых автомобилей с игольчатыми подшипниками, заправленными смазкой № 158, которые провели Московский автозавод имени И. А. Лихачева, Горьковский, Минский, Кременчугский автозаводы и ЭПАХ-НАМИ, показали, что эта смазка даже при существующей конструкции уплотнения способствует повышению срока службы карданных шарниров в 1,5—2 раза.

Подвижные шлицевые соединения. При компенсации длины современных карданных валов конструкция шлицевых соединений не должна вызывать на карданных валах значительных осевых сил. Геометрические размеры такого соединения и зазоры не должны приводить к значительному искривлению продольной оси между центрами шарниров карданного вала под действием его веса при установке вала на опоры.

На возникающие осевые силы и повышенную вибрацию карданных валов при работе влияют из-за искривления его продольной оси в шлицевом соединении: зазоры, трение, возникающие при относительном перемещении (трение скольжения или трение качения), выбранные геометрические параметры шлицевого конца и шлицевой втулки, соосность осей шлицевого вала и шлицевой втулки, выбранные углы установки карданных шарниров.

Увеличение зазоров в подвижном соединении, трения при относительных перемещениях, уменьшение среднего радиуса шлицев, большая несоосность осей шлицевой втулки и шлицевого вала и увеличенные углы установки карданных шарниров (свыше 6°) приводят к возникновению значительных осевых сил на карданных валах, действующих на игольчатые подшипники и агрегаты трансмиссии, и к увеличению вибраций от карданных валов при их работе.

Зазоры в подвижном шлицевом соединении могут быть увеличенными либо из-за недостаточно жесткого поля допусков при изготовлении шлицевого вала и шлицевой втулки, ввиду отсутствия селективной сборки шлицевых соединений во время изготовления карданных валов, либо из-за износа шлицевых соединений в процессе эксплуатации валов. Последнее связано с недостаточной герметизацией подвижного шлицевого соединения, а также с увеличением рабочих ходов в соединении.

Герметизация подвижных шлицевых соединений обеспечивается за счет применения уплотнения сложной конструкции, состоящего из сальника, войлочного или резинового уплотнения, отражательной металлической шайбы. Уплотнение располагается в шлицевой втулке и закрывается металлической обоймой, имеющей либо резьбу, либо завальцовку на втулке. Искользовавшиеся ранее защитные гофрированные чехлы у современных карданных валов не применяются из-за их механических повреждений во время работы. Большой рабочий ход в подвижном шлицевом соединении может привести к проникновению пыли из-за образующегося в нем мгновенного разрежения при перемещениях. Поэтому величину максимальных рабочих ходов в подвижных шлицевых соединениях в одну сторону выбирают не более 50 мм для карданных валов обычных автомобилей и не более 100 мм — специальных автомобилей.

Трение в подвижном шлицевом соединении при относительных перемещениях шлицевой втулки и шлицевого вала — это один из основных факторов, определяющих величину осевых сил, которые возникают при компенсации длин карданных валов. У подвижных шлицевых соединений при относительных перемещениях возникает, в основном, трение скольжения, так как у большинства соединений рабочим элементом являются прямоугольные или эвольвентные шлицы. Для уменьшения коэффициента трения скольжения и износа шлицев в отдельных соединениях наносят на шлицы вала полимерные материалы. Такие соединения применяют в карданных валах при больших рабочих ходах в шлицевом соединении.

В подвижном шлицевом соединении специальной конструкции трение скольжения при относительных перемещениях заменено трением качения, что снижает трение. Рабочим элементом в этих соединениях являются шарики или цилиндрические ролики.

На рис. 5 показаны конструкции подвижных шлицевых соединений роликового и шарикового типов.

Соосность осей шлицевой втулки и вала подвижного шлицевого соединения обеспечивается центрированием рабочих по-

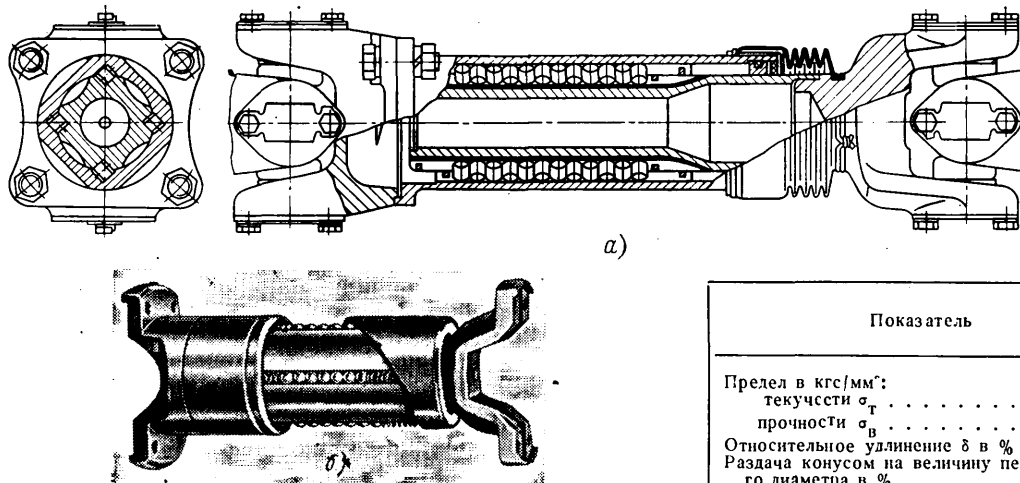


Рис. 5. Подвижное соединение карданного вала с рабочими элементами, обеспечивающими трение качения при перемещениях: а — ролики; б — шарики

верхней части соединения. Для обеспечения необходимой соосности отношение рабочей длины шлицев к их наибольшему диаметру должно быть не менее 2. В шлицевых соединениях, имеющих центрирующие шейки на шлицевом валу, соосность обеспечивается при отношении рабочей длины шлицев к их наибольшему диаметру не менее 1. В этом случае увеличивается средний радиус шлицевого соединения, что способствует уменьшению возникающих при относительных перемещениях осевых сил, действующих на карданные шарниры.

Для обеспечения надежного центрирования путем развития опорной поверхности зуба эвольвентные шлицы подвижных шлицевых соединений карданных валов изготавливают с отступлением от ГОСТ 6033—51 по углу зацепления, применяя угол 15° вместо 30° . Этот ГОСТ разработан для общего машиностроения с учетом максимальной боковой поверхности эвольвентных шлицев. Исследования показали, что значительно повысить долговечность эвольвентных шлицевых соединений можно путем центрирования сопрягаемых поверхностей по наружному и внутреннему диаметрам при достаточно большом (до 0,1 мм) боковом зазоре, который обеспечивает распространение смазки по боковой поверхности эвольвентных шлицев.

Труба карданного вала. Она представляет собой электросварную волоочную трубу, изготовленную из малоуглеродистой стальной ленты, и должна обеспечивать по своим прочностным свойствам передачу без остаточных деформаций максимального крутящего момента, превышающего действующий на карданный вал в трансмиссии максимальный крутящий момент не менее чем в 2 раза.

Прочность электросварной волоочной трубы во многом определяется качеством сварного шва. Разрушение труб при эксплуатации автомобилей чаще всего происходит вследствие возникновения трещин по шву, либо у края сварного шва (раскрытие шва). Качество шва зависит от технологического процесса изготовления труб, а также от качества поставляемой для этого катаной ленты. Ухудшается качество шва, если при изготовлении трубы получают плохую его формовку, местные непровары, прижоги.

При таких дефектах — концентраторах напряжений — на прочность трубы меньше влияет марка стали, так, например, не имеет значения, изготовлена труба из стали 10, 15 или 20. В отечественной автомобильной промышленности в настоящее время большинство труб для карданных валов изготавливается из стали 15 или 20.

Опыт зарубежных специализированных фирм, выпускающих трубы для карданных валов, показывает, что для труб может использоваться не только сталь 15 и 20, но и сталь 10. С целью сравнения в таблице приведены физико-механические показатели труб, изготовленных из двух различных сталей.

Для труб карданных валов автомобилей ВАЗ используется сталь 08. Применение низкоуглеродистых сталей для электросварных волоочных труб способствует получению качественного сварного шва.

К трубам карданных валов, имеющих в трансмиссии максимальные обороты свыше 3500 в минуту, должны предъявлять-

Показатель	Сталь 10 (ФРГ)	Сталь 15 (СССР)
Предел в кгс/мм ² : текущий σ_T	>38	Не менее 38
прочности σ_B	48—60	Не менее 48
Относительное удлинение δ в %	8	8
Раздача конусом на величину первоначального диаметра Δ в %	Около 8	Не менее 6

ся более жесткие требования по геометрии: допуск на толщину стенки трубы не должен превышать $\pm 0,06$ мм; биеение трубы не должно превышать 0,15 мм на 1 пог. м при длине трубы до 2 м и 0,25 мм — при длине трубы более 2 м. Это можно обеспечить, применив для таких карданных валов тонкостенные трубы со стенкой толщиной 1,6—2,0 мм с увеличенным внутренним диаметром трубы для получения повышенной жесткости на изгиб.

Балансировка карданных валов. Допустимый предел дисбаланса валов, проявляющегося в виде вибрации агрегатов, соединяемых карданным валом при его вращении, устанавливает балансировка карданных валов.

Выбор норм остаточного дисбаланса карданного вала и оборотов его балансировки на стенде определяется конкретной конструкцией карданного вала, а также типом балансировочного стенда.

Карданные валы с двумя, тремя и более карданными шарнирами балансируются на стенде в сборе. Необходимо стремиться, чтобы максимально допустимая норма остаточного дисбаланса карданного вала или трехшарнирной карданной передачи обеспечивалась при оборотах вала на стенде, соответствующих оборотам карданного вала или трехшарнирной карданной передачи в трансмиссии автомобиля во время движения с максимальной скоростью.

Для карданных передач грузовых автомобилей грузоподъемностью 4 т и выше обороты при балансировке карданного вала на стенде могут составлять до 70% оборотов валов в трансмиссии, когда скорость максимальная.

Норма остаточного дисбаланса карданных валов на каждом конце вала или у промежуточной опоры для трехшарнирных карданных передач задается, исходя из конструкции элементов карданной передачи (карданных шарниров, подвижного шлицевого соединения и т. п.) и принятого технологического процесса изготовления валов. Чем меньше первоначальный дисбаланс карданного вала, обусловленный точностью изготовления и качеством сборки вала, тем точнее можно отбалансировать карданный вал.

Так, например, фирма GWB (ФРГ), изготавливающая карданные валы, и фирма Шенк (ФРГ), выпускающая балансировочные стенды для карданных валов, руководствуются при выборе норм остаточного дисбаланса при балансировке валов рекомендациями VDI, в которых норма остаточного дисбаланса характеризуется удельным дисбалансом, т. е. дисбалансом, отнесенным к массе балансируемого вала, и зависит от оборотов вала при балансировке.

Для обеспечения стабильной балансировки карданного вала у мерных труб, поставляемых для изготовления карданных валов, кривизна не должна превышать 0,15—0,25 мм на 1 пог. м длины. При большей кривизне трубы, прошедшие правку на правильном станке во время изготовления карданных валов, способны через несколько суток восстанавливать свою кривизну, что может резко увеличить дисбаланс поставленного на автомобиль карданного вала.

Регистрация траектории движения автомобиля во время испытаний

Канд. техн. наук А. А. ЮРЧЕВСКИЙ, В. Н. ЯНИН

Московский автомобильно-дорожный институт, Научно-исследовательский институт автомобильного транспорта

РЕГИСТРАЦИЯ траектории движения необходима для оценки поведения автомобиля на дороге при исследовании его устойчивости, управляемости и реакции на внешние возмущения. Для регистрации траектории движения автомобиля применяются различные методы, связанные с применением красящей жидкости, кино съемки, высокочастотного кабеля и т. д. К недостаткам существующих способов, приборов и оборудования, применяющихся для регистрации траектории движения автомобиля, можно отнести следующие [1—4]: 1) необходимость специально оборудованной площадки или дороги; 2) трудоемкость и длительность съемки и обработки нанесенной на площадке или дороге траектории, что намного увеличивает время эксперимента; 3) применение кино съемки или высокочастотного кабеля не дает непосредственно записи траектории движения, которая может быть построена при обработке киноленты или осциллограммы.

При испытаниях автомобиля с целью оперативности и документальности получения информации целесообразней получать траекторию движения автомобиля непосредственно во время экспериментального заезда, например, на самописце.

Известные способы регистрации траектории движения на самописце основаны на получении информации электрическими методами, например, с помощью траектографа. Указанный в работе [5] способ регистрации траектории движения автомобиля основан на использовании двух сигналов: скорости и курсового угла. Полученная таким способом запись траектории не является действительной и точной, поскольку не учитывает увода осей автомобиля, вызванного эластичностью шин и упругими связями в подвеске. Между тем действительное отклонение вектора скорости автомобиля может достигать 10—12°. Способы регистрации траектории других транспортных средств, например воздушного или морского транспорта, в автомобильной практике не применимы, поскольку угол увода осей автомобиля отсчитывается не от осей системы координат, связанной с землей, а от продольной оси автомобиля.

В Московском автомобильно-дорожном институте разработаны способ и прибор, позволяющие определять мгновенные положения середины задней оси автомобиля в выбранной системе координат и регистрировать траекторию движения в графической форме на двухкоординатном самописце.

Способ основан на непрерывной математической обработке электрических сигналов трех датчиков: скорости, курсового угла и угла увода. Регистрация траектории осуществляется с автоматическим введением поправки на увод, вызванный боковой эластичностью шин и поворотом ведущей оси относительно продольной оси автомобиля.

Основа разработки блок-схемы прибора состоит в следующем. Пути S_x и S_y , пройденные серединой задней оси автомобиля вдоль осей неподвижной системы координат, связанной с землей, могут быть определены, если известны время движения и составляющие скорости задней оси, отнесенные к координатным осям, т. е. v_{2x} и v_{2y} .

Согласно рис. 1 можно написать

$$\begin{aligned} v_{2x} &= v_2 \sin \beta; \\ v_{2y} &= v_2 \cos \beta, \end{aligned} \quad (1)$$

где β — угол отклонения вектора скорости середины задней оси автомобиля от координатной оси y ;

v_2 — поступательная скорость середины задней оси.

Для определения угла β воспользуемся следующим положением: угол отклонения вектора скорости середины задней оси с достаточной степенью точности может быть определен по отношению к продольной оси автомобиля. Измеряется этот угол с помощью датчика угла поворота, устанавливаемого в узле сочленения дышла «пятого» прицепного колеса специальной конструкции с задним мостом автомобиля или кузовом его. Датчик увода («пятое колесо»), разработанный в Московском автомобильно-дорожном институте под руководством В. Р. Магдеева, отличается от ранее известных и представляет собой трехколесное шасси с двумя степенями свободы, которое избавлено от влияния крена кузова на выходные показания. При правильном выборе места установки прицепного сочленения методическая погрешность, возникающая за счет выноса «пятого колеса» на дышло, будет минимальна. Таким образом, датчик

в узле сочленения позволяет определить угол увода и его сигнал будет пропорционален величине δ_2 .

Угол отклонения продольной оси автомобиля относительно подвижных координатных осей может быть (в простейшем случае) определен с помощью магнитного компаса. Современная техника навигации позволяет реализовать на автомобиле скоростную систему координат $x'-y'$, неподвижную по отношению к направлению основных координатных осей, связанных с землей, но перемещающуюся вместе с автомобилем. Тогда угол отклонения продольной оси автомобиля относительно координатной оси y' , связанной с автомобилем, будет углом γ (рис. 1).

Угол γ в виде электрического сигнала определяется гироскопическим полукомпасом. В этом случае координатные оси, связанные с землей, задаются экспериментатором (например, границы площадки, где осуществляется эксперимент).

Таким образом с помощью описанных приборов можно определить на движущемся автомобиле две угловые величины: угол увода δ_2 и курсовой угол γ .

Тогда угол β определяется из выражения $\beta = \gamma \pm \delta_2$.

Знаки «плюс» и «минус» указаны в математическом выражении, поскольку автомобиль может быть как с излишней, так и с недостаточной поворачиваемостью.

В соответствии с этим, выражения для составляющих скорости вдоль координатных осей примут вид

$$\begin{aligned} v_{2x}(t) &= v_2(t) \sin [\gamma(t) \pm \delta_2(t)]; \\ v_{2y}(t) &= v_2(t) \cos [\gamma(t) \pm \delta_2(t)]. \end{aligned} \quad (2)$$

Поскольку угол увода автомобиля, курсовой угол и поступательная скорость автомобиля — величины переменные, то пути, пройденные автомобилем вдоль координатных осей, определяются интегрированием составляющих скорости по времени.

Уравнения для определения пути автомобиля, пройденного вдоль осей неподвижной системы координат, связанной с землей, имеют вид

$$S_x(t) = \int_0^t v_{2x}(t) \sin [\gamma(t) \pm \delta_2(t)] dt; \quad (3)$$

$$S_y(t) = \int_0^t v_{2y}(t) \cos [\gamma(t) \pm \delta_2(t)] dt. \quad (4)$$

Исходя из уравнений (3) и (4), наметим пути алгоритмизации навигационного процесса для инструментальной регистрации траектории.

Под алгоритмом понимается четкое предписание, определяющее порядок решения задачи. При этом процесс навигации расчленяется на элементарные операции, операциям дается математическое описание, между ними устанавливается связь, позволяющая передавать информацию для последовательного или параллельного решения задачи в отдельных блоках прибора.

Для построения структурной схемы алгоритма регистрации траектории источниками информации являются датчики скорости и времени движения автомобиля и углов курса и увода:

$$\begin{aligned} v_2 &= f[v_2(t)]; \\ \delta_2 &= f[\delta_2(t)]; \\ \gamma &= f[\gamma(t)]. \end{aligned} \quad (5)$$

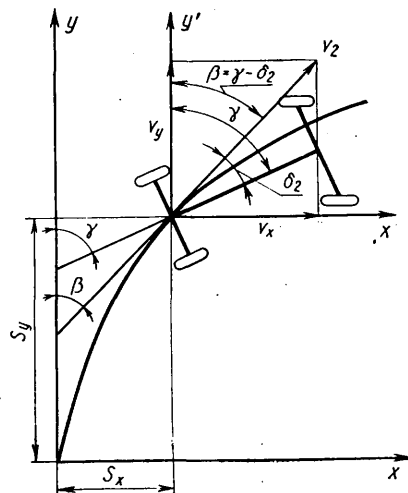


Рис. 1. Схема к расчету траектории движения автомобиля

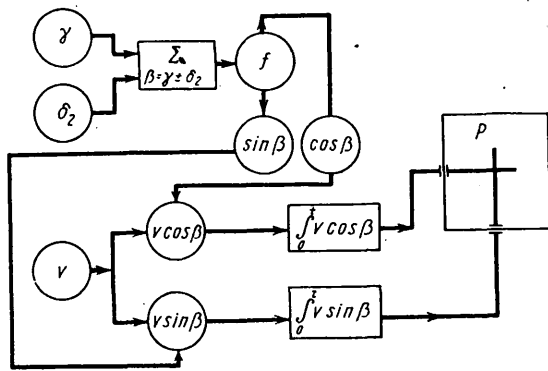


Рис. 2. Структурная схема алгоритма

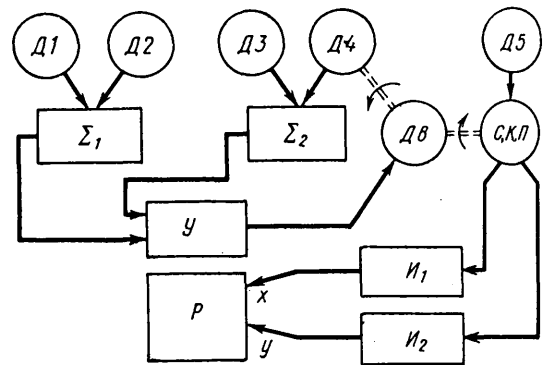


Рис. 3. Блок-схема прибора для регистрации траектории движения автомобиля

Исходя из математического описания конечного результата (3) и (4) и поставленных требований, структурная схема алгоритма в общем виде представлена на рис. 2.

Электрические сигналы U_γ и U_{δ_2} поступают от датчиков курса γ и увода δ_2 на сумматор. Сигнал, пропорциональный алгебраической сумме этих углов:

$$U_\Sigma = f(U_\gamma \pm U_{\delta_2}) = f_1(\gamma \pm \delta_2), \quad (6)$$

усиливается и передается в тригонометрический блок, где вычисляются параметры

$$U_{\Sigma 1} = \sin[\gamma(t) \pm \delta_2(t)] \quad (7)$$

и

$$U_{\Sigma 2} = \cos[\gamma(t) \pm \delta_2(t)]. \quad (8)$$

Дальнейшая обработка сигнала проводится в двух блоках умножения. В каждый из блоков вводится сигнал от датчика скорости

$$U_v = f[v_2(t)] \quad (9)$$

и в первый блок — сигнал синуса разности двух углов (7), а во второй — косинуса разности этих же углов (8).

Выходные напряжения оказываются пропорциональными произведению:

$$U_1 = f(U_{\Sigma 1} U_v) = f_1\{U_v \sin[\gamma(t) \pm \delta_2(t)]\}; \quad (10)$$

$$U_2 = f(U_{\Sigma 2} U_v) = f\{U_v \cos[\gamma(t) \pm \delta_2(t)]\}. \quad (11)$$

Иными словами, эти напряжения пропорциональны скорости движения v_{2x} , v_{2y} вдоль координатных осей x и y :

$$U_1 = f[v_{2x}(t)]; \quad (12)$$

$$U_2 = f[v_{2y}(t)]. \quad (13)$$

Для получения сигналов, пропорциональных пройденному пути, напряжения U_1 и U_2 интегрируются.

Выходные потенциалы интеграторов определяются так:

$$\begin{aligned} U_x &= f(S_x) = f\left[\int_0^t (U_v U_{\Sigma 1}) dt\right] = \\ &= f\left\{\int_0^t U_v(t) \sin[\gamma(t) \pm \delta_2(t)] dt\right\}; \end{aligned} \quad (14)$$

$$\begin{aligned} U_y &= f(S_y) = f\left[\int_0^t (U_v U_{\Sigma 2}) dt\right] = \\ &= f\left\{\int_0^t U_v(t) \cos[\gamma(t) \pm \delta_2(t)] dt\right\}. \end{aligned} \quad (15)$$

Эти напряжения подаются на вход регистрирующего прибора P для отметки последовательных мгновенных положений середины задней оси автомобиля, т. е. траектории его движения.

Согласно алгоритму, определяющему последовательность вычислительных операций при регистрации траектории движения автомобиля, блок-схема прибора для регистрации траектории движения автомобиля представлена на рис. 3.

Датчик курсового угла $D1$ (гирополукомпас) вырабатывает электрический сигнал, пропорциональный углу отклонения продольной оси автомобиля от координатной оси, связанной с землей. В то же время датчик увода $D2$, привод которого осуществляется с помощью специального «пятого колеса», вырабатывает сигнал, пропорциональный углу увода, вызванного боковой эластичностью шин и перекосом заднего моста. Эти датчики, через сумматоры Σ_1, Σ_2 позволяющие получить электрический сигнал, пропорциональный алгебраической сумме двух углов, связаны с усилителем $У$, питающим обмотку управления электродвигателя $Дв$ следящей системы привода ротора синусно-косинусного потенциометра $СКП$. Следящая система привода ротора синусно-косинусного потенциометра отрабатывает мгновенные значения угла β (значения алгебраической суммы углов курса и увода) в течение всего экспериментального заезда. Обратная связь с ней осуществляется датчиком угла отработки $D3$, связанным с валом электродвигателя привода ротора синусно-косинусного потенциометра.

Перед началом работы у контрольных датчиков $D4$ устанавливается «нуль». Датчики $D3$ и $D4$ также включены по схеме алгебраического суммирования. Обе группы датчиков через сумматоры включены на усилитель $У$ в противофазе, таким образом, на усилитель поступает разностный сигнал. Поскольку контрольным датчиком $D4$ устанавливается только нулевая точка работы усилителя перед заездом, то от второй группы датчиков (угла отработки и контрольного) сигнал фактически определяется только сигналом датчика угла отработки. При точном соответствии угла отработки и разности углов $\gamma \pm \delta_2$ выходное напряжение усилителя равно нулю. Это явление может быть лишь при строго прямом движении автомобиля.

В синусно-косинусном потенциометре осуществляется операция умножения сигнала, пропорционального скорости движения автомобиля, на синус и косинус угла поворота ротора. Для этого питание $СКП$ осуществляется от датчика скорости $D5$ (тахогенератора). С синусно-косинусного потенциометра снимаются выходные напряжения, пропорциональные произведениям скорости движения на синус и косинус алгебраической суммы курсового угла и угла увода. Эти напряжения пропорциональны составляющим скоростей движения вдоль координатных осей x и y . Интегрирование выходных электрических сигналов синусно-косинусного потенциометра выполняется в моторных интеграторах $И_1, И_2$. Пронтегрированные сигналы регистрируются двухкоординатным самописцем P , фиксирующим на диаграммной бумаге траекторию движения автомобиля.

Принципиальная схема прибора для регистрации траектории движения автомобиля показана на рис. 4. В качестве датчика курсового угла используется гироагрегат Г-3М, имеющий азимутальный корректор МК. Гироагрегат работает как гирополукомпас и имеет моторное устройство для поворота щеток выходного потенциометра $R1$ при задании оператором направления вдоль координативных осей перед началом эксперимента, выполненное на двигателе ДИД-0,5 с дистанционным управлением с помощью реле $P1$. Установка щеток осуществляется нажатием кнопки $КН1$, включающей реле пуска электродвигателя ДИД-0,5 привода щеток.

Потенциометрический датчик гироагрегата $R1$ и датчик увода выполнены на кольцевых трехщеточных потенциометрах. К диаметрально противоположным точкам обмотки потенциометра датчика курса подводится напряжение питания от источника постоянного тока. Щетки потенциометров соединены попарно вместе, со второго потенциометра снимается электрический сигнал, пропорциональный алгебраической сумме углов поворота щеток. В качестве усилителя разностного сигнала используется магнитный усилитель. Стабилизация усилителя осуществляется путем введения внутренней обратной связи в соответствующие обмотки через полупроводниковые мостовые ячейки $ПП\phi.с.$ Глубина обратной связи регулируется потенциометром $R\phi.с.$ Выход усилителя нагружен управляющей обмоткой двигателя ДИД-0,5, выходной вал которого соединен через редуктор с ротором $СКП$ и ротором датчика угла отработки $D3$.

Потенциометрический датчик гироагрегата $R1$ и датчик увода выполнены на кольцевых трехщеточных потенциометрах. К диаметрально противоположным точкам обмотки потенциометра датчика курса подводится напряжение питания от источника постоянного тока. Щетки потенциометров соединены попарно вместе, со второго потенциометра снимается электрический сигнал, пропорциональный алгебраической сумме углов поворота щеток. В качестве усилителя разностного сигнала используется магнитный усилитель. Стабилизация усилителя осуществляется путем введения внутренней обратной связи в соответствующие обмотки через полупроводниковые мостовые ячейки $ПП\phi.с.$ Глубина обратной связи регулируется потенциометром $R\phi.с.$ Выход усилителя нагружен управляющей обмоткой двигателя ДИД-0,5, выходной вал которого соединен через редуктор с ротором $СКП$ и ротором датчика угла отработки $D3$.

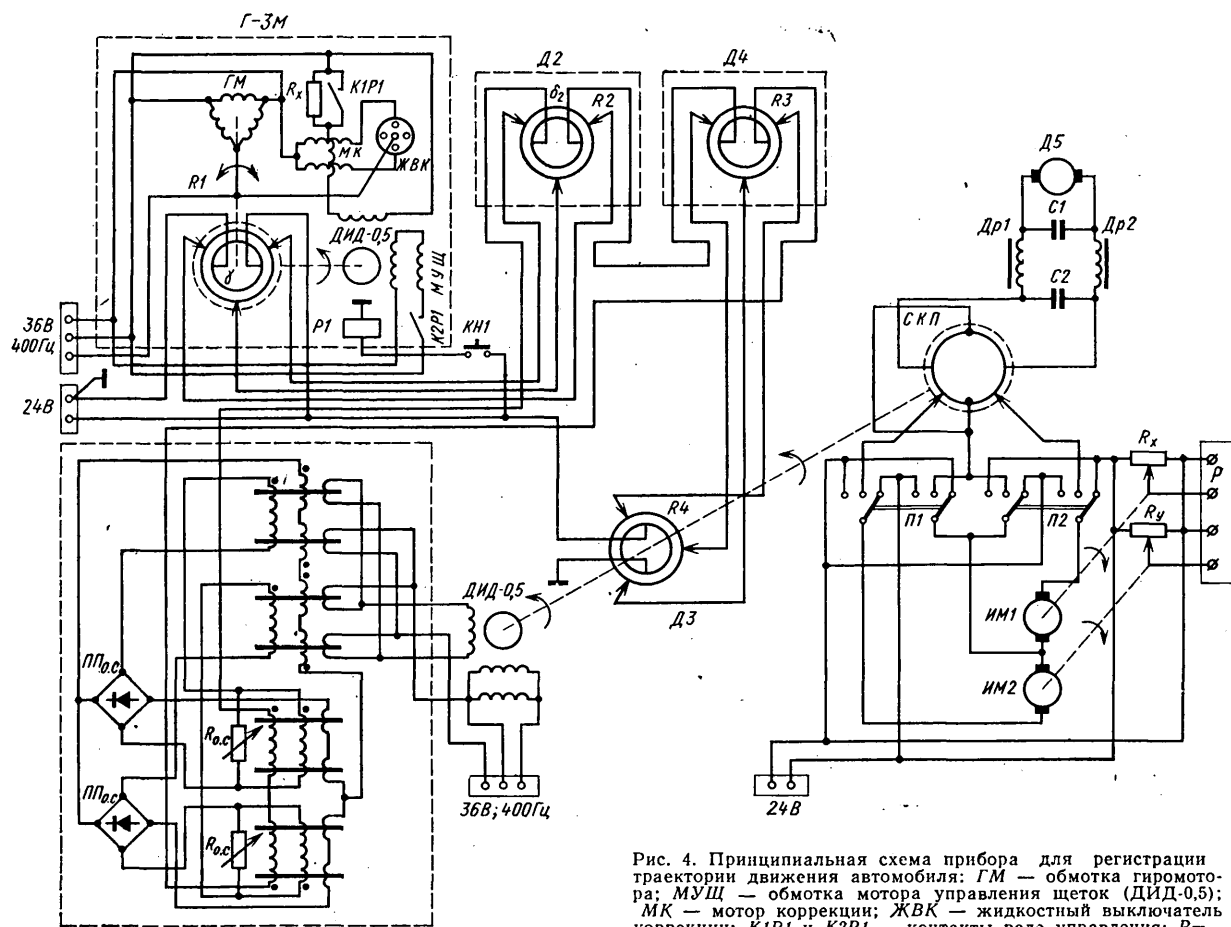


Рис. 4. Принципиальная схема прибора для регистрации траектории движения автомобиля: ГМ — обмотка гиromотора; МУЩ — обмотка мотора управления щеток (ДИД-0,5); МК — мотор коррекции; ЖВК — жидкостный выключатель коррекции; КИР1 и КИР2 — контакты реле управления; Rш — гасящее сопротивление. Остальные обозначения те же, что и на рис. 3

Конструктивно СКП выполнен в виде кольцевого секционного резистора с шунтами в цепях секций. Этим достигается нелинейность его выходной характеристики, закон которой определяется параметрами шунтирующих сопротивлений. Длина пути потенциометра, соответствующая 90° поворота ротора, разделена на 12 секций. Таким образом, каждые четверть оборота ротора аппроксимированы 12 линейными отрезками, определяющими синусно-косинусную зависимость выходного напряжения от угла поворота ротора.

Питание СКП от датчика скорости Д5 осуществляется через П-образный индуктивно-емкостный фильтр, собранный на дросселях Др1 и Др2 и конденсаторах С1 и С2.

Моторные интеграторы сигналов СКП выполнены на интегрирующих моторах ИМ1 и ИМ2 и потенциометрах R_x и R_y типа ПЛ-1.

Время интегрирования зависит от входного напряжения, которое пропорционально скорости движения. Для прямолинейного движения при скорости 60 км/ч время интегрирования составляет около 100 с. Напряжение со щеток потенциометров интеграторов подается поканально на вход x и y двухкоординатного самописца.

Питание прибора для регистрации траектории движения автомобиля осуществляется от агрегата, состоящего из аккумуляторных батарей и двух преобразователей частоты, входящих в состав блока питания комплекса аппаратуры.

Гиromотор датчика курса и обмотки возбуждения магнитного усилителя питаются от унформеров ПАГ-1-Ф напряжением 36 В, 400 Гц трехфазного тока. Это напряжение подается и на магнитный усилитель привода электродвигателя угла отработки и электродвигателя установки щеток потенциометра гиromотора.

Питание двухкоординатного самописца ПДС-0-21 осуществляется от полупроводникового преобразователя частоты. Выходные параметры преобразователя: 220 В, 50 Гц при мощности 150 Вт. Преобразователь снабжен стабилизатором частоты и напряжения.

Тарировка регистратора траектории, т. е. определение масштаба записи пути относительно системы координат xOy, «связа-

занной» с землей, проводилась с помощью гидроотметчика. Для этого на автомобиле устанавливался бачок с красящей жидкостью, вытесняемой из него воздухом. Жидкость по трубопроводу подавалась к форсунке, установленной под центром задней оси автомобиля на высоте 70 мм над поверхностью дороги. Поток красящей жидкости подавался после открытия электромагнитного клапана непрерывной струей под давлением 0,3—0,5 ат. Ширина сопла форсунки 2 мм.

Автомобиль двигался по произвольной траектории, при этом след гидроотметчика оставался на дороге и траектория регистрировалась двухкоординатным самописцем. За координатные оси принималась боковая грань прямолинейного участка дорожного покрытия и линия, перпендикулярная ей.

Отклонения от координатной оси x определялись металлической рулеткой с точностью до 1 см при шаге измерений 1 м. Далее подсчитывался путь, пройденный автомобилем по прямой, и измерялась длина записи траектории на самописце. Масштаб определялся как частное от деления абсолютного значения пути по дороге в метрах на количество миллиметров записи.

Прибор позволяет оперативно и достаточно точно записывать траекторию движения автомобиля, что открывает большие возможности для дальнейшего изучения поведения автомобиля на дороге.

ЛИТЕРАТУРА

1. Речмедиков А. А. Кинематическая теория поворота автомобиля. — «Вестник металлопромышленности», 1928, № 5—6.
2. Певзнер Я. М. Испытания устойчивости автомобиля. М., Машгиз, 1949.
3. Stopex K. A. — «SAE», march 1941.
4. Кринецкий И. И., Драновский А. И. Автоматическое вождение колесных и гусеничных машин по постоянным трассам. М., «Машиностроение», 1971.
5. Кошваров Ю. Б. Гироскопическое ориентирование. М., Оборонгиз, 1964.

Особенности работы гидротрансформатора при реверсировании колесных машин

Канд. техн. наук А. Н. НАРБУТ, канд. техн. наук А. Л. СЕРГЕЕВ, В. Ф. ШАПКО,

канд. техн. наук Н. Н. НИКИТИН

Московский автомобильно-дорожный институт,
Львовский политехнический институт

ПРОЦЕСС реверсирования колесной машины существенно зависит от того, какой способ реверсирования используется:

1) торможением (с выключенной передачей переднего хода) при помощи тормозов до остановки с последующим включением передачи обратного хода и разгоном в обратном направлении;

2) включением передачи обратного хода при движении передним ходом (силовое реверсирование).

Первый способ реверсирования применяется на многих машинах, в том числе и на автомобилях. Исследование его сводится к изучению разгонно-тормозных качеств колесной машины.

Второй способ используется, например, для реверсирования автопогрузчиков и некоторых других машин, иногда автомобилей.

При этом способе реверсирования в трансмиссии могут возникнуть значительные динамические нагрузки, а при некоторых условиях заглохание двигателя. Для предотвращения подобных явлений в гидромеханических коробках передач автомобилей часто применяются различные типы блокирующих устройств, исключающих включение передачи заднего хода при движении на передачах переднего хода.

Вместе с тем, такие режимы исследованы еще недостаточно. Применительно к автомобилям исследование их представляет интерес, поскольку эти режимы (работа гидротрансформатора на режимах противовращения) можно использовать для торможения автомобиля [1]. Кроме того, эти режимы соответствуют наиболее интенсивной работе элементов, участвующих в переключении передач. Особенности процесса силового реверсирования при использовании гидромеханических передач приведены в работе [2].

На кафедре автомобилей Московского автомобильно-дорожного института совместно с кафедрой автомобилей Львовского политехнического института были проведены экспериментальные исследования силового реверсирования на универсальном инерционном стенде. В качестве объектов исследования использовались двигатель ЗИЛ-130 и гидромеханическая коробка передач ЛАЗ-НАМИ-035, состоящая из комплексного четырехколесного гидротрансформатора типа ЛГ-340-3А с центробежной турбиной и двухступенчатого механического редуктора. Условия испытаний и использованная аппаратура были такими же, как и при разгонных испытаниях [3].

Конструкция гидромеханической коробки передач ЛАЗ-НАМИ-035 позволяет обеспечить переключения с помощью фрикционов со второй (прямой) передачи на передачу заднего хода и с заднего хода на вторую передачу, что соответствует соотношению передаточных чисел смежных передач

$$z = \frac{i_{j_{\text{вх}}} i_{j_{\text{вых}}}}{i_{i_{\text{вх}}} i_{i_{\text{вых}}}} = \frac{i_j}{i_i} \quad \text{соответственно } z = -1,71 \text{ и } z = -0,585$$

(индексы обозначают: вх — до фрикциона, вых — после фрикциона, i — выключаемой передачи; j — включаемой передачи).

Особенностями характеристики комплексного гидротрансформатора ЛГ-340-3А с центробежной турбиной (рис. 1) [4], важными для процесса реверсирования, являются: наличие неустойчивого режима — резкое уменьшение (срыв) момента на турбине в зоне $i = i_{M2} = (-0,9) \div (-1,3)$; существенное возрастание M на насосе и турбине при $i_{0.д} = -1,2$, где происходит переход на обратную циркуляцию; практически одновременный переход моментов на насосе и турбине через нулевое значение при $i = 1$. На рис. 1 участки кривых с $|i| > 1$

построены в функции $\frac{1}{i}$, поэтому режиму $i = -1,2$ соответствует $\frac{1}{i} \approx -0,8$, причем $\lambda' = \frac{\lambda}{i^2}$.

Опасным с точки зрения формирования значительных динамических нагрузок является резкое увеличение коэффициентов моментов на турбинном λ_2 и особенно на насосном λ_1 валах. Для гидротрансформатора ЛГ-340-3А такие режимы соответствуют началу перехода на обратную циркуляцию при $i = i_{0.д}$ на режимах противовращения.

Пренебрегая податливостями валов, т. е. представляя колесную машину для процесса переключения передач (фрикционы буксуют) в виде эквивалентной трехмассовой системы (рис. 2), получим систему дифференциальных уравнений:

$$\begin{cases} J_1 \dot{\omega}_1 = M_d - M_H; \\ J_2 \dot{\omega}_2 = M_T - M_{ф.вх}; \\ J_3 \dot{\omega}_3 = M_{ф.вых} - M_c, \end{cases} \quad (1)$$

где J_n — приведенные моменты инерции масс;

ω_n — угловые ускорения масс;

M — крутящие моменты

(индексы соответствуют: $n = 1, 2, 3$ — номеру приведенной массы, d — двигателю, H и T — соответственно насосному и турбинному колесам гидротрансформатора, $ф.вх$ и $ф.вых$ — соответственно входному и выходному валам переключающих фрикционов, c — сопротивлению).

Момент сопротивления M_c в общем случае включает все сопротивления, приведенные к выходному валу, и при реверсировании меняет не только знак, но часто и величину.

После окончания буксования фрикциона динамическая система превращается в двухмассовую, а математическое описание динамики валов принимает вид

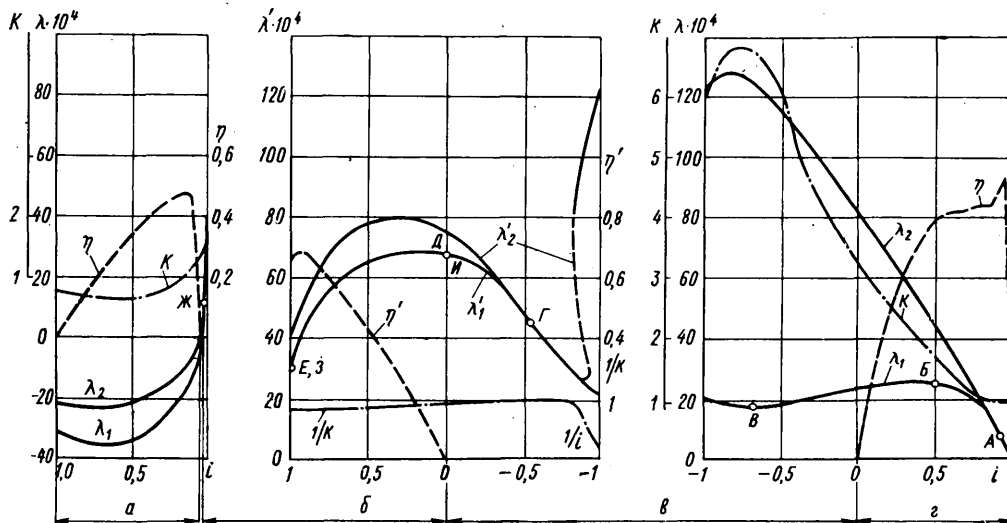
$$\begin{cases} J'_1 \dot{\omega}_1 = M_d - M_H; \\ J'_2 \dot{\omega}_2 = M_T - M'_c, \end{cases} \quad (2)$$

где J'_2 — приведенный момент инерции турбины;

M'_c — приведенный к турбине момент сопротивления.

В этом случае [уравнение (2)] моменту турбины противодействует момент M'_c , а не момент буксующего фрикциона

Рис. 1. Характеристики комплексного гидротрансформатора ЛГ-340-3А с центробежной турбиной: а — тяговые ($\omega_1 < 0$) режимы; б — обратимые ($\omega_1 < 0$) режимы; в — тормозные ($\omega_1 > 0$) режимы (противовращения); г — тяговые ($\omega_1 > 0$) режимы



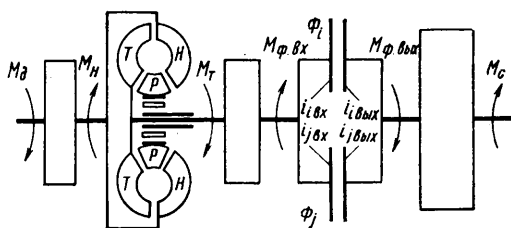


Рис. 2. Эквивалентная трехмассовая система

$M_{ф.вх}$ [уравнение (1)]. Момент турбины больше приведенного к валу турбины момента сопротивления, в результате чего $\omega_2 > 0$, т. е. начнется разгон турбинного вала. Однако в результате увеличения приведенного к турбине момента инерции J_2 численные значения ускорений окажутся меньше замедлений турбины к моменту окончания буксования фрикциона.

Если после окончания буксования включаемого фрикциона (при $\omega_1 > 0$)

$$\dot{\omega}_2 > \dot{\omega}_1 i, \quad (3)$$

то увеличится i . Учитывая равенство (2), условие (3) запишется в виде

$$\frac{M_T - M'_c}{(M_d - M_H) i} > \frac{J'_2}{J_1}. \quad (4)$$

Если условие (4) не выполняется, то передаточное отношение гидротрансформатора продолжает снижаться, а избыточный момент $M_d - M_H$ может привести к уменьшению скорости вращения вала двигателя до $\omega_1 < \omega_{1 \min}$ ($\omega_{1 \min}$ — минимально устойчивая скорость вращения). В результате этого двигатель заглохнет, а выход гидротрансформатора на режимы обратной циркуляции может привести к вращению вала двигателя в обратную сторону.

Изменяющееся в процессе реверсирования передаточное отношение i можно выразить через передаточное отношение i_n , соответствующее началу реверсирования:

$$i = i_n \frac{\omega_{1n} \omega_2}{\omega_1 \omega_{2n}}. \quad (5)$$

Если учесть, что до реверсирования $\omega_{2n} = \omega_{3n} i_n$, а после окончания буксования фрикциона реверсируемой передачи $\omega_2 = \omega_3 i$, то

$$i = i_n \frac{\omega_{1n} \omega_3}{\omega_1 \omega_{3n}} z. \quad (6)$$

Следовательно, значение i , соответствующее окончанию буксования включаемого фрикциона, зависит от начального значения i_n , от соотношения передаточных чисел z и от изменения скоростей вращения ω_1 и ω_3 за рассматриваемый промежуток времени. Вместе с тем, изменения ω_1 и ω_3 зависят от моментов инерции и действующих крутящих моментов.

В соответствии с системой уравнений (1) изменение передаточного отношения гидротрансформатора при включении реверсируемой передачи будет тем интенсивнее, чем больше

отношение $\left| \frac{(M_T - M_{ф.вх}) J_1}{(M_d - M_H) J_2} \right|$, причем $(M_T - M_{ф.вх}) : J_2$

определяет замедление вала турбины, а $(M_d - M_H) : J_1$ — замедление вала насоса (двигателя).

Время буксования включаемого фрикциона, в свою очередь, зависит от отношения $\frac{(M_T - M_{ф.вх}) J_3}{(M_{ф.вых} - M_c) J_2}$, а

также от соотношения передаточных чисел z .

При реверсировании уменьшается ω_3 . Это спо-

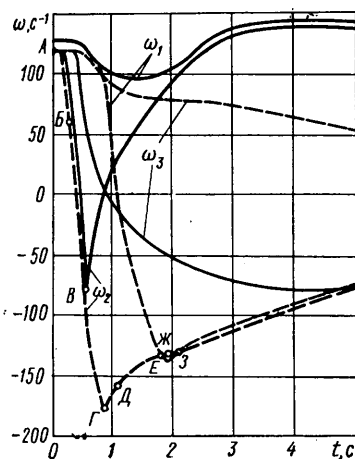


Рис. 3. Изменение угловых скоростей в зависимости от времени (сплошные линии $J_3 = 0,27 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, штриховые $J_3 = 1,63 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$)

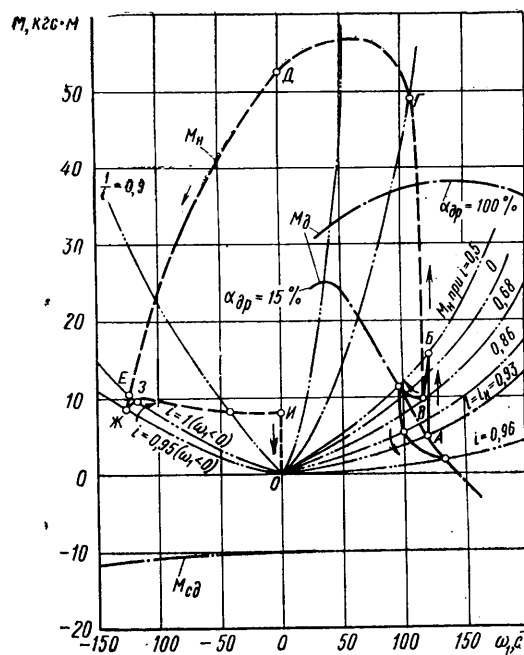


Рис. 4. Изменение момента M_H на насосе в зависимости от ω_1 (сплошные линии $J_3 = 0,27 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$, штриховые $J_3 = 1,63 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$)

собствует увеличению i , соответствующему окончанию буксования включаемого фрикциона, а также уменьшению времени буксования, что уменьшает возможность снижения угловой скорости вращения вала двигателя.

При больших значениях J_3 уменьшение ω_3 к моменту окончания буксования фрикциона будет незначительным, поэтому можно приближенно принять $\frac{\omega_3}{\omega_{3n}} = 1$. Тогда с учетом уравнения (6) получим, что если

$$i > i_{\min} = i_n \frac{\omega_{1n}}{\omega_{1 \min}} z, \quad (7)$$

то двигатель не заглохнет.

Это наблюдалось и в наших опытах при переключениях с $z = -0,585$ и с различными значениями J_3 . Во время такого реверсирования динамические нагрузки на турбинном валу могут быть большими, так как значения $\lambda_2 = f(i)$ при уменьшении i существенно возрастают. Однако они могут быть снижены за счет выбора максимального значения момента трения включаемого фрикциона.

Если условие (7) выполняться не будет, то при больших J_3 двигатель может заглохнуть. Такие режимы в наших опытах наблюдались при $J_3 \geq 1,63 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$ и $i_n = 0,93$ ($J_1 = 0,15$; $J_2 = 0,05 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$; $\alpha_{др} = 15\%$). В этом случае соотношения угловых скоростей ω_1 и ω_2 изменяются так, что режим работы гидротрансформатора меняется от i_n (точка А на рис. 1, 3 и 4) до $i = 0,5$ (точка В), затем через $i = -0,68$ (точка В) до $\frac{1}{i} = -0,54$, что соответствует окончанию буксования фрикциона (точка Г) при практически постоянном ω_1 . Начиная

от $i = i_{0.н}$ гидротрансформатор работает на режиме обратной циркуляции при непрерывном уменьшении ω_1 до $\omega_1 = 0$ при $\frac{1}{i} = 0$ (точка Д), а затем от $\frac{1}{i} = 0$ до $\frac{1}{i} = 1$ (точка Е) при $\omega_1 < 0$ (вращение вала двигателя в обратную сторону). Далее происходит некоторое уменьшение i до $i = 0,95$ (точка Ж) с последующим обратным переходом через $\frac{1}{i} = 1$

(точка З). В дальнейшем гидротрансформатор продолжает работать на обратном режиме с обратной циркуляцией жидкости до полной остановки валов насоса (рис. 4, точки И) и турбины (точка О). Таким образом, гидротрансформатор переходит с тяговых режимов работы при $\omega_1 > 0$ на режимы противовращения ($\omega_1 > 0$, $\omega_2 < 0$), затем на обратимые при $\omega_1 < 0$. Двигатель перестает работать, но его вал еще некоторое время вращается в обратном направлении, так как гидротрансформатор, работая на обратимых режимах, обеспечивает передачу мощности от ведущих колес.

Аналогичное явление наблюдалось И. А. Левиным [5] при включении в гидромеханической коробке передач передачи заднего хода в тот момент, когда автомобиль ГАЗ-21 двигал-

ся накатом со скоростью 40 км/ч, а двигатель работал на режиме холостого хода.

При малых моментах инерции J_3 благодаря снижению угловой скорости вращения выходного вала ω_3 минимальное значение передаточного отношения гидротрансформатора i_{\min} увеличивается. Это снижает опасность формирования значительных динамических нагрузок. На рис. 3 и 4 показано изменение угловых скоростей и момента на насосе при переключениях с $z = -1,71$ и малом J_3 ($J_3 = 0,27 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$). При таком реверсировании минимальное передаточное отношение гидротрансформатора $i_{\min} = -0,68$, а динамические нагрузки значительно меньше, чем при реверсировании с $J_3 = 1,63 \text{ кгс} \cdot \text{м} \cdot \text{с}^2$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дьячков Н. К. Сб. «Автомобилестроение», НИИ Автопром, 1966, № 13.
2. Нарбут А. Н. — «Автомобильная промышленность», 1971, № 11.
3. Нарбут А. Н. и др. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.
4. Нарбут А. Н. Гидротрансформаторы. М., «Машиностроение», 1966.
5. Левин И. А. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 11.

УДК 621.225

Результаты стендовых испытаний

высокомомментного регулируемого гидромотора

Канд. техн. наук Р. Г. АРМАДЕРОВ, К. А. ФРУМИН,

Л. Б. ШАПОШНИК, Д. Э. КАЦНЬСОН

НАМИ, Минский автозавод

ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ потерь, не зависящих от рабочей нагрузки, проводились измерения режима холостого хода с регулированием рабочего объема гидромотора [1 и 2]. При этих испытаниях корпус гидромотора отсоединялся от нагрузочной части стенда и вращался свободно. Одновременно измерялись скорость вращения, расход рабочей жидкости и давление в магистралях напора и слива. По данным этих измерений построен график (рис. 1), на котором показана зависимость величины давления, расходуемого на холостое вращение гидромотора от степени регулирования (изменение рабочего объема в литрах) и количества подаваемой жидкости Q . Как следует из этого графика, по мере увеличения степени регулирования объема увеличиваются потери давления. Кроме того, эти потери практически пропорциональны количеству подаваемой рабочей жидкости Q , или скорости вращения гидромотора (рис. 2).

Из рис. 2 видно, что потери на холостом ходу рабочего объема, близкого к максимальному, не велики и стабильны по абсолютной величине. По мере изменения рабочего объема в процессе регулирования, потери резко возрастают и достигают чрезмерных величин при рабочих объемах менее 3 л/об. Поскольку при наличии нагрузки к потерям холостого хода прибавляются еще и потери от противодействующего крутящего момента и все остальные потери, присущие гидроагрегатам, не-

целесообразно использовать более высокие степени регулирования. Результаты испытаний свидетельствуют о том, что диапазон регулирования данного гидромотора должен находиться в пределах 1,8—2. Под диапазоном регулирования понимается отношение максимального рабочего объема к рабочему объему, полученному в результате регулирования.

Сказанное выше относится к потерям, связанным с кинематикой гидромотора. Кроме того, необходимо рассмотреть влияние регулирования на гидравлические и компрессионные потери, а также на утечки рабочей жидкости, снижающие объемный к. п. д. В процессе испытаний компрессия жидкости определялась путем измерения рабочего давления в трех цилиндрах гидромотора. Величина общих утечек также является показателем возможности использования различных степеней регулирования.

Измерения показали, что в объемных потерях с увеличением степени регулирования растет доля внутренних перетечек по сравнению с общими потерями. Однако непосредственное измерение перетечек практически невозможно и их величина оценивается сравнением потери скорости вращения при заданной подаче рабочей жидкости в гидромотор за вычетом внешних утечек в дренаж.

Потери холостого хода ($\Delta P_{x.x}$), кроме основных, связанных с трением в подшипниках, парах: поршень — цилиндр и головка поршня — каток, а также потерь, связанных с движением жидкости, имеют составляющую, зависящую от взаимного расположения распределителя и катков обоймы, т. е. от подачи рабочей жидкости под поршень до или после прохождения в.м.т. и, главное, от сообщения подпоршневого пространства со сливом до или после прохождения поршнем н.м.т. Результатом этого является защемление во время перекрытия окон распределителя большего или меньшего количества рабочей жидкости в подпоршневом пространстве. Потери давления при этом зависят прямо пропорционально от скорости вращения гидромотора, поскольку защемленная жидкость вытесняется из подпоршневого пространства через зазоры за соответствующий промежуток времени. Естественно, что с увеличением скорости вращения растут и потери давления, так как уменьшается время, за которое выталкивается защемленная жидкость. При этом растут не только механические потери, но и объемные, поскольку защемленная жидкость частично вытесняется в дренаж, а частично в магистраль и, главным образом, в сливную.

Из рис. 1 и 2 видно, что для различных условий работы можно подобрать разные режимы регулирования. Режимы, на которых потери давления превышают 30 кгс/см², неприемлемы потому, что при таких давлениях соответствующие им мощности расходуются прежде всего на нагрев рабочей жидкости и длительная работа на таких режимах нецелесообразна, а в ряде случаев и невозможна.

Величина давления $\Delta P_{x.x}$ может служить также показателем правильности выбора формы головки поршня. Испытания показали, что величина наклона кривых (рис. 2) зависит и от величины перекрытия окон распределителя. Однако всякое уменьшение перекрытия повлечет за собой падение объемного к. п. д. из-за роста перетечек рабочей жидкости из напорной магистрали в сливную. На потери $\Delta P_{x.x}$ влияет также величина

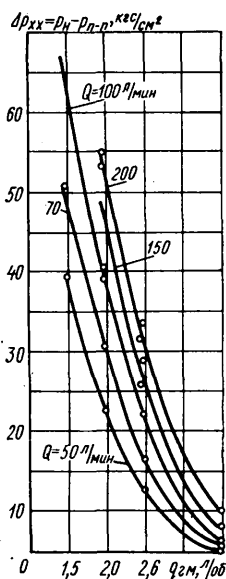


Рис. 1. Зависимость давления $\Delta P_{x.x}$ расходуемого на холостое вращение гидромотора, от степени регулирования (изменения рабочего объема в л/об)

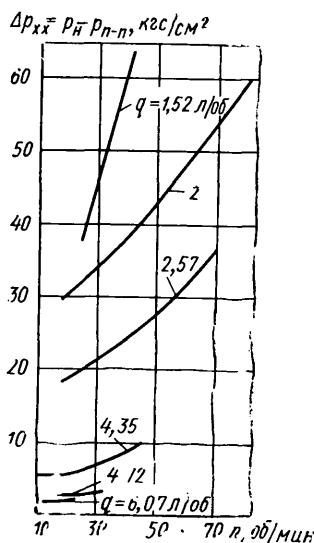


Рис. 2. Зависимость давления $\Delta P_{x.x}$ от скорости вращения гидромотора (n об/мин)

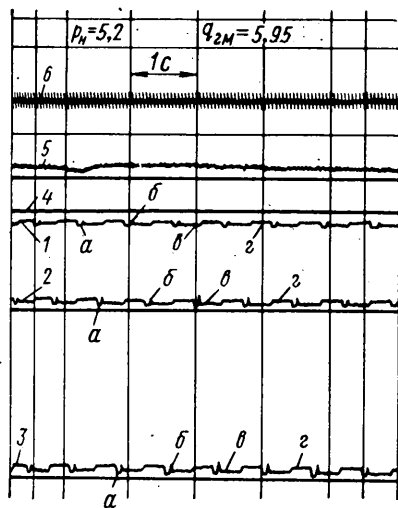


Рис. 3. Осциллограмма записи рабочих процессов в гидромоторе при работе на холостом ходу с рабочим объемом 5,95 л/об:
1, 2, 3 — давление в цилиндрах; 4 — давление нагнетания; 5 — крутящий момент; 6 — расход рабочей жидкости (q_m — рабочий объем гидромотора, p_n — давление нагнетания)

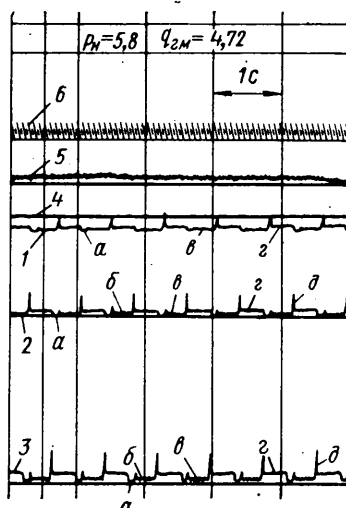


Рис. 4. Осциллограмма записи рабочих процессов в гидромоторе при работе на холостом ходу с рабочим объемом 4,72 л/об (обозначения те же, что на рис. 3)

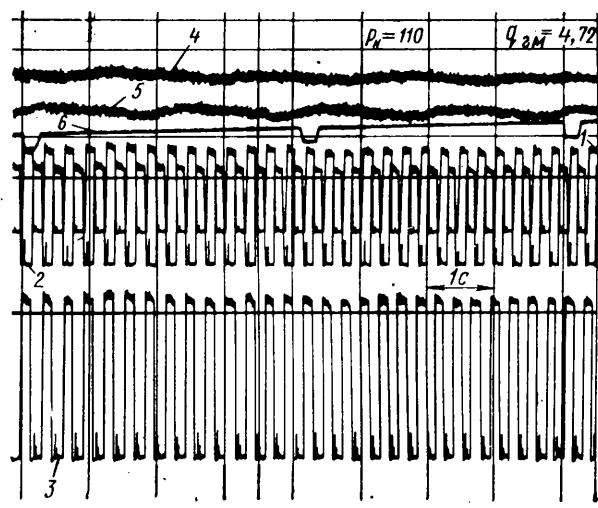


Рис. 5. Осциллограмма записи рабочих процессов в гидромоторе в режиме разгона под нагрузкой (обозначения те же, что на рис. 3)

объема подпоршневого пространства, так как сжимаемость жидкости прямо пропорциональна давлению и первоначальному объему, подвергнутому сжатию.

С целью снижения величины вредного давления при защемлении жидкости в подпоршневом пространстве необходимо увеличить первоначальный объем, подвергаемый сжатию. Для этого поршни выполняют полыми. Размеры полости по диаметру ограничивались минимально допустимой толщиной стенок поршня. Последняя определялась расчетным путем из условий совместного действия теплового расширения и увеличения размеров поршня под действием рабочего давления с тем, чтобы увеличение наружного диаметра поршня не превысило принятого зазора в паре поршень—цилиндр.

Расчеты показали, что температурное расширение поршня составляет 0,06 мм на диаметр при температуре 100°C (диаметр поршня 52 мм, толщина стенки 7 мм). В результате зазор в паре поршень—цилиндр, принятый в пределах 0,03—0,035 мм, оказался вполне достаточным, и за все время работы гидромотора не произошло заклинивания, хотя в отдельных случаях температура достигала 150°C.

При компрессии рабочей жидкости в подпоршневом пространстве к первоначальному объему следует отнести каналы, соединяющие цилиндр с распределителем, и каналы, проходящие через блок цилиндров, бандаж и ступицу, которые также способствуют снижению давления компрессии. На степень компрессии влияет и точность изготовления каналов в распределителе и ступице, так как их взаимное расположение может влиять на величину перекрытия для отдельных цилиндров. В данном случае важна не только точность размеров каналов по ширине, но и точность их взаимного расположения по окружности. При этом возможны случаи, когда неточность расположения и размеров каналов в ступице сочетается с соответствующими дефектами изготовления распределителя, что приводит к возникновению различной по величине компрессии рабочей жидкости в цилиндрах.

Такой случай в режиме холостого хода представлен на рис. 3. На осциллограмме хорошо видны отдельные участки, характерные для рабочего цикла внутри цилиндра. Участок *a* соответствует полному перекрытию окон в ступице переключками распределителя, когда давление в цилиндре равно нулю. В этот момент поршень находится около в.м.т. и некоторое время продолжает выдвигаться из цилиндра под действием сил упругости, инерции и некоторого просачивания рабочей жидкости. Рядом заметен всплеск *б*, соответствующий моменту, когда перекрытие еще не закончилось, а поршень начал перемещаться в обратном направлении, т. е. вдвигаться в цилиндр. В этот момент и происходит компрессия замкнутого объема в подпоршневом пространстве. Как видно, эта компрессия не продолжительна по времени. По абсолютной величине всплески давления не одинаковы для различных цилиндров, но циклически повторяются через один оборот гидромотора (семь роликов направляющей). Различие амплитуд рабочего давления 1, 2, 3 в цилиндрах (рис. 3) объясняется разной чувствительно-

стью датчиков. По абсолютной величине они равны, тогда как всплески *б* по абсолютной величине переменны.

Соотношение абсолютных величин всплесков компрессии и рабочего давления различно для разных скоростей вращения гидромотора и установки распределителя.

Участок *в* соответствует режиму вытеснения рабочей жидкости из цилиндра. Давление в это время равно давлению подпитки. Далее следует участок *г*, соответствующий рабочему ходу поршня, т. е. подаче рабочего давления в цилиндр. В это время поршень выдвигается в направлении к в.м.т., а окна распределителя и ступицы совпадают. Этот участок заканчивается сравнительно пологим фронтом отсечки, переходящим в участок *а*. В данном случае сказывается перекрытие окон распределителя и заметен небольшой период задержки давления на одном уровне.

Для сравнения характера рабочего цикла на рис. 4 приведена осциллограмма такого же процесса холостого хода, но при уменьшенном рабочем объеме гидромотора. Скорости вращения гидромотора в обоих случаях одинаковы.

На осциллограмме, изображенной на рис. 4, заслуживает внимания всплеск *д*, которого не было на предыдущей осциллограмме (рис. 3). Он появился из-за того, что окна распределителя и ступицы перекрылись раньше, чем поршень достиг н.м.т.

В процессе испытаний было выявлено, что оба всплеска давления *б* и *д* на режиме холостого хода увеличиваются с ростом скорости вращения гидромотора. Кроме того, их величина зависит от правильного взаимного расположения окон распределителя и ступицы. Так, при изменении направления вращения гидромотора величина этих всплесков изменяется. Наибольший интерес представляет характер данных процессов при работе гидромотора под нагрузкой.

На рис. 5 показана осциллограмма работы гидромотора рабочим объемом 4,72 л/об в процессе разгона с 28 до 40 об/мин рабочим давлением 110 кгс/см². На этой осциллограмме видно, что упомянутые выше всплески давления значительно уменьшились по сравнению с аналогичными всплесками при работе гидромотора на режиме холостого хода. Однако возможны случаи такого взаимного расположения окон распределителя, когда указанные величины и на рабочих режимах становятся весьма значительными и иногда превышают рабочее давление в напорной магистрали. Вместе с тем, работоспособность гидромотора на таких режимах не нарушалась.

Небольшое изменение положения распределителя в этих случаях после изменения рабочего объема всего на 0,5—0,1 л/об значительно уменьшило величину указанных всплесков. Их абсолютная величина уже не превышала 0,3—0,5 величины рабочего давления на этом режиме.

При оценке рабочих процессов гидромоторов часто применяется параметр «неравномерность скорости вращения»

$$\rho = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\text{ср}}}$$

где n_{\max} , n_{\min} и $n_{\text{ср}}$ — соответственно максимальное, минимальное, и среднее числа оборотов в минуту.

Для исследуемого гидромотора АГД-2000 при различных рабочих объемах, рабочих давлениях и скоростях вращения эта величина колеблется в пределах 2—4%, что считается хорошим показателем. Однако неравномерность скорости вращения, теоретически рассчитанная и измеренная на режиме холостого хода, может оказаться другой по величине при нагружении гидромотора системой, обладающей теми или иными инерционными массами, активной нагрузкой, силами трения, демпфирующими элементами и т. д. В этой связи были осуществлены специальные измерения, а расшифровка их проведена с помощью коррелятора. Это позволило оценить изменения крутящего момента за один оборот гидромотора.

Неравномерность крутящего момента, измеренная на фланце гидромотора, воспринимающем реактивный момент, связана с числом поршней и роликов направляющей, а также с формой головки поршня и соотношением геометрических размеров направляющей, роликов и др. Кривая крутящего момента (рис. 5) изменяется за один оборот гидромотора по закону, близкому к синусоидальному, причем она модулирована колебаниями, возникающими при взаимодействии каждого из поршней с каждым роликом. Эти вторые колебания также модулированы колебаниями, определяемыми формой головки поршня (в данном случае ее гранями) и изменением окружной силы при взаимодействии головки поршня с роликом.

Результаты измерений свидетельствуют о том, что при нормальном положении распределителя, соответствующем максимальному рабочему объему гидромотора (около 6 л/об), колебания крутящего момента относительно его средней величины составляют $\pm 7 \div 10\%$ за один оборот гидромотора.

Неравномерность крутящего момента при рабочем объеме

около 4 л/об составляла $\pm 10 \div 12\%$ за один оборот гидромотора (рис. 5).

Приведенные величины соизмеримы с колебаниями крутящего момента на полуосях автомобилей с обычной механической трансмиссией. По имеющимся данным эти колебания для серийных автомобилей при прямолинейном движении по шоссе могут достигать 30%. В известных пределах рабочий процесс гидромотора можно улучшить путем целенаправленного профилирования головки поршня, обеспечивающего плавную работу в части колебаний крутящего момента. В процессе испытаний выявлены рациональные пределы регулирования рабочего объема (1,5—2 раза). Испытанный гидромотор предназначался в основном для работы в приводе активных колес полуприцепа со скоростью вращения до 30 об/мин. Испытания показали возможность работы при 100 об/мин и более, а также возможность регулирования рабочего объема (изменения его величины) путем поворота распределителя в процессе работы гидромотора.

После отработки на стенде гидромотора в течение 500 ч на деталях не было выявлено каких-либо задиров и повышенных износов. На поверхности сопряженных деталей поршень—цилиндр, головка поршня—каток имелись следы нормальной проработки. Таким образом, результаты испытаний показали, что данный гидромотор вполне пригоден для активизации прицепа состава автопоездов. Вопрос использования гидромоторов типа АГД-2000 в качестве мотор-колес полноприводных автомобилей требует дальнейшего изучения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Фрумкин К. А., Армадеров Р. Г., Шапошник Л. Б. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 4.
2. Армадеров Р. Г. и др. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 11.



УДК 658.52:629.113

Сборочное производство Волжского автозавода имени 50-летия образования СССР

В. А. КАРПОВ, В. А. МУРЗИНОВ

НИИТавтопром

ПО ТЕХНИЧЕСКОЙ оснащенности, уровню технологии, а также принципам организации труда сборочное производство Волжского автозавода имени 50-летия образования СССР находится на уровне передовых отечественных производств. В структуре завода сборка не выделена в самостоятельное производство и включена в сборочно-кузовное и механосборочное производство. В сборочно-кузовном производстве, кроме изготовления узлов внутренней отделки, сварки и окраски кузова, выполняется сборка кузова и автомобиля со сборкой узлов на главном конвейере, испытание автомобилей и сборка колес. В механосборочном производстве наряду с механической обработкой деталей осуществляются сборка и испытание двигателей, узлов шасси автомобиля, коробки передач, цилиндров тормоза, карданного вала и др.

Сборочные участки размещены и скомпонованы с учетом движения транспортных потоков, позволяющих сократить объем транспортных работ.

Все основные сборочные участки расположены перпендикулярно линиям механической обработки, готовые детали выдаются непосредственно к соответствующим сборочным линиям.

Участки сборки агрегатов и узлов шасси входят в структуру соответствующих цехов. Как правило, сборка этих узлов располагается в непосредственной близости от конвейеров общей сборки и вынесена на отдельные участки.

Три потока главного конвейера сборки автомобилей протяженностью по 1500 м проходят до всей длины главного корпу-

са и расположены перпендикулярно цехам, изготавливающим кузова, узлы внутренней отделки, арматуру, двигатели, шасси и колеса.

Автоматизированная линия сборки головки блока с клапанами и шпильками располагается параллельно конвейеру общей сборки двигателя; линия сборки блока примыкает к началу конвейера общей сборки двигателя. Участок сборки шатунно-поршневой группы граничит с торцевой частью линии сборки головки цилиндров.

Участки сборки мелких узлов двигателя, коробки передач, заднего моста являются продолжением автоматизированных линий изготовления и располагаются параллельно конвейерам общей сборки. На этих участках собираются водяные насосы, сцепления с разжимными пружинами и упорными фланцами, крышки распределительных шестерен, масляные насосы, подушки передней подвески, устройства для натяжения цепей, рычаги передней подвески, редукторы, дифференциалы задних мостов, синхронизаторы, приводы спидометров, тормозные колодки, тормозные цилиндры, суппорты передних тормозов и др.

Характерным для Волжского автозавода имени 50-летия образования СССР является отсутствие в сборочном производстве комплектовочных складов. Основные детали подаются непосредственно с линии механической обработки подвесными конвейерами, которые одновременно являются складами — накопителями заделов, а мелкие и штампованные детали доставляются вильчатыми погрузчиками в крупной таре непо-

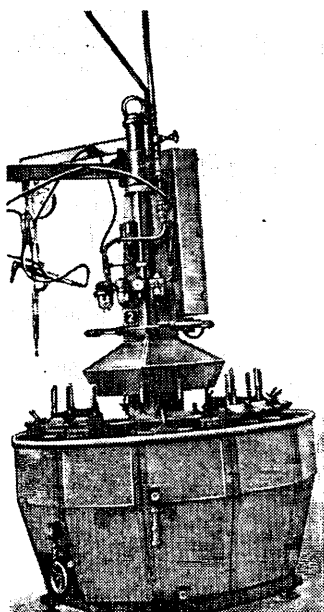


Рис. 1. Круговой конвейер с поворотным столом

вейерах непрерывного действия, отличающихся только длиной и числом рабочих позиций, количество которых может быть 12—30. Для сборки соответствующих узлов на пластины конвейера устанавливают сборочные приспособления и тару для мелких и крепежных деталей.

Сборка подвески двигателя, задних крышек коробки передач, редуктора заднего моста и др. осуществляется на круговых конвейерах (рис. 1), представляющих собой круглые столы непрерывного или дискретного действия, которые оснащены ручным механизированным инструментом, подвешенным на консоли центральных колонн. Такие круговые конвейеры рассчитаны на два, три и четыре рабочих места.

С целью повышения производительности труда применяются двухместные стенды, обслуживаемые одним рабочим-сборщиком, для одновременной сборки двух узлов, а также двусторонние челночные стенды, обслуживаемые одновременно двумя рабочими-сборщиками. Большое применение нашли, особенно на узловой сборке при главном конвейере, сборочные столы, оборудованные средствами малой механизации, особое внимание в их конструкции обращено на рациональное расположение тары с собираемыми деталями.

При сборке мелких узлов, как правило, установка всех деталей, включая и наживление резьбовых деталей, выполняется вручную и лишь силовые операции, такие как запрессовывание и заворачивание, осуществляются автоматически. Вообще на всем резьбозавертывающем оборудовании сборочного производства, за исключением линии сборки шатуна и автомата сборки регулировочного болта, операции подачи, наживления и заворачивания резьбовых соединений осуществляются вручную.

В отечественном автомобилестроении, в частности на Мелитопольском моторном заводе, применяются установки, разработанные НИИТавтопромом, в которых подача, ориентирование, наживление и заворачивание резьбовых деталей происходят автоматически.

На Волжском автозаводе имени 50-летия образования СССР применяются резьбозавертывающие устройства с пневматическим и электрическим приводом. Оба типа привода применяются как в одношпиндельных, так и в многошпиндельных вариантах. В случае применения пневматических гайковертов не требуется введения устройств для ограничения крутящего момента, это осуществляется с помощью редукционных клапанов (дросселей). При использовании электродвигателей в качестве привода шпинделей необходимо введение муфт предельного крутящего момента или торсионных устройств. В некоторых случаях, когда моменты регламентированы заводскими нормами (например, при креплении эластичной опоры и вилки переднего карданного вала, креплении головки блока, затягивании резьбовых соединений), моменты контролируются с помощью динамометрических ключей.

Многошпиндельные резьбозавертывающие головки с электрическим приводом, работающие на заводе, снабжены системой принудительной смазки. Все применяемые резьбовые шпильки не имеют гарантированного натяга по среднему диаметру, в

связи с чем они заворачиваются не до заданной высоты, а до достижения заданного крутящего момента при упоре в сбег резьбы. Стационарные установки для заворачивания шпилек оснащены патронами универсальной конструкции, которые обеспечивают заворачивание шпилек с захватом их за резьбовую часть либо до заданного крутящего момента, либо на заданную глубину.

Корпусные детали — блок цилиндров, картер коробки передач, головки блока, первичный и вторичный валы коробки передач — собираются на автоматизированных линиях, где рабочий-сборщик устанавливает и наживляет все детали вручную, а механизмы выполняют транспортные и силовые операции.

Многие сборочные операции выполняются в линиях механической обработки, например, сборка блока цилиндров с крышками коренных подшипников и гильзами, головки блока с заготовками направляющих втулок клапанов и седлами, шатуна и др., и имеют высокую степень автоматизации процесса, включая подачу и установку всех деталей в автоматическом режиме.

Принципиальной особенностью технологического процесса сборки редуктора заднего моста является:

1) измерение размера между осью ведущей шестерни и торцом заднего подшипника, проводимое под нагрузкой с одновременным проворотом внутреннего кольца подшипника; такой процесс измерения соответствует рабочему режиму подшипника, позволяющему учесть его деформацию при работе на автомобиле, что повышает качество сборки;

2) заворачивание гайки крепления фланца, осуществляемое с одновременным проворотом ведущей шестерни, что соответствует установке подшипника в рабочее положение, необходимый предварительный натяг конических подшипников ведущей шестерни достигается за счет деформации распорной деформусовой втулки, установленной между коническими подшипниками при достижении заданного крутящего момента на гайке крепления фланца.

Измерение размера между осью ведомой шестерни и торцом заднего подшипника (а) и создание предварительного натяга (б) в конических подшипниках осуществляются на специальных полуавтоматах (рис. 2).

Общая сборка коробки передач, задних мостов, сидений автомобиля и др. осуществляется на подвесных замкнутых конвейерах непрерывного действия. Сборка задних мостов и сидений на подвесных конвейерах непрерывного действия в практике советского автомобилестроения встречается впервые и должна найти широкое распространение.

Общая сборка двигателей и их испытание осуществляются на трех параллельных подвесных толкающих конвейерах с адресованием протяженностью 250 м. Каждый конвейер состоит из четырех участков: сборочного, испытательного, ремонтного и окончательного комплектования.

Внутренняя отделка кузова, общая сборка, а также заправка автомобиля тормозной жидкостью, топливом и антифризом выполняются на единых прямолинейных подвесных толкающих конвейерах. При этом кузова устанавливаются на сборочных подвесках и фиксируются штырями по специальным гнездам, расположенным в днище (рис. 3).

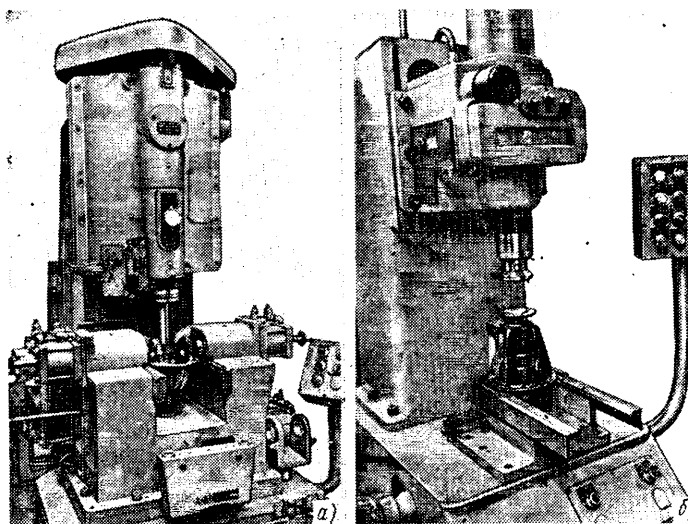


Рис. 2. Специальные полуавтоматы для установки положения главной передачи:
а — полуавтомат для определения размера между осью ведомой шестерни и торцом заднего подшипника редуктора заднего моста;
б — полуавтомат для создания предварительного натяга в конических подшипниках

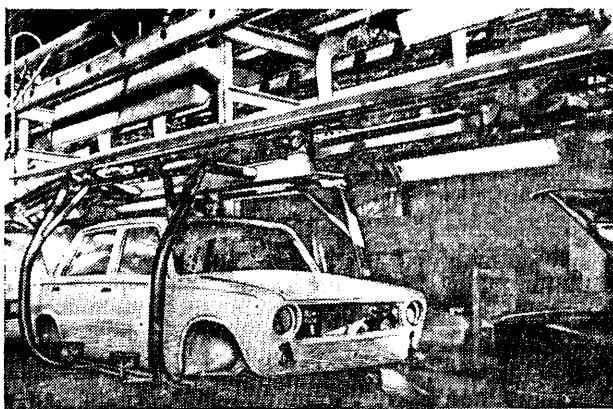


Рис. 3. Сборка кузова автомобиля «Жигули» на подвеске

Кузов на сборку по подвесному толкающему конвейеру поступает с подвесного двухэтажного склада, расположенного перед главным конвейером. Емкость склада 252 кузова. Первый этаж склада имеет шесть ниток подвесного конвейера и обслуживает первую линию сборочного конвейера. Второй этаж склада имеет 12 ниток подвесного конвейера и обслуживает вторую и третью линии сборочного конвейера.

На сборочном конвейере в зависимости от характера выполняемых работ подвеска с кузовом располагается на различной высоте от пола. Например, установка пучков проводов, шумоизоляции и других деталей в начале конвейера осуществляется при установке кузова на высоте 0,25 м; замков дверей, стеклоподъемников, стекол, рулевого управления — на высоте 0,56 м, а узлов шасси, двигателя — 1,7 м. Такое расположение подвески создает максимальные удобства работающим при выполнении операций.

Двигатель, карданный вал и задний мост на кузов монтируют при помощи горизонтально-замкнутого напольного конвейера с 23 парами тележек, оснащенных гидравлическими подъемниками. Напольный горизонтально-замкнутый конвейер расположен так, что одна его цепь с тележками и установленными на них агрегатами (двигателем, карданным валом, задним мостом) проходит под подвесным сборочным конвейером и движется синхронно в том же направлении. На обратной цепи напольного конвейера устанавливают и окончательно собирают двигатель с задним мостом и карданным валом. При подходе тележки напольного конвейера с установленными агрегатами под кузов автомобиля сборочного конвейера рабочий, включая гидроподъемники, поднимает двигатель с задним мостом и карданным валом и прикрепляет к кузову автомобиля.

Тормозная система автомобиля заправляется с помощью специальной гидравлической установки, обеспечивающей очистку тормозной жидкости от воды, масла, грязи, паров воды, пузырьков воздуха и газов.

Автомобиль перемещается на стенд регулирования сходимости колес и света фар, предварительно проезжая через металлическую лестницу, где осуществляется обтряска автомобиля и усадка подвески. По окончании процесса регулирования автомобиль проходит испытания на роликовых стендах в испытательных боксах.

Операции сборки на конвейере выполняются с применением электро- и пневмоинструмента, в том числе и специализированного.

В технологических процессах особое место уделено контролю изделий. Особенность контроля сборки узлов, агрегатов и автомобиля состоит в том, что, помимо выборочного периодического контроля, осуществляемого в процессе сборки, они подвергаются 100%-ным испытаниям на работоспособность и периодическим испытаниям со снятием основных рабочих характеристик. Так, кроме обкатки всех двигателей в течение 15 мин, во время которой проверяется комплектность, герметичность, стуки двигателя, работа системы газораспределения, приработка деталей и узлов, 2,5% двигателей, выпущенных за сутки, испытывают на шумность, а у 0,2% двигателей снимают мощностные характеристики.

Испытание на шумность и снятие мощностных характеристик двигателя осуществляются по 11-часовой программе в специальных камерах. Все коробки передач и редукторы задних мостов проходят контроль на шумность, стуки, плавность переключения передач как на холостом ходу, так и под нагрузкой. В процессе контроля редукторов задних мостов проводят окончательное регулирование зацепления ведущей и ведомой шестерни.

Цилиндры тормоза и сцепления проходят 100%-ные пневмоиспытания на герметичность, а 5% двигателей суточного выпуска проверяются на работоспособность.

Все готовые автомобили проходят испытания на роликовых стендах, где проверяется работа двигателя, трансмиссии, тормозов, электрооборудования, показания приборов. Испытания на беговых барабанах соответствуют пробегу 5—10 км. На специальном треке пробегом 30—40 км проходят испытания 10% автомобилей. На треке проводятся испытания в условиях, близких к эксплуатационным. При этом 2,5% автомобилей проходят выборочный контроль, где проверяются угол установки передних колес, балансировка колес, герметичность кузова в пылевых и дождевых камерах.

Также ежемесячно 15 автомобилей испытываются на пробег 2000 км, при котором проверяется качество сборки, надежность работы всех систем в период эксплуатации, точность показаний приборов. Выявленные при этом испытания дефекты анализируются, и устраняются причины их возникновения.

В соответствии с ГОСТом проводятся периодические длительные и краткие контрольные испытания, а также ресурсные испытания новых образцов автомобилей.

В сборочном производстве завода широко применяется контрольно-сортировочное оборудование. Так, при запрессовывании седел клапанов контролируется минимальное усилие запрессовывания, перед этим процессом заготовки втулок направляющих клапанов контролируются по длине; запрессовывание различных колец, втулок и подшипников контролируется как по усилиям, так и по монтажным размерам. Собираемые узлы (болт регулировки клапанов, шатун, блок цилиндров и др.) в процессе сборки подвергаются неоднократному механическому контролю по размеру собираемых деталей и по моментам затягивания болтов и гаек. Однако глубина завертывания шпилек и усилия затягивания болтовых соединений контролируются дополнительно вручную.

Определение размера и подбор компенсирующих колец при установке ролика рулевой сошки выполняются на автоматизированной машине, оснащенной счетно-решающим устройством с автоматической выдачей колец соответствующей толщины. Кольца предварительно автоматическим сортируются на размерные группы при обработке их на плоскошлифовальном станке.

Большое значение оказывает на качество сборки и ее трудоемкость конструкция узлов автомобиля «Жигули». Например, вся электропроводка снабжена клеммовыми соединениями, благодаря чему упрощается соединение проводов, уменьшается количество крепежных деталей. Крепление пучков проводов и трубок к кузову в тех местах, где не требуется большая прочность, осуществляется липкой лентой; в более ответственных местах крепление выполняется при помощи различных капроновых хомутов. Для крепления неответственных деталей широко применяется запрессовывание. Так, детали внутренней отделки дверей и потолка прикрепляются при помощи пластмассовых скрепок и различных пружинных скоб; жиклеры омывателя ветрового стекла — при помощи разжимного пружинного конуса, декоративно-облицовочные детали — пластмассовым штифтом и т. д. Тем самым резко сокращено применение гаек, требующих предварительного приваривания к кузову резьбовых деталей, а после окраски — прогонки резьбы метчиками.

Для обеспечения ответственных соединений широко применяются гайки с нейлоновыми вставками вместо пружинных шайб и шплинтов. Шплинты предусмотрены только в тягах акселератора и рулевых тягах.

Трудоемкий процесс стопорения поршневых пальцев при помощи пружинных колец заменен запрессовыванием пальца в нагретую верхнюю головку шатуна. Для крепления подшипников крестовин карданного вала и создания гарантированного натяга применяются стопорные кольца с широким диапазоном размеров.

Значительно облегчена и упрощена сборка коробки передач за счет применения нижней крышки, а не верхней. Точность сборки такого ответственного узла, как редуктор, повышена за счет применения деформируемой втулки, позволяющей создавать необходимый гарантированный натяг в подшипниках. Применение капроновых деталей — наконечников тяг, сухарей шаровых пальцев и др. — облегчает и удешевляет сборку.

Для автозавода характерно то, что многие узлы и детали закрепляются с помощью клеевых материалов. Например, фрикционное кольцо упорного фланца муфты сцепления, фрикционная накладка тормозной колодки, металлические ручки стекол поворотных окон, звукопоглощающая изоляция, накладки корпуса заводского знака, провода катушек зажигания, прокладки двигателя и др. закрепляются с помощью клеевых материалов. Особый интерес представляет оборудование для сборки тормозных колодок и крепления металлических ручек к стеклам поворотных и откидных окон. Это обо-

рудование отличается большой производительностью и высокой степенью автоматизации.

Интересным решением явилась также замена цинкования тормозной колодки покрытием ее лакоклеем БФТ-52. Это позволило отказаться от применения оборудования для цинкования и совместить операцию нанесения клея на обод тормозной колодки с операцией окраски. Покрытие тормозной колодки лакоклеем осуществляется на специальной установке методом окунания.

Металлические ручки к стеклам поворотных окон прикрепляются на установке с индексированным поворотным столом. Установка клеящей пленки, ручки, процесс приклеивания, складирование узлов автоматизированы.

Одной из особенностей конструкции сборочного оборудования завода является наличие принудительной централизованной смазки узлов. Подача смазочных материалов регулируется электрическими реле счета импульсов или реле времени. Работа системы смазки автоматически контролируется, и отказ в работе смазочных устройств приводит к немедленному отключению сборочного агрегата.

На сборочных автоматизированных линиях, сборочных установках и автоматах контролируется каждое рабочее движение и при нарушении работы механизма цикл прекращается. Для обнаружения неисправностей такое оборудование снабжено ламповыми табло или мнемосхемами.

В целях предупреждения травматизма автоматизированные линии, установки, автоматы и полуавтоматы оборудованы на рабочих позициях кнопками «Стоп», шнурами аварийной остановки. Пуск автоматизированных линий, установок может быть осуществлен при условии нажатия пусковых кнопок всеми операторами.

Надежность работы сборочного оборудования в значительной степени определяется и качеством деталей, подаваемых на

сборку. На Волжском автозаводе имени 50-летия образования СССР для этой цели предусмотрена строгая система мероприятий организационного, технологического и конструкторского характера, которая направлена на исключение попадания на сборочные участки некондиционных деталей. Так, кроме обычного размерного контроля, перед подачей деталей в автоматических линиях широко применяется встроенный промежуточный контроль отдельных операций, при котором отклонение от нормы вызывает остановку линии и подачу светового сигнала. Это — линии запрессовывания втулок и седел клапанов, сборки шатуна и др. При завертывании болтов, гаек, шпилек автоматически контролируется крутящий момент и величина затягивания. Детали и узлы, подвергшиеся разрушению в процессе сборки или не отвечающие требованиям технических условий, своевременно изымаются со сборочных участков, так как нахождение и исправление брака в конечной стадии — несравненно более дорогостоящая операция.

К мероприятиям по обеспечению качества собираемых узлов можно отнести введение мойки деталей перед сборкой, моечные машины встраиваются также в автоматические линии. Они оснащены сушильными агрегатами, фильтрующими устройствами и вентиляцией.

Оборудование сборочного производства автозавода в целом отвечает требованиям массового производства автомобилей, и распространение опыта его работы позволит сократить трудовые затраты в отрасли, повысить качество и эффективность производства.

ЛИТЕРАТУРА

1. Красный Ю. Г., Дорфман В. С. Новые методы и средства оценки качества изделий. М., НИИНавтопром, 1971.
2. Шувалов Л. П. Автомобиль «Жигули». М., изд-во ДОСААФ, 1972.

УДК 621.757

Динамико-силовое замыкание размерных цепей в технологическом обеспечении сборки агрегатов

Канд. техн. наук А. В. ВОРОНИН

Московский автомеханический институт

СБОРКА агрегатов методом регулировки основана на расчете размерных цепей в условиях производства. Поэтому данные размерные цепи принято называть производственными, или технологическими. Известно, что размерной цепью называются все независимые размеры, образующие замкнутый контур, и непосредственно участвующие в решении поставленной задачи, что выражается зависимостью

$$A_{\Delta} = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i A_i, \quad (1)$$

где A_{Δ} — номинальное значение размера замыкающего звена размерной цепи;

ξ_i — передаточное отношение;

A_i — номинальное значение размеров составляющих звеньев размерной цепи.

Также известно, что любой агрегат или деталь предназначены для определенной работы, что характеризуется передачей крутящего момента или усилий. Выходные параметры агрегата при его конструировании регламентируются условиями этой определенной работы и могут быть выражены замыкающими звеньями конструкторских размерных цепей, с помощью которых определяются геометрические соотношения составляющих звеньев. При выполнении соотношения звеньев конструкторских цепей, приведенных к замыкающим звеньям, с заданной точностью должна быть обеспечена работоспособность агрегата при эксплуатации. Это достигается в условиях производства соответствующей обработкой поверхностей деталей и последующей сборкой.

Сборка агрегатов методом регулировки имеет особенности. Цель технологических размерных цепей и реализации их в процессе сборки агрегата состоят в определении величины компенсатора, с помощью которого могут быть обеспечены выходные параметры агрегата в заданных пределах. В основе расчета этих цепей, как правило, лежит выражение (1). В результате осуществления взаимосвязи в процессе сборки детали или сборочные единицы приобретают состояние, в котором они

находятся в готовом агрегате, и будут воспринимать эксплуатационные нагрузки при работе агрегата. Осуществление взаимосвязи деталей в процессе сборки может привести и приводит к существенным изменениям размеров их поверхностей по сравнению с достигнутыми в результате механической обработки. Этот фактор целесообразно характеризовать понятием — сборочная взаимосвязь деталей.

Рабочие нагрузки, характерные для агрегата в эксплуатации, должны восприниматься и воспринимаются конкретными деталями или сборочными единицами, размеры которых образуют размерную цепь или размерные цепи. При нагружении размерной цепи, состоящей из конкретных сборочных единиц, неизбежно возникают перемещения и деформации, величина которых различна и зависит от свойств сборочных единиц этой цепи, т. е. как они воспринимают эксплуатационную нагрузку в каждом конкретном агрегате.

Эти факторы не могут не оказывать влияния на точность выполнения регулировочных операций. Если в решении технологической размерной цепи, реализуемой в процессе сборки, не учтены или учтены не в полной мере факторы эксплуатационного нагружения и сборочной взаимосвязи деталей, то это приведет к несоответствию условий, при которых осуществляется сборка агрегата, условиям его эксплуатации. Следовательно, действительная величина замыкающего звена технологической размерной цепи, которая требуется по условиям эксплуатации агрегата, будет отличаться от расчетной на величину Δ . Этим замыкающим звеном является компенсатор. Поэтому в результате регулировок при сборке данного конкретного агрегата на основе зависимости (1) будет допущена ошибка, равная по величине Δ .

Таким образом, технологическая размерная цепь не может быть ограничена только геометрическим соотношением составляющих звеньев при определении величины компенсатора. Кроме того, замкнутый контур размерной цепи может быть действительно замкнутым только при условии, когда цепь находится под силовым воздействием, характерным для эксплуатации рассматриваемого агрегата. До приложения силового

воздействия невозможно гарантировать замкнутый контур в размерной цепи.

Д-р техн. наук Б. С. Балакишин, рассматривая технологическую систему СПИД в работе [1], обращает внимание на то, что требуемая точность размера A_d обрабатываемой детали получается при помощи размерной цепи. Обратная связь, контролирующая величину перемещения при настройке и его соответствие заданному программой, не учитывает, как правило, размера динамической настройки A'_q . Появление размера динамической настройки A'_q изменяет размер A_d , получаемый на детали, на величину, изменяющуюся в зависимости от отклонений припуска на обработку и твердости материала обрабатываемых деталей.

Величину размера динамической настройки с точки зрения обеспечения точности можно рассматривать как величину компенсатора при обработке каждой конкретной детали в технологической размерной цепи системы СПИД, замыкание которой наступает при силовом воздействии, а достижение заданной точности обеспечивается путем регулировки по величине компенсатора в виде динамической настройки.

Сборка агрегатов, конструкций которых предусматривают достижение точности выходных параметров методом регулировки, изучена в значительно меньшей степени, чем обработка деталей в технологической системе СПИД. Как часть технологического процесса сборки методом регулировки обладает принципиальными особенностями.

Сборочная взаимосвязь деталей в каждом собираемом агрегате одного конструктивного исполнения конкретна. Поэтому и технологическая размерная цепь для этого агрегата конкретна и, следовательно, конкретно замыкающее звено, которым является компенсатор. В условиях производства влияние сборочной взаимосвязи на величину компенсатора может быть различным. Изменения в размерной цепи в результате осуществления этой взаимосвязи деталей и сборочных единиц в процессе сборки зависят от многих технологических и конструктивных параметров.

Величина замыкающего звена технологической размерной цепи изменяется в зависимости от нагружения. В условиях эксплуатации агрегата нагружение, как правило, имеет переменный характер.

Изменения в размерной цепи при различном по величине нагружении могут вызывать отклонения выходных параметров агрегата, превышающие допустимые. Это зависит от свойств размерной цепи агрегата воспринимать нагрузку в диапазоне изменений эксплуатационного нагружения. Поэтому, когда в агрегатах точность выходных параметров достигается регулировкой в процессе сборки, очень важно обоснованно выбрать величину нагрузок, при которой в условиях сборки должна достигаться требуемая точность этих параметров. Выбор величины нагрузок и условий, при которых должны выполняться измерения для решения технологических размерных цепей в процессе регулировки при сборке, должен основываться на эксплуатационном нагружении, характерном для рассматриваемого агрегата.

Сборочная взаимосвязь и силовое нагружение в технологической размерной цепи являются важнейшими технологическими факторами, которые необходимо учитывать при сборке агрегатов методом регулировки, так как они могут вызывать отклонения выходных параметров агрегата, превышающие допустимые. Их влияние на точность выполнения регулировочных операций носит комплексный характер. Поэтому выражение технологической размерной цепи должно отражать комплексное влияние этих факторов и позволять установить те технологические методы, с помощью которых оно может быть оценено количественно. Только таким образом с помощью технологической размерной цепи, путем ее реализации в процессе сборки, можно определить достоверную величину компенсатора в каждом агрегате, технологически обеспечить требуемую точность выходных параметров и выполнить их в процессе сборки. В связи с этим очевидно, что технологическая размерная цепь может существенно отличаться от конструкторской, причем не только количеством составляющих звеньев.

Рассмотрим эти вопросы подробнее на примере конкретных агрегатов, точность сборки которых по выходным параметрам достигается регулировкой.

Крутящий момент на валы со скрещивающимися осями передается с помощью редукторов на конических шестернях. Именно в этих угловых передачах требования к точности расположения шестерен являются жесткими, что обусловлено кинематикой зацепления и методом образования зубьев шестерен. Характерным примером таких агрегатов являются главные передачи редукторов ведущих мостов автомобилей, выполненные на спирально-конических или гипоидных шестернях. На рис. 1 показана главная передача ведущего моста одного

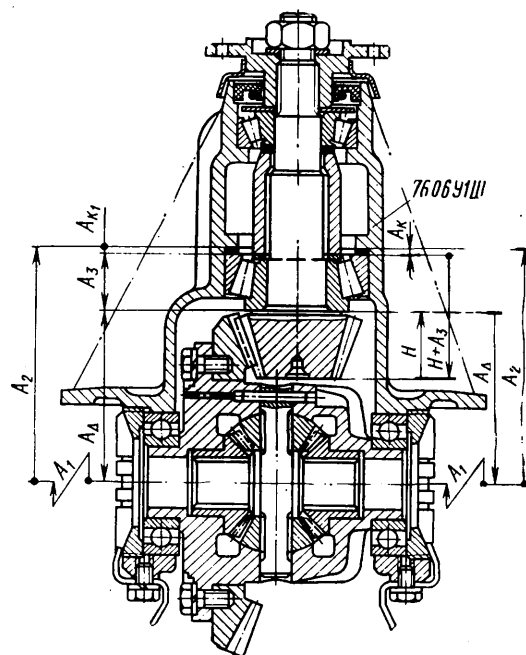


Рис. 1. Главная передача легкового автомобиля

из легковых автомобилей. Рассмотрим вопросы регулировки положения ведущей шестерни при сборке подобного агрегата с позиций, изложенных выше.

Действительно, технологическая размерная цепь (рис. 1, справа), определяющая положение ведущей шестерни при сборке, отличается от конструкторской (рис. 1, слева). Решением ее устанавливается величина компенсатора для того, чтобы обеспечить положение ведущей шестерни с заданной точностью. Это предопределяет зацепление шестерен и выходные параметры редуктора в целом.

Детали или сборочные единицы, размеры которых образуют технологическую размерную цепь на положение ведущей шестерни в редукторе, в условиях эксплуатации нагружаются осевыми и радиальными усилиями. Эти усилия воспринимаются звеньями размерной цепи, в том числе опорами ведущей шестерни. В качестве опор валов в редукторах применяются подшипники качения и чаще всего конические. Размер, определяющий монтажную высоту конических подшипников в результате их изготовления и сборки, характеризуется определенным законом рассеивания. Однако монтажная высота любого конкретного конического подшипника непостоянна. Она зависит от величины приложенной осевой нагрузки, фактора вращения, являющегося главным движением для подшипника как изделия, и условий, в которых он будет установлен в конкретном редукторе [2—4].

Исследования поведения конических подшипников [3] позволили установить, что их монтажная высота существенно изменяется в зависимости от приложения осевой нагрузки, характеризующей силовое нагружение. На рис. 2 показано изменение монтажной высоты конических подшипников различных типов, широко применяемых в автомобилестроении, в зависимости от осевой нагрузки при осуществлении главного движения — вращения.

По условиям конструкции редукторов кольца конических подшипников устанавливаются в корпусах и на валах по посадке с диаметральным натягом, что является одним из факторов, характеризующих сборочную взаимосвязь деталей в агрегате. Результаты расчетов и экспериментальных исследований [4] показали, что монтажная высота конических подшипников изменяется в зависимости от величины диаметального натяга. На рис. 3 приведен график изменения монтажной высоты конического подшипника 7606У1Ш в конкретных условиях редуктора, показанного на рис. 1, как следствия деформации наружного кольца при его установке в картер с различной величиной диаметального натяга e . В конструкциях агрегатов предпочитают устанавливать наружное кольцо подшипника с большим диаметральным натягом, чем внутреннее. В связи с этим следует иметь в виду, что при равной величине диаметального натяга наружное кольцо конического подшипника деформируется больше, чем внутреннее.

Поскольку при нагружении монтажная высота конического подшипника уменьшается с повышением осевого усилия, а при установке наружного кольца в картер возрастает с увеличением

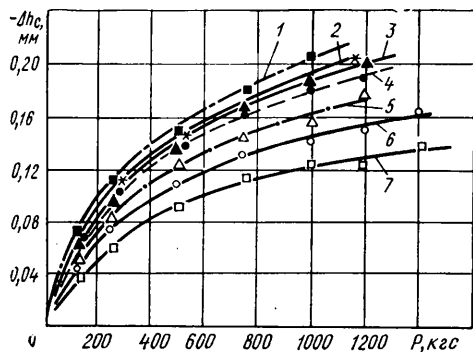


Рис. 2. Изменение монтажной высоты в зависимости от величины осевой нагрузки у конических подшипников:
1 — 30305-SKF; 2 — 7305УШ; 3 — 7606У1Ш; 4 — 32306-SKF; 5 — К-2320-RIV; 6 — 7510У1; 7 — 57707

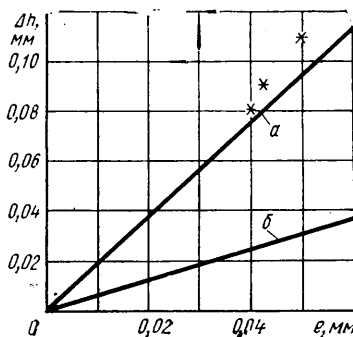


Рис. 3. Изменение монтажной высоты (а) и угла конуса беговой дорожки (б) наружного кольца конического подшипника 7606У1Ш при установке его в картер конкретного редуктора с различной величиной натяга e

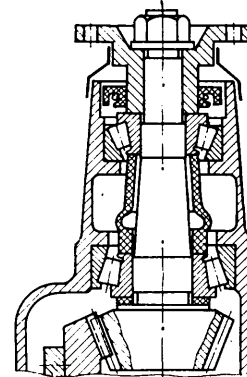


Рис. 4. Ведущая шестерня главной передачи редуктора автомобиля ВАЗ-2101

ем диаметрального натяга, то результирующая величина изменения монтажной высоты будет определяться разностью этих значений.

Эксплуатационное нагружение в редукторах переменное по величине. Оно может быть приведено к эквивалентной эксплуатационной нагрузке, имеющей постоянное значение для редуктора определенной модели автомобиля, отнесенной к ведущей шестерне главной передачи с учетом требуемой жесткости ее опор. Величина диаметрального натяга при установке колец подшипников в каждый редуктор в условиях производства будет принимать различные значения: от близких к нулю до максимальных. Следовательно, результирующее изменение монтажной высоты конического подшипника по величине у значительной части собираемых редукторов будет иметь тот же порядок цифр, что и заданная точность положения ведущей шестерни в редукторе.

Например, допустим, что для редуктора с главной передачей (рис. 1) эквивалентное эксплуатационное нагружение ведущей шестерни в осевом направлении составляет 300 кг. Согласно рис. 2 это нагружение приведет к уменьшению монтажной высоты подшипника 7606У1Ш по сравнению с исходной на $-0,11$ мм. Установка наружного кольца в картер с диаметральным натягом $e=0,03$ мм приведет к увеличению монтажной высоты подшипника на $0,056$ мм, что следует из рис. 3. Результирующее изменение монтажной высоты подшипника при этих условиях составит $-0,054$ мм. Допустимые отклонения положения ведущей шестерни этого редуктора конструктивно определяются как $0,07$ мм. Исходная монтажная высота подшипника 7606У1Ш в условиях нагружения нагрузкой 300 кг практически может не изменяться только при диаметральном натяге, весьма близком к $e=0,057$ мм (рис. 3), что в общем виде характеризуется равенством

$$|\Delta h_c| = |\Delta h_b|,$$

где Δh_c — изменение монтажной высоты подшипника в результате силового нагружения (рис. 2);

Δh_b — изменение монтажной высоты подшипника в результате осуществления сборочной взаимосвязи сборочных единиц (рис. 3).

Вероятность появления такой «благоприятной» сборочной взаимосвязи в соединении кольцо — картер не превышает 10% для партии 600 редукторов.

Рассмотренный пример показывает, что силовое нагружение, его величина и сборочная взаимосвязь деталей существенно влияют на точность выполнения регулировочных операций при достижении выходных параметров редукторов при сборке. Очевидно, что качественно те же факторы влияют на положение ведомой шестерни. Они же влияют на достижение требуемого предварительного сжатия тел качения подшипников шестерен главной передачи, что принято определять понятием предварительного натяга подшипников.

Положение шестерен главной передачи и предварительный натяг их подшипников в редукторе взаимосвязаны. Их регулировка в процессе сборки, как правило, выполняется раздельно в соответствии с их технологическими размерными целями и конструктивными особенностями редуктора. Поэтому нагрузки, при которых определяются величины компенсаторов, должны быть согласованы и взаимно увязаны. Данные, приведенные на рис. 2, позволяют установить величину возможной ошибки в определении величины компенсатора при различных нагрузках в агрегатах, где применяются исследованные типы подшипников, что вызвано свойствами этих подшипников.

Влияние взаимосвязи сборочных единиц в редукторе не ограничивается технологической размерной цепью, при реализации которой определяется величина компенсатора. Установка колец конического подшипника с диаметральным натягом может привести к изменениям в расположении беговых дорожек качения по сравнению с исходными, полученными в результате изготовления подшипника. На рис. 3 показано также изменение угла конуса беговой дорожки наружного кольца подшипника 7606У1Ш вследствие деформаций в зависимости от величины диаметрального натяга e при установке в картер редуктора согласно рис. 1 [4]. Это может вызвать нарушение линейности контакта тел качения, что окажет влияние на работоспособность редуктора. Компенсация этого проявления осуществленной взаимосвязи сборочных единиц в процессе сборки редуктора не представляется возможной.

Силовое нагружение и сборочная взаимосвязь деталей являются технологическими факторами в обеспечении точности выходных параметров редукторов при сборке. Если при определении величины компенсатора не учитывается влияние комплекса этих факторов в процессе сборки каждого редуктора, то нет уверенности в том, что положение шестерен будет соответствовать установленному при принятом методе образования зубьев шестерен главной передачи. Следовательно, в результате сборки параметры зацепления данной пары шестерен могут быть нарушены.

Эти положения являются общими для сборки агрегатов методом регулировки. Вместе с тем для каждой конструкции агрегата имеются свои конкретные условия технологического обеспечения требуемой точности его выходных параметров. Установить эти условия можно только на основе детального анализа конструктивных, эксплуатационных и технологических особенностей агрегата.

Изменения в технологической размерной цепи в результате силового нагружения и осуществления сборочной взаимосвязи деталей зависят не только от свойств, присущих коническим подшипникам. В агрегатах с коническими подшипниками это проявляется наиболее ярко.

Таким образом, точность регулировки в процессе сборки и высокое качество агрегатов можно обеспечить при условиях силового замыкания технологических размерных цепей и осуществления главного движения, что характерно для эксплуатации собираемого агрегата. Эти положения целесообразно определять как динамико-силовое замыкание технологических размерных цепей при сборке агрегатов методом регулировки. Этот термин включает в себя взаимосвязь сборочных единиц.

Практическое осуществление динамико-силового замыкания технологических размерных цепей в процессе сборки во многом зависит от конструктивных особенностей агрегата. Например, для главной передачи редуктора ведущего моста, показанной на рис. 4, установить величину компенсатора, определяющего положение ведущей шестерни с учетом динамико-силовых факторов, сравнительно несложно. Согласно конструкции при определении величины компенсатора сборочные единицы и детали, представляющие технологическую размерную цепь на положение ведущей шестерни, находятся в каждом конкретном редукторе в условиях осуществленной сборочной взаимосвязи, которая не нарушается при установке компенсатора в процессе сборки.

Для главной передачи, представленной на рис. 1, реализация решения технологической размерной цепи для установления величины компенсатора, определяющего положение ведущей шестерни с динамико-силовым замыканием, связано с техническими и технологическими трудностями. По условиям констру-

ции подобного редуктора в процессе сборки первоначально должна быть определена величина компенсатора. И лишь затем осуществлена сборочная взаимосвязь наружного кольца подшипника с картером. Следовательно, в процессе сборки подобного редуктора влияние сборочной взаимосвязи деталей на положение ведущей шестерни при определении величины компенсатора может учитываться только косвенным путем. Необходимо иметь в виду, что распрессовывание кольца подшипника и его повторное запрессовывание в тот же картер приведет к изменению взаимосвязи в соединении кольцо—картер по сравнению с первоначальной установкой. Естественно, что при этом сравнении конструктивных вариантов вопросы их эксплуатационной надежности не рассматривались.

Динамико-силовое замыкание технологической размерной цепи при сборке агрегатов методом регулировки не может рассматриваться как погрешность, присущая одному звену цепи, так как это свойство цепи в целом. Оно связано с рядом параметров и факторов, часть которых непосредственно может не входить в схему размерной цепи в качестве самостоятельных звеньев, но влияние которых на величину замыкающего звена существенно. В условиях массового производства сочетание этих факторов для партии агрегатов случайно. Следовательно, величина, которую необходимо компенсировать в каждом собираемом агрегате, будет различна. Именно поэтому введение постоянных поправок при определении величины компенсатора с целью учесть влияние динамико-силового замыкания технологической размерной цепи на партию агрегатов одного конструктивного исполнения не гарантирует достижения высокой точности выходных параметров в каждом агрегате.

На основании изложенного технологические размерные цепи, реализуемые в процессе сборки агрегатов методом регулировки, следует описывать выражением

$$A_d = \sum_{i=1}^{m-1} \xi_i A_i + \xi_q D_{\Sigma}^c, \quad (2)$$

где D_{Σ}^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.

Динамико-силовое замыкание технологических размерных цепей позволяет приблизить условия сборки агрегатов к условиям, в которых будет происходить их эксплуатация. Одним из первых этапов реализации динамико-силового замыкания технологических размерных цепей является конкретизация величины и характера нагрузок, при которых следует в процессе сборки достигать заданную точность выходных параметров агрегата. Без этой конкретизации задача приобретает неопределенность и допускает свободное трактование.

Реализация решений технологических размерных цепей в процессе сборки на основе динамико-силового замыкания связана с созданием специальных стендов и позволяет повысить качество агрегатов благодаря возможности учета факторов, которые ранее учитывались не в полной мере, либо совсем не учитывались. В связи с этим становится возможным поставить и, следовательно, найти решение многих вопросов, от которых в большой степени зависит работоспособность и надежность агрегатов.

Эти положения не нарушают общей теории размерных цепей, а дополняют ее, раскрывая особенности, которым до настоящего времени не уделялось должного внимания. Они позволяют достоверно описать по технологическому обеспечению точности сборочный процесс агрегатов на основе метода регулировки и тем самым расширяют возможности применения теории размерных цепей для решения важных вопросов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Балахнин Б. С. Самоподнастраивающиеся станки. М., «Машиностроение», 1970.
2. Воронин А. В., Шандров Б. В., Герасимов И. К. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 5.
3. Воронин А. В., Шандров Б. В., Герасимов И. К. — «Автомобильная промышленность», 1973, № 10.
4. Воронин А. В., Котеров Н. И., Шандров Б. В. — «Автомобильная промышленность», 1974, № 2.

УДК 621.91.02

Сравнительные стойкостные испытания инструментов из быстрорежущих сталей

В. П. КАДИЛИН, Л. А. БРАХМАН, Ю. Н. КУЗЬМЕНКО, Б. Э. НАТАПОВ

Министерство автомобильной промышленности, ИНИИТавтопром, УкрНИИспецсталь

ДЛИТЕЛЬНОЕ время основной быстрорежущей сталью, применявшейся в отечественном автомобилестроении для изготовления режущих инструментов, была сталь Р18. Удельный вес сталей других марок в общем потреблении быстрорежущих сталей был небольшим.

В автомобильной промышленности в 1969—1972 гг. были проведены сравнительные производственные испытания сталей Р18 со сталями Р12, Р6М3 и Р6М5, предложенными для ее замены. Все эти стали относятся к группе быстрорежущих сталей нормальной производительности.

Производственные испытания преследовали цель определить области и условия эффективного применения новых, более экономичных быстрорежущих сталей, предложенных для замены стали Р18.

Для выполнения этой задачи был предпринят широкий объем испытаний с проведением их параллельно на нескольких ведущих заводах отрасли.

По единому методическому плану, разработанному ИНИИТавтопром и УкрНИИспецсталью для получения надежных и сопоставимых результатов, были проведены производственные испытания Горьковским автозаводом, Московским автозаводом имени И. А. Лихачева и Ярославским моторным заводом.

Общее количество операций, на которых проводились сравнительные производственные испытания (включающие также результаты, полученные Кременчугским автозаводом), распределяется по видам инструментов следующим образом: 21 по сверлам, 10 по зенкерам, разверткам, 17 по протяжкам, 17 по резцам, 7 по зуборезному инструменту, 7 по резьбо-нарезному инструменту.

В общем числе 79 операций сравнительные испытания инструментов из стали Р18 и Р6М5 проводились на 65 операциях, из стали Р18 и Р6М3 на 15 операциях и из стали Р18 и Р12 на 16 операциях.

Первоначально количество операций для Р18 и Р6М5 не было большим, чем для сталей Р18 и Р12 и Р18 и Р6М3, однако в дальнейшем с учетом полученных в ходе испытаний результатов было значительно увеличено.

Методика проведения испытаний и обработки их результатов изложена в специальной статье [1]. Инструменты из быстрорежущих сталей различных марок испытывались в равных условиях при изготовлении деталей на программу при постоянных, принятых на рассматриваемой позиции станка режимах резания со специальной охлаждающей жидкостью и т. п. и чередовались в процессе испытаний, чтобы уменьшить влияние возможного непостоянства условий обработки (например, различных партий заготовок, изменение концентрации специальной охлаждающей жидкости и др.).

Особое внимание уделялось изготовлению инструментов, начиная от контроля быстрорежущей стали в состоянии поставки, включая технологию и контрольковки, термической обработки и заточки инструментов.

В качестве итоговых показателей сравнительных испытаний принимались средние значения стойкости и коэффициента вариации стойкости как мера ее стабильности.

Коэффициент вариации рассчитывался для стойкостей, приведенных к равному износу, так как непосредственно в процессе испытаний инструменты снимались со станка по достижении технологических критериев затупления и имели различные значения износа.

При рассмотрении результатов испытаний и обоснований выводов учитывался также производственный опыт применения быстрорежущих сталей новых марок, накопленный помимо программы испытаний.

Сравнительная оценка режущих свойств инструментов из сталей Р18, Р6М5, Р6М3 и Р12 по результатам производственных испытаний содержится в табл. 1.

Таблица 1

Марки сравниваемых быстрорежущих сталей	Средняя стойкость (по отношению к Р18)	Средние значения коэффициента вариации стойкости V_T	Количество операций в % при величине V_T		
			до 0,2	до 0,35	более 0,5
Р18	1,0	0,28	42	75	17
Р12	1,03	0,33	17	59	17
Р18	1,0	0,29	36	63	10
Р6М3	0,98	0,36	18	54	18
Р18	1,0	0,26	33	87	7
Р6М5	1,07	0,29	33	73	13

Как следует из табл. 1, среднее значение периодов стойкости (по результатам всей совокупности испытаний) не имеет существенных различий для сравниваемых сталей.

Несколько выше отмечена стойкость для стали Р6М5 по сравнению со сталью Р18 и немного меньшая для стали Р6М3.

Если в рамках испытаний зафиксированы практически равноценные средние значения стойкости для сталей Р18 и Р6М3, то по данным обычной производственной практики, когда за инструментами не велось таких тщательных наблюдений, имелись неоднократные случаи значительного понижения стойкости для стали Р6М3. Основной причиной этого следует признать несоблюдение необходимых более строгих для стали Р6М3 условий термической обработки инструментов и значительно худшая шлифуемость (заточиваемость) стали этой марки.

По стабильности стойкости, как следует из данных табл. 1, сравниваемые быстрорежущие стали неравноценны и располагаются в порядке ухудшения этого показателя так: Р18, Р6М5, Р12, Р6М3.

Значения коэффициента вариации стойкости V_T являются объективным показателем ее стабильности, однако пока не существует общепризнанного мнения, какие из значений V_T следует считать хорошими, удовлетворительными, неудовлетворительными. Учитывая данные анализа производственного опыта автозаводов, можно считать значения $V_T \leq 0,2$ оценкой вполне стабильной, $0,2 < V_T < 0,35$ удовлетворительной, а более 0,35 — неудовлетворительной.

В соответствии с этими границами в табл. 1, помимо средних значений V_T для всей совокупности испытаний, указано число операций со стабильной стойкостью до 0,2, суммарное их значение со стабильной и удовлетворительной стойкостью до 0,35 и число операций с неудовлетворительной стойкостью более 0,5.

Поскольку состав операций при испытаниях стали Р18 с каждой из других сталей совпадал не полностью, показатели V_T для стали Р18 в каждой из серий опытов несколько различны.

При сравнении стабильности стойкости стали Р18 со сталями других марок обращает на себя внимание близость данных для сталей Р18 и Р6М5: средние значения V_T отличаются всего на 10%, количество операций со значениями $V_T \leq 0,2$ одинаково.

У сталей Р12 и Р6М3 показатели заметно хуже: средние значения V_T отличаются от этих показателей для стали Р18 соответственно на 18 и 23%, количество операций с $V_T \leq 0,2$ меньше. Таким образом, по средним значениям и показателям стабильности лучшей заменой быстрорежущей стали Р18 является сталь Р6М5, которая не уступает ей по стойкости и близка по показателям стабильности.

В то же время необходимо учитывать, что быстрорежущая сталь Р6М5 обладает большой склонностью к росту зерна при нагреве под закалку и к обезуглероживанию по сравнению со сталью Р18. В связи с этим необходимым условием эффективного применения инструментов из стали Р6М5, ставшей наиболее распространенной быстрорежущей сталью нормальной производительности, является строгое соблюдение технологического процесса термической обработки [2].

Опыт внедрения инструментов из стали Р6М5 на ведущих заводах отрасли подтвердил их высокие режущие и эксплуатационные свойства.

Опыту Горьковского автозавода и Московского автозавода имени И. А. Лихачева по результатам испытаний и внедрения инструментов из стали Р6М5 посвящены специальные статьи [3, 4].

Основные результаты сравнительных испытаний сталей Р18 и Р6М5 по видам инструментов приведены в табл. 2.

Таблица 2

Инструмент	Количество операций, на которых проводились испытания	Заводы, проводившие испытания	Среднее значение стойкости для стали Р6М5 (принимая за 1,0 для стали Р18)
Сверла	18	Ярославский моторный завод, Московский автозавод имени И. А. Лихачева, Горьковский автозавод	1,0
Зенкеры, развертки	8	То же	1,1
Протяжки	13	"	1,0
Резцы	17	"	1,1
Зуборезный инструмент	7	Московский автозавод имени И. А. Лихачева, Ярославский моторный завод	1,0
Резьбонарезной инструмент	5	Горьковский автозавод	1,6

Табл. 2 содержит данные, усредненные по всему объему испытаний. Более подробные данные, в том числе и по отдельным операциям, приведены в статьях [3 и 4].

Результаты испытаний и опыт работы осевыми инструментами (сверлами, зенкерами, развертками) из стали Р6М5 не выявил каких-либо ограничений на применение быстрорежущей стали этой марки взамен стали Р18.

Аналогичные результаты получены и для различных видов протяжек из стали Р6М5, за исключением точных шлицевых протяжек, шлифование которых вызывает определенные трудности, что приводит к прижомам и пониженной стойкости.

Хорошие результаты получены для широкой номенклатуры резцов и ножей из стали Р6М5, кроме фасонных резцов сложного профиля, шлифование которых значительно затруднено, а также автоматных резцов, работающих с относительно высокими скоростями резания (30—40 м/мин).

В последнем случае быстрорежущую сталь Р18 целесообразно заменять сталями повышенной производительности, в том числе Р6М5К5.

В табл. 2 эти случаи, как и некоторые другие, когда сталь Р6М5 применять не следует, не учтены. Устойчиво положительные результаты применения сталей Р6М5 получены для широкой номенклатуры зуборезных инструментов: червячных фрез, резцовых головок, круговых протяжек, долбяков, зубозакругляющих фрез.

Резьбонарезные инструменты из стали Р6М5, по данным испытаний Горьковского автозавода, имели более высокую стойкость, чем из стали Р18. В то же время несколько худшая шлифуемость стали Р6М5 затрудняет изготовление метчиков с мелкими шагами (до 1,25 мм).

Таким образом, применение стали Р6М5 эффективно при обработке обычных конструкционных материалов (сталей и чугунов с твердостью до $HV 280$) для изготовления широко распространенных в автостроении инструментов: сверл, зенкеров и т. п.

Учитывая несколько худшую шлифуемость инструментов из стали Р6М5 по сравнению с Р18 и недостаточный ассортимент абразивных инструментов, следует считать в настоящее время допустимым применение стали Р18 для изготовления особо точных и сложных инструментов, в том числе скорректированных шевров, чистовых долбяков, точных шлицевых протяжек, фасонных резцов со сложным профилем, части резьбонакатанных инструментов.

ЛИТЕРАТУРА

- Брахман Л. А. — «Технология автомобилестроения», 1974, № 1.
- Рекомендации по применению быстрорежущей стали Р6М5 на заводах автомобильной промышленности. НИИТавтопром, 1971.
- Малев Ф. Б. и др. — «Технология автомобилестроения», 1974, № 2.
- Цейтлин Л. Б. и др. — «Технология автомобилестроения», 1974, № 2.

Исследование тепловой работы установки для пайки остовов латунных радиаторов

Г. А. ТИХОБАЕВ, д-р техн. наук А. А. СКВОРЦОВ

Проектно-конструкторский технологический институт автомобильной промышленности

ПО СУЩЕСТВУЮЩЕЙ на отечественных заводах, а также за рубежом, технологии пайка остовов латунных радиаторов осуществляется в полуавтоматах или линиях совмещенной пайки, работающей по схеме: топка — вентилятор нагрева — камера пайки — сброс газовой смеси (воздушной) смеси в атмосферу с частичным возвратом ее в топку [1].

Такой способ подвода тепла в камеру пайки имеет некоторые недостатки.

1. В камерах пайки полуавтоматов (спекаторах) наблюдается большой перепад температур по сечению остова, подвергающегося пайке. Вследствие этого наблюдается быстрый прогрев одних участков остова в местах более высоких температур и более медленный прогрев других участков остова в местах с более низкими температурами. Как показали измерения, при работе полуавтомата по указанной схеме перепад температур по сечению остова составляет до 80°C. При температуре 420°C в центре остова температура на углах его составила соответственно 340, 370, 360 и 400°C. Соответственно номера точек измерений обозначим № 1, 2, 3, 4 и 5. Кроме того, высокая температура была и у края остова, удаленного от вентилятора.

Газовоздушный поток, как видно из рис. 1, вдуваемый вентилятором нагрева в камеру пайки, делает поворот на 90°. Вследствие этого частицы газовой смеси за счет сил инерции отклоняются к правой стенке камеры. Там создается избыточное давление и более высокая температура. У противоположной (левой) стенки камеры образуется разрежение, способствующее притоку более холодной газовой смеси из камеры и холодного воздуха через неплотности ее. Здесь создается более низкая температура.

Время пайки в этих случаях устанавливается по более низкой температуре. Такой режим пайки с неравномерным распределением температур по сечению остова в камере пайки, при постоянных других факторах — времени выдержки, марке припоя, составе и плотности флюса и др., — безусловно, оказывает влияние на качество пайки остовов, так как текучесть припоя зависит от температуры его нагрева. Кроме того, механические свойства латуни при нагреве их до разных температур в интервале 350—420°C сильно изменяются (рис. 2). Предел прочности σ_b значительно снижается, а относительное удлинение увеличивается. Этот фактор надо проверять при эксплуатации автомобиля.

2. При надуве вентилятором нагрева газовой смеси в камеру пайки через неплотности ее, а также при загрузке (разгрузке) остовов в цех выбрасываются вредные газы, насыщенные парами свинца и соляной кислоты. Вентилятор при такой схеме работает при высоких температурах — порядка 390—420°C.

С целью устранения указанных недостатков и улучшения санитарно-гигиенических условий труда Проектно-конструкторским и технологическим институтом автомобильной промышленности совместно с работниками завода и в содру-

жестве с учеными кафедры печей Горьковского политехнического института разработана, изготовлена и исследована установка для пайки остовов радиаторов, тепловая часть которой работает по схеме: топка — камера пайки — вентилятор нагрева — топка с частичным выбросом отработанной газовой смеси в атмосферу по установленной для этих целей специальной трубе.

Газовоздушная смесь, подаваемая в камеру смешения топки, подогревается в ней горячими дымовыми газами, поступающими из камеры сгорания топки, и вновь направляется в камеру пайки. Температура газовой смеси в камере пайки (спекания) поддерживается автоматически. Расход газа при установившемся режиме составляет порядка 14—16 м³/ч.

При работе полуавтомата по этой схеме вентилятор нагрева располагается после камеры спекания по ходу газовой смеси и эксплуатируется при температурах 270—290°C. Камера пайки всегда находится под разрежением, следовательно, возможность выбивания газовой смеси из нее исключается.

После наладки новый полуавтомат подвергался исследованию. Проверялось время разогрева камеры пайки и время доведения газовой смеси в ней до рабочей температуры, равномерность распределения температуры по сечению остова в зависимости от разрежения в камере.

Затем проводились опытные пайки остовов радиаторов. Камера пайки до рабочей температуры прогревалась через 30—40 мин после остановки ее на 6—8 ч и через 60—70 мин после длительной остановки полуавтомата.

Измерялось распределение температур в камере по сечению предполагаемого остова радиатора по точкам № 1—5 при разрежении в камере пайки 10 мм вод. ст. и температуре в точке № 1 в центре остова, равной 345°C. Температура в точке № 1 измерялась хромель-алюмелевой термопарой, установленной стационарно и работающей в комплекте с электронным потенциометром ПСП1-03. Температуры в остальных точках измерялись также хромель-алюмелевой термопарой, работающей в комплекте с переносным милливольтметром. Перед началом измерений показания термопар сверялись.

Температура в разных точках камеры пайки в этих условиях равнялась: 345°C в точке № 1, 360°C в точке № 2, 290°C в точке № 3, 360°C в точке № 4, 290°C в точке № 5.

Таким образом, температура в камере пайки при разрежении 10 мм вод. ст. распределяется неравномерно. На распределение ее оказывает влияние поворот газовой смеси по углу на 90° и силы инерции частиц, движущихся по прямой.

Для более равномерного распределения температур в камере пайки разрежение в ней было доведено до 15 мм вод. ст.

Температура в разных точках камеры пайки при разрежении 15 мм вод. ст. соответственно в точках № 1—5 составляла 330, 310, 310, 300 и 310°C.

Измерения показали, что максимальный перепад в камере пайки при разрежении 15 мм вод. ст. по точкам предполагаемого остова составляет 30°C, а между точками № 4 и 5 — всего 10°C.

При таком распределении температур в камере пайки и подборе соответствующего режима можно получить пайку хорошего качества.

С целью отработки технологических режимов пайки остовов в новом полуавтомате и проверки ее качества проводились опытные пайки трех видов остовов радиаторов, отличающихся один от другого габаритами в свету, а также количеством рядов трубок.

Первый остов — пятирядный с размерами 700×700 мм; второй — трехрядный с размерами 900×900 мм; третий — трехрядный с размерами 700×400 мм. Кроме того, радиаторы отличались по толщине трубок: у первого — трубки были толщиной 0,15 мм; у второго и третьего — 0,25 мм.

Вначале подбирались режимы для каждого вида остовов радиаторов. Температура пайки остовов в точках № 1—5 контролировалась контактной термопарой. После подбора предварительных технологических режимов бралась партия остовов каждого вида радиатора и подвергалась опытной пайке.

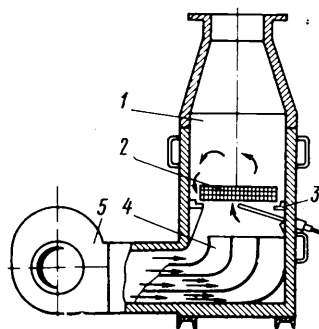


Рис. 1. Общий вид камеры пайки: 1 — камера пайки; 2 — остов радиатора; 3 — термопара; 4 — рассекатель газовой смеси; 5 — вентилятор нагрева

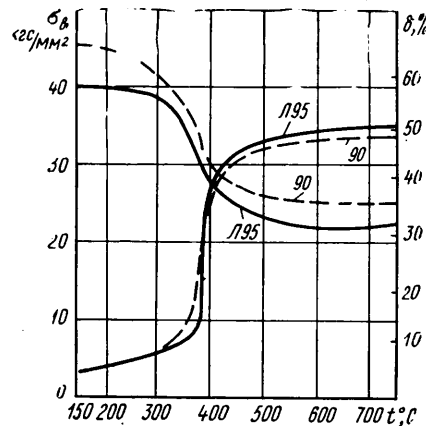


Рис. 2. Изменение механических свойств латуни в зависимости от температуры отжига

Температура в разных точках на остовах первого радиатора во время его пайки при разрежении в камере 15 мм вод. ст. и температуре рабочего пространства под остовом 305—335°C соответственно по точкам № 1—5 составляла 320, 300, 310, 310 и 320°C.

Перепад температур по точкам первого радиатора при его пайке составляет всего 10—20°C.

Остовы радиаторов, прошедшие операцию пайки, подвергались тщательному контролю. Сначала качество пайки проверялось визуально. Затем по одному остову от каждой партии направлялось на лабораторные испытания. В лаборатории остов разрывали (охлаждающие пластины отрывали от охлаждающих трубок) и измеряли ширину следа припоя. Результаты измерений следующие: первый радиатор 0,6—1,1 мм; второй — 0,3—1,0 мм, третий — 0,3—1,4 мм. Трубки первого радиатора были покрыты способом горячего лужения, трубки второго и третьего радиаторов были облужены гальваническим способом. Как показали исследования, способ нанесения полуды на трубки не влияет на качество пайки. Разная ширина следа припоя на трубке зависит только от толщины покрытия трубок припоем. При исследованиях брали трубки перед сборкой остова первого радиатора и измеряли толщину полуды. Оказалось, что замковая сторона имела толщину покрытия 18 мк, а обратная сторона трубки 6 мк.

Все остовы проверялись на герметичность, а собранные радиаторы — на прочность и вибростойкость по существующей на заводе технологии.

При осуществлении опытных паяк контролировались также температура нагрева радиаторов под пайку во времени при установившейся температуре и разрежении в камере пайки. На основе этих измерений построены кривые нагрева (рис. 3).

Из графиков видно, что температура рабочего пространства камеры пайки во время загрузки очередного остова радиатора несколько снижается, а через 60—80 с после закрытия дверок поднимается до своего постоянного значения. Установлено также, что чем больше разрежение в камере пайки, тем больше падает в ней температура во время загрузки очередного остова и тем равномернее распределяется она по точкам радиатора во время его пайки (максимальное разрежение доводили до 20 мм вод. ст.).

Понижение температуры в камере пайки во время загрузки очередного остова и постепенное нарастание ее во время нагрева радиатора под пайку оказывает благоприятное влияние на равномерный прогрев его.

По кривым 2—2' и 3—3' (рис. 3) видно, что качество остова радиатора будет лучше при пайке его при температуре в камере 335°, так как в этом случае кривые нагрева радиаторов под пайку асимптотически приближаются к кривым температуры камеры, не превышая 320°C и, следовательно, пайка при такой температуре не снижает прочности трубок (рис. 2).

На основании исследования и эксплуатации описанного полуавтомата для пайки остовов радиаторов можно утверждать, что пайка остовов по схеме: топка — камера пайки — вентилятор нагрева — топка имеет следующие преимущества:

1) значительно улучшаются санитарно-гигиенические условия для работающих на полуавтомате;

2) достигается наиболее равномерное распределение температуры по точкам остова радиатора при нагреве его под пайку в случае разрежения в камере пайки 15—20 мм вод. ст.;

3) сказывается благоприятное влияние на равномерность нагрева остова, так как температура пайки во время загрузки очередного остова радиатора понижается, затем она повы-

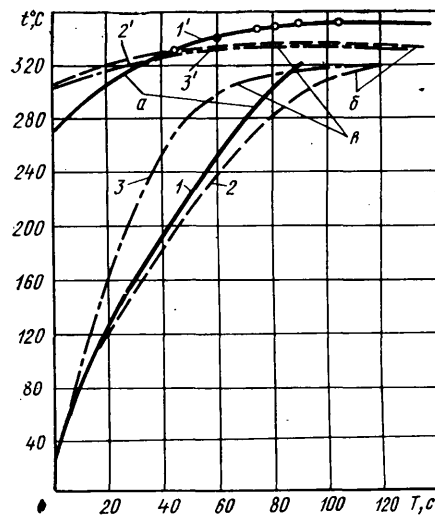


Рис. 3. Изменение температуры на остовах радиатора во время его пайки (кривые 1, 2, 3) в зависимости от температуры рабочего пространства в камере пайки (кривые 1', 2', 3') при определенных значениях разрежения в камере пайки:
а — пятирядный остов, $r_k = 17$ мм вод.ст.;
б — пятирядный остов, $r_k = 15$ мм вод.ст.;
в — трехрядный остов, $r_k = 15$ мм вод. ст.

шается одновременно с нагревом изделия до температуры пайки;

4) улучшается качество пайки остовов и качество радиаторов;

5) вентилятор нагрева эксплуатируется при более низких температурах — порядка 270—290°C вместо 390—420°C при старой схеме;

6) осуществляется более полная рециркуляция газовой смеси в системе, сокращаются энергетические затраты на пайку.

Как показали дальнейшие исследования, такой способ подвода тепла в камеру пайки (за счет разрежения в ней) особенно пригоден и может быть рекомендован для установок и линий, на которых выполняется совмещенная пайка остовов радиаторов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бабичев В. З. Производство автомобильных радиаторов. М., Машгиз, 1958.
2. Тихобаев Г. А. и др. Полуавтомат для пайки остовов радиаторов. Труды ПТНИИ. Вып. 4(32), Горький, 1969.
3. Тихобаев Г. А. и др. Исследование тепловой работы полуавтомата при новом способе пайки остовов радиаторов. Труды института ПКТИ автомобильной промышленности, Горький, 1970.
4. Бугара Ю. П. и др. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1969, № 10 (Авторское свидетельство № 239004).
5. Тихобаев Г. А. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1972, № 11 (Авторское свидетельство № 332954).

УВАЖАЕМЫЙ ТОВАРИЩ!

Продолжается подписка на ежемесячный журнал

«АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ»

на 1974 год

Журнал можно приобрести только по подписке.

СОСТОЯНИЕ И ПЕРСПЕКТИВЫ РАЗВИТИЯ АЛЮМИНИЕВЫХ РАДИАТОРОВ ДЛЯ АВТОМОБИЛЕЙ

В ПОСЛЕДНИЕ годы в США, Англии, Японии, ФРГ и других странах ведутся работы по созданию алюминиевых радиаторов для автомобилей. Интенсификации этих работ способствуют следующие факторы:

1) крайне нестабильные цены на медь — основной конструктивный материал для радиаторов;

2) дальнейшее развитие алюминиевой промышленности, выпускающей высококачественные и все более дешевые материалы и полуфабрикаты;

3) необходимость дальнейшего снижения веса и стоимости автомобилей;

4) широкое использование в автомобилях всесезонных охлаждающих жидкостей, содержащих ингибиторы, чем решается проблема борьбы с коррозией на внутренних поверхностях радиаторов;

5) упрощение использования в качестве металлолома старых автомобилей, так как алюминий в отличие от меди не оказывает вредного воздействия на стали, полученные из металлолома [1].

Повышение интереса к алюминиевым радиаторам привело к значительному расширению исследовательских и экспериментальных работ конструкторского и технологического характера.

Технологические работы проводятся в основном металлургическими компаниями Алкоа и Рейнольдс (США), Импалко (Англия), Кобэ Стил (Япония) и т. д. В автомобильной промышленности конструкторские и технологические работы проводятся специализированными радиаторными фирмами Харрисон и Модин (США), Беер и Хофгайсмар (ФРГ), Шоссон (Франция) и др. Судя по данным периодической печати [1 и 2], исследования проводятся очень широко (имеется в виду использование алюминия в теплообменниках для систем охлаждения и смазки двигателей, а также для климатических установок — систем отопления или кондиционирования воздуха).

Наиболее широко алюминиевые теплообменники применяются в настоящее время в системах кондиционирования воздуха. В США примерно 40—50% всех серийных автомобилей оборудуются климатическими установками с алюминиевыми теплообменниками, уже в 1970 г. на эти цели было израсходовано около 23 тыс. т алюминия [1 и 3]. Все большее распространение получают алюминиевые масловоздушные радиаторы. Они применяются в автомобильных двигателях с воздушным охлаждением фирм Фольксваген, Порше и Клевер-Хумбольт-Дойц, в двигателях с водяным охлаждением легковых автомобилей Мерседес и Ситроен, а также для охлаждения рабочих жидкостей гидравлических систем и гидротрансформаторов. Алюминиевые масловоздушные радиаторы при одинаковых размерах примерно на 50% легче стальных.

Сложнее обстоит дело с широким внедрением алюминия в водовоздушных радиаторах, которые относятся к наиболее ответственным и металлоемким агрегатам из числа теплообменников, применяющихся на автомобилях. В настоящее время алюминиевые паяные радиаторы применяются в системах охлаждения спортивных автомобилей «Шевроле-Корвет», Рено и «Альпин». Экономия в весе алюминиевых радиаторов по сравнению с медными в зависимости от конструкции может составлять 20—65%. Сейчас только в США находятся в эксплуатации около 150 тыс. алюминиевых радиаторов, которые демонстрируют высокие эксплуатационные качества. Эти радиаторы в подавляющем большинстве изготовлены пайкой твердыми припоями [4], по своей конструкции они близки к существующим медным радиаторам.

Проблема борьбы с коррозией алюминиевых радиаторов находит разрешение в использовании всесезонных охлаждающих жидкостей, содержащих ингибиторы коррозии, или в нанесении защитных покрытий. Наиболее часто используемыми покрытиями являются плакировка алюминия сплавами с повышенным содержанием цинка (протекторная защита) и химические покрытия методом хромофосфатирования [2 и 4]. Кроме того, применяется плотная окисная пленка бемит, образующаяся на поверхности алюминия при кипячении его в дистиллированной воде [2]. Защита наружных поверхностей алюминиевых радиаторов надежно осуществляется покрытием обычными красками.

Для упрощения производства паяных алюминиевых радиаторов за последние годы применены усовершенствования в их конструкции и технологии изготовления. Прежде всего это относится к производству трубок радиатора, использованию новых методов сборки и разработке печной пайки алюминия в обезвоженной атмосфере.

Компания Алкоа разработала новый тип тонкостенной радиаторной трубки из алюминия, применение которой устраняет в радиаторе 75% соединений, образован-

ных твердым припоем [5]. По данным компании, при использовании этих трубок, упрощается производство, повышается прочность и на 12,5% снижается вес алюминиевого радиатора по сравнению с цельнопаяной конструкцией.

В японской печати [2] появились сообщения об использовании плоских пластин, которые в сердцевине алюминиевого радиатора заменяют собой несколько коридорно расположенных плоскоовальных трубок. В этом случае ширина сечения водяного канала в пластине почти равна глубине сердцевинки, а соединяются пластины с трубными досками и ленточным оребрением пайкой твердыми припоями (рис. 1). Плоские пластины изготавливаются методом холодной сварки прокаткой с последующим раздутием, подробно описанным в работе [4]. В водовоздушных и масловоздушных паяных алюминиевых радиаторах применены новые принципы сборки. В первую очередь это относится к радиаторам, состоящим из отдельных однотипных элементов, каждый из которых, помимо образования охлаждающей поверхности (обычно с ленточным оребрением) имеет вспомогательное назначение, обеспечивающее упрощение технологии изготовления радиатора. В этом случае каналы для прохода жидкости (прямая поверхность охлаждения) и элементы коллектора штампуются из одного листа, а сами коллекторы радиатора образуются путем сжатия большого числа отверстий, находящихся на концах охлаждающих элементов (рис. 2). В отечественной практике подобные конструктивные признаки имеют радиаторы секционного типа [3]. При использовании пайки радиатор такой конструкции более надежно поддается соединению за один рабочий прием, так как здесь более благоприятны условия для сохранения паяльных зазоров между отдельными деталями, чем при заделке концов трубок в трубные доски [1].

В 1969 г. компания Алкоа объявила [6], что ею разработана новая технология изготовления автомобильных радиаторов из алюминия (процесс 393 Алкоа).

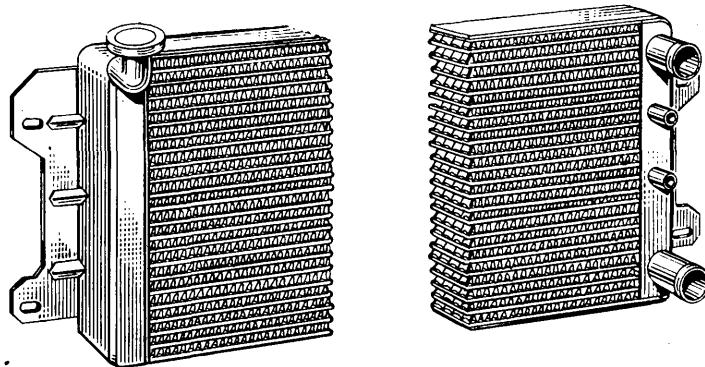


Рис. 1. Алюминиевый радиатор легкового автомобиля Той Когё выпуска 1968-г.

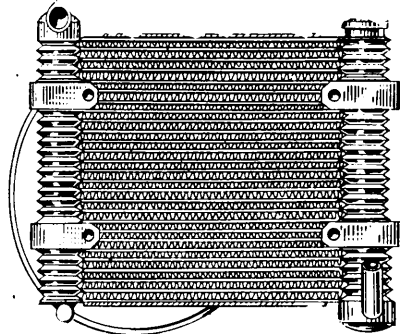


Рис. 2. Алюминиевый радиатор легкового автомобиля Тойота-2000 выпуска 1968 г.

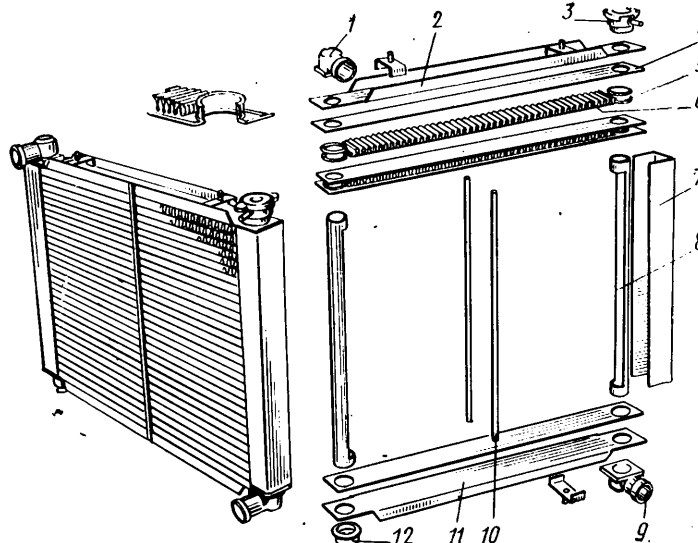


Рис. 3. Алюминиевый радиатор фирмы Коврэд (Англия): 1 — входной патрубок; 2 — верхнее основание; 3 — заливная горловина с крышкой; 4 — плоская пластина; 5 — кольцо; 6 — зигзагообразная лента (оребрение); 7 — кожух; 8 — труба; 9 — выходной патрубок; 10 — стяжка; 11 — нижнее основание; 12 — пробка

Технология предусматривает использование специального оборудования для сушки атмосферы и печи для пайки в обезвоженной атмосфере при очень малом количестве флюса. По мнению компании, разработанный процесс в значительной степени снижает количество необходимого для пайки деталей радиатора флюса, позволяет получить соединения с высокой степенью надежности, упрощает удаление остатков флюса и снижает стоимость последующего процесса химической очистки радиаторов. В технологическом центре компании Алкоа устанавливается опытно-промышленная линия с целью подтверждения целесообразности применения разработанной технологии для массового производства алюминиевых радиаторов.

Таким образом, сочетание конструктивных и технологических усовершенствований, введенных за последние годы, постепенно повышает конкурентоспособность алюминиевых радиаторов по сравнению с медными, и это дает основание предприятиям алюминиевой промышленности Алкоа и Рейнольдс настойчиво рекомендовать крупнейшим автомобильным фирмам переход на массовое производство водовоздушных алюминиевых радиаторов.

За последние один—два года все большее значение за рубежом приобретают работы по созданию новых, оригинальных конструкций алюминиевых радиаторов, что позволяет использовать принципиально новые технологические процессы и дает возможность получить значительные качественные изменения в существующих системах охлаждения. Применение даже сравнительно сложных и дорогих методов пайки алюминия твердыми припоями может оказаться экономически оправданным.

Рассмотрим некоторые примеры оригинальных конструкций алюминиевых радиаторов, разработанных за последние годы зарубежными фирмами.

При производстве алюминиевых радиаторов фирма Коврэд предусматривает полный отказ от традиционной пайки: для всех соединений в радиаторе используются клеи на основе синтетической смолы, разработанные объединением АЕ. Клей отверждается при температуре около 200°C, чем предотвращается возникновение в деталях температурных деформаций. Поэтому в радиаторе (рис. 3) используются самые тонкие профили, вследствие чего снижаются его вес и стоимость. Применяемый клей обеспечивает соединениям высокую прочность и достаточную эластичность, чем достигается надежная непрерывная эксплуатация радиатора при температу-

рах от —30 до 120°C (нижний предел для условий нашей страны является недостаточным, хотя имеются композиции эпоксидных клеев, которые надежно работают до температур —60÷—70°C).

Прямая поверхность охлаждения выполнена в виде плоских тонкостенных пластин (рис. 3), имеющих на обоих концах по сквозному круглому отверстию, ось которых перпендикулярна плоскости пластины. Поверхность несколько напоминает ленточное оребрение существующих радиаторов, но здесь значительно увеличены площади контакта в местах склейки с пластинами (рис. 4). Это необходимо для решения по меньшей мере двух задач:

- а) получения высокой тепловой эффективности оребрения при сравнительно низкой теплопроводности клеевого слоя;
- б) обеспечения высокой прочности клеевого соединения при повышении внутреннего давления в пластинах.

Действительно, из закона Фурье следует, что количество тепла, передаваемого через слой,

$$Q = \lambda \frac{F}{\delta} (t_1 - t_2),$$

т. е. при равных температурных условиях t_1 и t_2 тепловой поток зависит от коэффициента теплопроводности материала λ , толщины слоя δ и площади его сечения F , перпендикулярного направлению теплового потока. Коэффициент теплопроводности клея приблизительно в 50—100 раз меньше, чем у алюминия. Площадь контакта оребрения с первичной поверхностью по схеме б (рис. 4) в несколько десятков раз больше, чем по схеме а. Поэтому происходит выравнивание термических сопротивлений и оребрение в радиаторе фирмы Коврэд работает достаточно эффективно. Для существенного увеличения теплоотдачи (особенно при низких скоростях воздушного потока) на оребрении выполнены надрезы в виде жалюзи, которые служат для разрыва пограничного слоя, образующегося на стенках воздушных каналов.

Сборка радиатора предусматривается на двух круглых трубах (рис. 3), имеющих односторонний срез, направляемый в сторону охлаждающего пакета. На тру-

бы, закрепленные в стальном штампованном основании, надеваются пластины с установленным между ними оребрением кольца. На верхней стороне радиатора устанавливается стальное основание с входным патрубком и заливной горловиной. На нижнем основании расположен выходной патрубок и пробка. В центральной части пакета имеются стяжки, предохраняющие пакет от раздутия при повышенном внутреннем давлении. В показанном радиаторе поток жидкости имеет горизонтальное направление, в нем обеспечивается Z-образная схема циркуляции. Радиатор используется с дополнительным расширительным бачком. Радиатор обладает высокой коррозионной стойкостью, хотя не имеет специального антикоррозионного покрытия. В охлаждающую жидкость добавляется ингибитор коррозии алюминия.

Полые пластины изготавливаются из двух штампованных лент толщиной не более 0,3 мм, кромки которых соединены вальцовкой с одновременной подклейкой. Для придания трубкам большей жесткости внутри пластины может устанавливаться прямоугольный стержень. Оребрение выполняется путем формова-

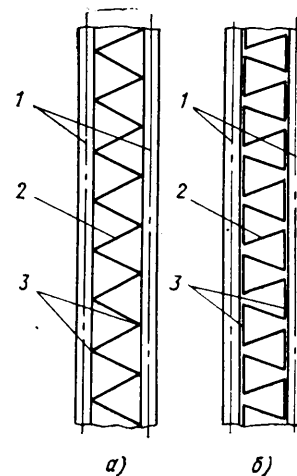


Рис. 4. Схема поверхности охлаждения трубчатого ленточного радиатора (а) и алюминиевого радиатора фирмы Коврэд (б): 1 — водяные каналы (прямая поверхность охлаждения); 2 — оребрение; 3 — зона контакта прямой и косвенной поверхностей охлаждения

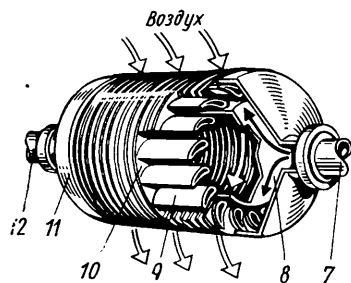
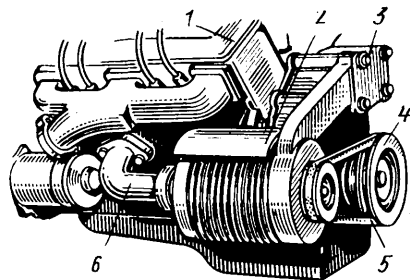


Рис. 5. Роторный радиатор диаметального типа фирмы Донбар:
1 — двигатель автомобиля; 2 — направляющий кожух радиатора; 3 — кронштейн; 4 — шкив коленчатого вала; 5 — клиноременная передача; 6 — водяной трубопровод; 7 — входной патрубок для жидкости; 8 — входной трубопровод; 9 — лопасть (канал для жидкости); 10 — обрешетка; 11 — выходной трубопровод; 12 — выходной патрубок для жидкости

ния ленты толщиной 0,1—0,13 мм в специальном приспособлении с последующим сдавливанием по всей длине до тех пор, пока в ленте не образуются равнобедренные треугольники, обращенные основаниями наружу. Вес и стоимость используемой алюминиевой ленты ниже, чем медной или латунной. Детали арматуры формируются из пластмассы (патрубки, кольца) или штампуются (основания, кожухи и т. д.). На изготовление радиатора, включая отверждение клея, требуется 45 мин. Фирмой разработана технология производства радиаторов на автоматизированных линиях.

Принятый технологический процесс обеспечивает простоту производства, и поэтому предприятие может использовать неквалифицированных рабочих. Таким путем решается основная задача — достигается дешевизна изготовления алюминиевого радиатора, который по сравнению с медным имеет одинаковую долговечность, меньший вес, малые габариты и низкую стоимость. Радиатор легко устанавливается на существующие автомобили.

В работе [7] сообщается, что в марте—апреле 1973 г. выпуск алюминиевых радиаторов фирмой Коврэд был доведен до 2000 шт. в неделю, что превышает 20% выпуска медных радиаторов.

Известно, что одним из наиболее действенных методов повышения тепло-

отдачи радиатора является увеличение скорости и степени турбулентности воздушного потока, проходящего возле его охлаждающих поверхностей. Эти условия проще всего осуществить в радиаторе с вращающимися поверхностями охлаждения, т. е. в роторном радиаторе. Роторный радиатор — это новый тип теплообменной аппаратуры, который совмещает в одном узле функции теплообменника и вентилятора. Он может быть использован, в частности, в системах охлаждения и смазки автомобильного двигателя, а также в системе кондиционирования воздуха.

За рубежом известны работы, проводящиеся в этом направлении рядом институтов и фирм, в частности фирмой Донбар (США). В 1971—1972 гг. резко возрос интерес к применению такого типа теплообменной аппаратуры и лицензии на их производство приобрели такие фирмы, как Рейнольдс, Модин, Эванс (США), Шоссон (Франция), Дайкин Кодуо (Япония), Ванкель, Карл Хейнкель (ФРГ) и др. Компания Рейнольдс, например, намеревается поставлять алюминиевые роторные радиаторы в качестве комплектующих изделий автомобильным и другим фирмам. При изготовлении этих радиаторов имеется в виду использовать разработанный компанией способ пайки алюминия твердыми припоями в вакууме без применения флюсов и других реагентов.

Радиатор фирмы Донбар (рис. 5) представляет собой диаметральный вентилятор, лопасти которого выполнены полими в виде трубок специального профиля [8 и 9]. Для увеличения поверхности охлаждения трубки снабжаются поперечным плоским обрешетением. Циркулирующая внутри лопастей жидкость отдает тепло потоку воздуха, проходящему через ротор, вращающийся в специальном кожухе. Выбор схемы диаметрального вентилятора, помимо возможности получения высоких скоростей потока, обусловлен следующими конструктивными соображениями:

1) выход и вход потока осуществляются радиально, вследствие чего торцовые стороны ротора могут быть замкнуты;

2) отношение осевой ширины ротора к его диаметру может быть выбрано в широком диапазоне;

3) в теплообменнике наблюдается практически плоский воздушный поток, на который не влияет наличие обрешетки на лопастях.

Экспериментальные исследования созданных фирмой образцов, роторных теплообменников диаметального типа показали, что в них может быть достигнуто существенное повышение эффективного числа Рейнольдса и соответствующее ему увеличение коэффициента теплоотдачи на воздушной стороне. Другими словами, характер течения вращающегося воздушного потока таков, что критическое число $Re \approx 10^3$, т. е. много раньше, чем это

происходит в неподвижном теплообменнике при движении через него параллельного потока. Дополнительное повышение эффективности по сравнению с существующими блоками радиатор-вентилятор достигается за счет лучшей организации воздушного потока, проходящего возле поверхности охлаждения. Все это дает возможность использовать более низкие средние скорости воздушного потока. В то же время отмечается [7], что работа роторных автомобильных радиаторов при 2200—4000 об/мин не вызывает каких-либо механических проблем.

При использовании роторных радиаторов на автомобилях можно получить следующие преимущества:

1) уменьшится объем, вес и стоимость систем охлаждения, так как роторный радиатор способен заменить существующие радиатор, вентилятор, а иногда и водяной насос;

2) по сравнению с существующими вентиляторами снизится мощность, расходуемая на охлаждение двигателей;

3) понизится уровень шума вблизи работающего автомобиля;

4) упростится компоновка автомобиля, так как ограничений, связанных с установкой роторного радиатора (особенно при электроприводе), значительно меньше, чем для существующих систем охлаждения.

Данный обзор показывает, что для решения проблемы широкого внедрения алюминиевых радиаторов в настоящее время имеются хорошие перспективы. Как показывает опыт зарубежных фирм, наиболее радикальным является создание новых оригинальных конструкций радиаторов, так как их использование позволяет получить важные дополнительные преимущества, связанные с упрощением производства радиаторов и улучшением конструкции всего автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Leichtau der Verkehrsfahrzeuge», 15/1971/3, стр. 85—89.
2. «Дзидося Гидзюцу», 1969, № 7, стр. 660—663.
3. «Автомобильная промышленность США», 1970, № 8, стр. 21.
4. Бурков В. В. Алюминиевые радиаторы автотракторных двигателей. М.—Л., «Машиностроение», 1964.
5. «Modern Metals», 1966, май, стр. 33—35, 37—38, 40.
6. «Автомобильная промышленность США», 1969, № 4, стр. 21—22.
7. «Automobile Engineer», 1970, июль, стр. 277.
8. «Popular Science», 1971, № 3, стр. 46—47, 118.
9. «Kältetechnik-klimatisierung», 1970, № 22, стр. 403—413.
10. «Автомобильная промышленность США», № 1, 2, 1973, с. 35.

Д-р техн. наук В. В. БУРКОВ

СТЕНД ДЛЯ ИСПЫТАНИЯ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ОБИВочНЫХ МАТЕРИАЛОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ СИДЕНИЙ

ПРОЦЕСС износа обивочных материалов на сиденьях автомобилей весьма сложный. Известно, что обивочные материалы в условиях эксплуатации, находясь под постоянной нагрузкой пассажира, подвергаются многократным и сложным усилиям, вызывающим одновременно деформации растяжения, сжатия и изгиба. К этим усилиям присоединяется трение, возникающее между обивочными и соприкасающимися материалами, последние в этом случае играют роль абразива.

Существующие лабораторные методы испытания обивочных материалов, применяемых для обивки подушек транспортных сидений, не отражают комплексного воздействия различных факторов износа, наблюдающихся в условиях эксплуатации.

Таким образом, создание стенда, который позволил бы моделировать дорожно-эксплуатационные испытания обивочной жкуственной кожи, тканей и других материалов сидений автомобилей, технически необходимо.

При разработке лабораторного метода испытания износостойкости обивочных материалов были учтены условия эксплуатации и характер разрушения, которым подвергаются обивочные материалы на автомобильных сиденьях. Так, подушки автомобильных сидений подвергаются нагрузке 55 кг при среднем весе пассажира 75 кг [1]. Собственная частота колебаний поддресоренного корпуса кузова в зависимости от класса автомобилей составляет 70—220 кол./мин [2]. При езде по неровной дороге усиливаются горизонтальные смещения пассажира по подушке сиденья. Большое влияние на интенсивность износа обивочных материалов автомобильных сидений оказывают климатические условия эксплуатации и температура, возникающая между поверхностью обивки сиденья и одеждой пассажира. Наиболее интенсивному износу в условиях эксплуатации подвергаются верхние участки чехлов-обивок, находящиеся под постоянной нагрузкой пассажира [3].

Разработанная конструкция стенда [4] позволяет использовать износостойкость обивочных материалов в виде чехлов-обивок непосредственно на подушках сидений путем нагружения подушки грузом-шаблоном, соответствующим по весу, форме и площади действительной посадке человека в условиях принудительных вертикальных и горизонтальных колебаний.

На рисунке представлена кинематическая схема стенда. Механизм привода вертикального перемещения испытуемого объекта состоит из системы электродвигателей с регулировкой оборотов по схеме, включающей асинхронный двигатель 1, генератор постоянного тока 2, двигатель постоянного тока 3, соединительную муфту 4, корпус 5 подшипников. На валу 6 корпуса подшипников закреплен кулачок 7 с образующей по архимедовой спирали, соприкасающийся с роликом 8. Ролик 8 закреплен в толкателе 9, который шарнирно связан с одним концом коромысла 10, имеющего прорези и опирающегося на ось 11. Ось 11 запрессована в корпусе-рей-

ке 12, которая связана с шестерней 13. На оси шестерни 13 закреплен маховичок-либ 14 с делениями, соответствующими различным значениям амплитуд чертикальных колебаний. Другой конец коромысла 10 шарнирно связан с толкателем 15, который в свою очередь, жестко связан с нижней плитой 16. Нижняя плита 16 опирается на пружины сжатия 17. В направляющих планках нижней плиты 16 установлена верхняя плита 18.

Механизм установки и закрепления груза-шаблона 19 состоит из направляющих колонок 20, подъемно-опускной траверсы 21, ходового винта 22 с маховиком 23, центральной колонки 24, шарнирно связанной с корпусом груза-шаблона 19 и указателя 25.

Механизм горизонтального перемещения состоит из шатуна 26, связанного одним концом с верхней плитой 18, а другим с кривошипом 27, червячного редуктора 28, клиноремной передачи 29, двухступенчатого электродвигателя 30.

С целью интенсификации износа обивочных материалов груз-шаблон 19 нагружается дополнительными грузами до 75 кг и покрывается различными абразивными материалами, которые закрепляются с помощью прижимных планок и винтов. Для предохранения трущихся поверхностей груза-шаблона 19 и обивки подушки сиденья 31 от нагрева по каналам внутри шаблона циркулирует охлаждающая жидкость. При необходимости груз-шаблон может подогреваться жидкостью для получения требуемого при испытаниях температурного режима.

Во время испытаний износостойкости обивочных материалов подушка сиденья устанавливается и закрепляется на верхней плите 18 и нагружается грузом-шаблоном 19, шарнирно соединенным с центральной колонкой 24.

Предварительная установка груза-шаблона 19 в зависимости от высоты испытуемой подушки сиденья осуществляется путем вертикального перемещения по направляющим колонкам 20 подъемно-спускной траверсы 21, а подвод шаблона 19 к поверхности подушки сиденья — перемещением центральной колонки 24 при помощи маховика 23 и ходового винта 22.

Вертикальные перемещения нижней плиты 16 одновременно с верхней плитой 18 выполняются электроприводом 1—5 через вал 6, кулачок 7, ролик 8, толкатель 9, коромысло 10 и толкатель 15. Под действием коромысла 10 и толкателя 15 нижняя плита 16 опускается вниз: нижняя плита 16 перемещается вверх с помощью возвратных пружин 17.

Измерение амплитуды вертикальных колебаний обеспечивается путем варьирования соотношения длины плеч L и L_1 коромысла 10 в пределах $L:L_1 = 1:5$. Соотношение длины плеч коромысла 10 можно менять путем передвижения оси 11 коромысла отно-

сительно толкателей 9 и 15 маховичком-либ 14 с помощью зубчато-реечной передачи 12—13. Частота вертикальных колебаний регулируется плавно путем изменения числа оборотов в системе двигателей 1—3.

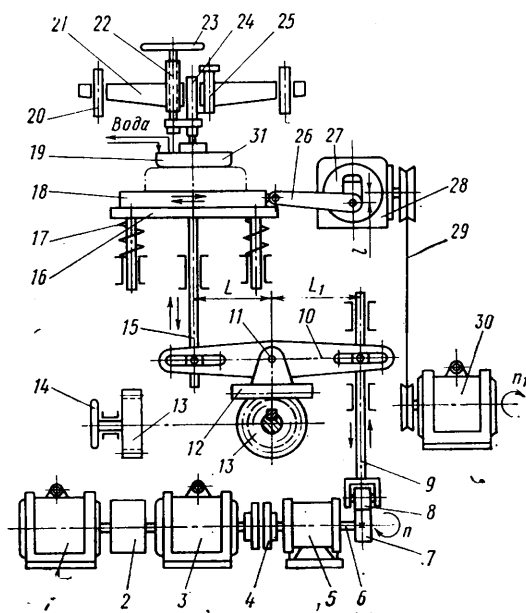
Горизонтальное перемещение подушки сиденья с помощью верхней плиты 18 осуществляется от двухступенчатого двигателя переменного тока через клиноремную передачу 29, червячный редуктор 28 и шатунно-кривошипный механизм 26—27. Кривошип 27 через шатун 26 сообщает верхней плите 18 циклические горизонтальные перемещения по направляющим нижней плиты 16. Величина амплитуды горизонтальных перемещений регулируется изменением величины l плеча кривошипа 27. Частота горизонтальных перемещений регулируется изменением количества оборотов двухступенчатого электродвигателя 30.

Вертикальное и горизонтальное перемещения испытуемой подушки можно осуществлять одновременно и отдельно благодаря наличию независимых электроприводов и механизмов.

Общее количество циклов вертикальных и горизонтальных перемещений определяется по показателям суммирующих счетчиков, установленных на стенде.

Для испытаний обивочных материалов подбираются сиденья одинаковой конструкции и с одинаковыми упругими характеристиками подушек. Упругость пружинных каркасов проверяется до обтяжки чехлами-обивками и после обтяжки в виде готовой подушки сиденья. Упругие характеристики подушек сидений проверяются следующим образом.

В зависимости от высоты подушки сиденья траверса 21 приподнимается и закрепляется на направляющих колонках 20. Испытуемая подушка закрепляется на верхней плите 18 с промежуток 20—50 мм между подушкой сиденья и поверхностью верхней плиты 18. Это обеспечивает выход воздуха из подушки, а также прогиб каркаса подушки



сиденья при нагружении грузом-шаблоном 19. На грузе-шаблоне 19 укрепляется абразивный материал, в частности серо-шинельное сукно. Груз-шаблон при помощи маховика 23 и ходового винта 22 подводится к поверхности испытуемой подушки и его положение отмечается по указателю 25 на измерительной линейке. Затем груз-шаблон 19 опускается вместе с центральной колонкой 24 на подушку сиденья. По истечении одной минуты с момента нагрузки по измерительной линейке вновь отмечается положение груза-шаблона. Разница между положениями указателя 25 показывает степень прогиба подушки под нагрузкой груза-шаблона. После нагружения шаблон приподнимается и после 2 мин отдыха подушки повторно подводится к поверхности подушки сиденья. Разница по указателю 25 между первоначальным положением до нагружения и после отдыха означает степень упругой деформации подушки.

Стенд позволяет выполнять испытания обивочных материалов сидений при нагружении шаблоном весом до 75 кг с частотой вертикальных колебаний до 600 в минуту, амплитудой колебаний до 25 мм, при горизонтальном перемещении подушки до 80 мм со скоростью до 120 перемещений в минуту, при различной степени принудительного нагрева или охлаждения шаблона.

Опробование стенда и разработка оптимальных режимов работы проводились при испытаниях обивочных материалов на подушках сидений различных конструкций. Оптимальными режимами работы стенда являются: частота верти-

кальных колебаний 350 в минуту при амплитуде 20 мм, частота горизонтальных колебаний 60 в минуту при перемещении 80 мм, вес груза шаблона 65 кг.

Для испытаний применялись серийные и опытные образцы различных видов обивочной винилискожи, а также некоторые образцы обивочных тканей. Скорость износа чехла-обивки на подушке сиденья определялась путем осмотра через каждый час работы стенда верхних участков чехла-обивки (первой зоны) до появления общего признака начала износа — трещин в пленочном покрытии искусственной кожи [3], а чехлов-обивок из тканей — до начала разрушения поверхности ткани.

Как было установлено, скорость наступления общего износа, проявляющегося в виде трещин пленочного покрытия винилискожи, зависит от многих факторов, в том числе от состава и толщины пленочного покрытия, структуры тканевой основы, способа и продолжительности предварительного старения винилискожи, режимов работы стенда и др.

С целью ускорения испытания на износ с помощью стенда для пошива чехлов-обивок использовалась винилискожа, подвергнутая предварительно естественному или искусственному старению. Эффективность работы стенда можно показать на следующем примере.

Износ в виде трещин пленочного покрытия чехла-обивки (из винилискожи) на подушках сидений автобуса ЛАЗ-695 Е возникает после 70—80 тыс. км пробега автобусов, что, например, в условиях работы Львовского

автобусного парка требовало 9—12 месяцев эксплуатации. Аналогичная степень износа той же обивочной винилискожи, предварительно подвергнутой искусственному старению посредством облучения под лампой ПРК-2 на протяжении 72 ч, может быть достигнута на стенде уже через 120—150 испытаний. Детальное рассмотрение степени влияния многочисленных отдельных факторов на износ обивочной искусственной кожи как в условиях эксплуатации, так и стендовых испытаний не может быть уложено в рамки настоящей статьи.

Практика показала, что стендовые испытания обивочных материалов следует применять в случаях, если требуется дать быструю и вместе с тем качественную и количественную оценку их износостойкости.

ЛИТЕРАТУРА

1. Певзнер Я. Н., Горелик А. М. Испытание автомобильных сидений. Сб. «Конструирование, исследование, испытание автомобильных сидений», М., Машгиз, 1955.
2. Долматовский Ю. А. Основы конструирования автомобильных кузовов. М., Машгиз, 1962, с. 281—285.
3. Коваль Ф. И., Авилов А. А. «Известия вузов. Технология легкой промышленности», 1968, № 4.
4. Коваль Ф. И., Полякова Ф. В., Трусский А. Ф. «Открытия, изобретения, промышленные образцы и товарные знаки», 1968, № 22 (авторское свидетельство № 222157).

Ф. И. КОВАЛЬ, Н. А. ДОЛГОПОЛЬСКИЙ

УДК 621.867

ДВУХПРИВОДНЫЙ ТРЕХСЕКЦИОННЫЙ ПЛАСТИНЧАТЫЙ КОНВЕЙЕР

НА ИЖЕВСКОМ машиностроительном заводе внедрен в производство пластинчатый конвейер протяженностью 270 м для межоперационного транспортирования кузова автомобиля «Москвич-412» (см. рисунок).

Конвейер состоит из трех секций: А, Б, В. Секция А имеет самостоятельный привод 1, соединенный с натяжной станцией 2. Секция конвейера А соединена при помощи шестерни 3 с натяжной головкой секции конвейера Б.

Во время работы конвейера секция Б проходит через камеру 4, в которой осу-

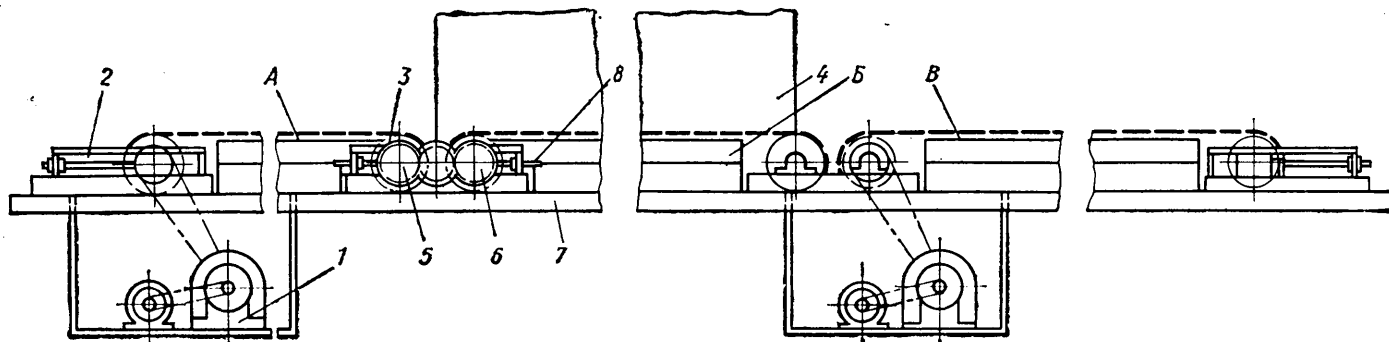
ществляются операции оплавления припоем и зачистки оплавленных участков.

Ведомый вал 5 секции А и ведущий вал 6 секции Б закреплены на общей раме 7 и с помощью двусторонней натяжной станции 8 могут перемещаться в обе стороны.

Основные узлы секции В — ведущий вал, подвижный настил, рама, натяжная станция, привод — аналогичны узлам секции А.

Конвейер работает следующим образом. При нажатии на кнопку «Пуск» включаются оба провода, работающих

с одинаковой скоростью. Кузов автомобиля «Москвич-412» с подвешенного толкающего конвейера опускается на подвижный настил секции В вблизи натяжной станции и проходит операции доварки и рихтовки, затем без дополнительных перегрузочных устройств кузов перемещается на секцию Б, в камеру 4, где выполняются операции оплавления припоем и зачистки оплавленных мест. Выделяющаяся свинцовая пыль вытягивается через решетчатый пол в подвальное помещение с помощью вентиляции. С секции Б кузов перемещается на сек-



цию А, где выполняются окончательные контрольные операции. Затем подъемным механизмом подвесного толкающего конвейера кузов поднимается и транспортируется на склад цеха лакокраски. В конце секции А находится конечный

выключатель, останавливающий конвейер, если кузов не будет снят с конвейера.

В сравнении с обычными пластинчатыми конвейерами двухприводный трехсекционный позволяет увеличить протяженность конвейерной линии до 400 мм.

Введение секций данной конструкции улучшает условия труда, устраняет пылеобразование в цехе.

Технико-экономический эффект от внедрения конвейера в производство — 10 тыс. руб. в год.

А. И. КОПТЕВ

УДК 62-713

МАСЛООХЛАДИТЕЛЬ КОРОБОК ПЕРЕДАЧ ГРУЗОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

ФИРМЫ БОУМЭН

Ф ИРМА Боумэн (Англия) выпускает маслоохладители для автоматических коробок передач и преобразователей крутящего момента грузовых ав-

бариты. Маслоохладитель фирмы Боумэн типа ЕС-140, показанный на рис. 1, предназначен для двигателей мощностью 120 л. с. Он охлаждает до

ся из нижней части радиатора и проходит через пучок тонкостенных трубок, погруженных в масло. Обе среды циркулируют в противотоке. Применение

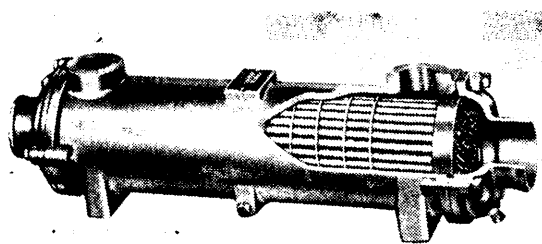


Рис. 1. Общий вид маслоохладителя ЕС-140

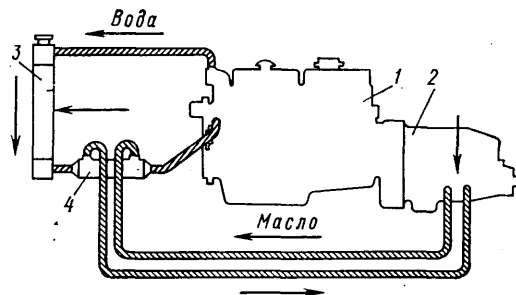


Рис. 2. Схема установки маслоохладителя: 1 — двигатель; 2 — коробка передач; 3 — радиатор; 4 — маслоохладитель

томобилей проточным объемом 25—200 л масла в минуту. В качестве хладагента в них применяется вода. Благодаря применению алюминиевой отливки для корпуса и тонкостенных пучков труб маслоохладитель имеет малые вес и га-

бариты. Маслоохладитель фирмы Боумэн типа ЕС-140, показанный на рис. 1, предназначен для двигателей мощностью 120 л. с. Он охлаждает до

ся из нижней части радиатора и проходит через пучок тонкостенных трубок, погруженных в масло. Обе среды циркулируют в противотоке. Применение

М. Б. АНДРЕЕВ

УДК 656.13.016:001.2

О ПРОЕКТИРОВАНИИ И СТРОИТЕЛЬСТВЕ СТАНЦИИ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ АВТОМОБИЛЕЙ

МИРОВОЙ парк легковых автомобилей в настоящее время насчитывает около 250 млн., а средняя насыщенность легковыми автомобилями по всему миру уже составляет более 50 автомобилей на 1000 человек и продолжает расти.

Процесс широкой автомобилизации населения ставит определенные задачи. Это, прежде всего, расширение строительства станций технического обслуживания и других предприятий по поддержанию транспортных средств, принадлежащих гражданам, в технически исправном, опрятном, надежном и безопасном в эксплуатации состоянии.

В настоящее время намечена программа широкого строительства станций технического обслуживания автомобилей, принадлежащих гражданам. Если к началу 1970 г. в СССР на один «пост» приходилось 700 легковых автомобилей, то, учитывая намеченную к строительству сеть станций технического обслуживания, в дальнейшем на один «пост» будет приходиться около 200 автомобилей. Однако для этого мощность существующих предприятий объединения «Автосервис» должна быть значительно

увеличена, что потребует достаточно больших капиталовложений. Естественно, что такое строительство связано с определенными затратами и вклад научно-исследовательских и проектных организаций в решение данной задачи должен быть значительным.

Изучение действующих станций технического обслуживания легковых автомобилей, а также анализ опыта мировой практики в этой области показали, что они отстают от современных требований. Основными недостатками существующих станций являются:

- 1) отсутствие помещений для приема и выдачи автомобилей;
- 2) отсутствие современного диагностического оборудования, обеспечивающего объективную оценку технического состояния автомобиля;
- 3) выделение всех производственных отделений в изолированные помещения, что в значительной степени затрудняет рациональное использование площади монтажного зала;
- 4) отсутствие дополнительных машинистов в монтажном зале, что сокращает фронт работы и снижает производительность труда;

5) отсутствие практических складов запасных частей на малых (до 7 постов) станциях технического обслуживания и создание малых помещений для этих складов на более крупных станциях, что затрудняет организацию продажи запчастей клиентам;

6) проектирование малых помещений для кузовных и окрасочных работ, несмотря на то, что эти работы, как показала практика, имеют большой удельный вес в общей трудоемкости технического обслуживания и ремонта автомобиля;

7) наличие бытовых помещений, не отвечающих современным требованиям.

Для решения проблемы создания сети станций технического обслуживания необходимо, прежде всего, определить оптимальный вариант «массовой станции». На наш взгляд такие станции должны быть на 15—25 «расчетных постов».

В обоснование этого утверждения можно привести следующие соображения и данные. Если при среднегодовой трудоемкости обслуживания одного автомобиля 36 человеко-часов принять пропускную способность «поста» 200 ав-

томобилей, то станции технического обслуживания на 15—25 постов будут иметь возможность обслуживать парк автомобилей от 3000 до 5000 единиц и могут быть размещены в городах, населенных пунктах или жилых районах с населением от 100 до 150 тыс. жителей.

Говоря о станциях технического обслуживания на 15—25 постов, спроектированных с максимальным учетом современных требований и построенных по новым типовым проектам, следует учитывать:

- 1) возможность их массового применения, как одного из звеньев в общей структуре системы «Автосервиса» в стране;
- 2) возможность обеспечить на них весь комплекс работ по техническому обслуживанию и ремонту автомобилей при рациональном использовании производственных площадей;
- 3) экономическую целесообразность применения на них дорогостоящего диагностического оборудования;
- 4) оптимальное сокращение радиуса действия станций в интересах владельцев автомобилей;
- 5) сокращение срока ввода в эксплуатацию до одного года (табл. 1) в соответствии с нормами продолжительности строительства предприятий, зданий и сооружений — СН 440—72;

Таблица 1

Количество рабочих постов на станции технического обслуживания	Нормы строительства в месяцах				Общая
	Подготовительный период	Передача оборудования в монтаж	Продолжительность монтажа оборудования		
10	1	3—5	4—7		8
15	2	3—5	4—7		9
25	2	4—7	5—9		10
50	2	8—11	9—13		14

Рабочие посты	Срок окупаемости
6	15,5
15	7,9
25	6,5
25*	3,6
50*	4,4
50	9,0

- 6) снижение сроков окупаемости по сравнению со станциями технического обслуживания другой мощности:

На производственные возможности станций технического обслуживания и ее экономические показатели значительно влияет рациональная организация технологии и баланс производственных площадей. Обобщая данные анализа практической деятельности станции технического обслуживания, современных отечественных и зарубежных проектов и рекомендаций специализированных организаций, можно сказать следующее:

- 1) при средней трудоемкости 36,0 человеко-часов в год на автомобиль на операции «быстрого технического обслуживания» приходится 30% (10,8 человеко-часов) и на «длительный ремонт» — 70% (25,2 человеко-часов).

Ориентировочное распределение трудоемкости в процентном и натуральном выражении по видам работы для станций технического обслуживания на 15—25 постов дано в табл. 2.

* Данные для станций технического обслуживания с магазином.

Виды работ	Трудоемкость выполняемых работ		Виды работ	Трудоемкость выполняемых работ	
	в %	в человеко-часах		в %	в человеко-часах
При техническом обслуживании:			При ремонте:		
Моечно-уборочные	2,0	0,7	Моечно-уборочные	2,0	0,7
Контрольные	8,0	2,8	Контрольные	9,0	3,2
Крепежные	3,0	1,1	Регулировочные	4,0	1,5
Регулировочные	3,5	1,3	Ремонт агрегатов и узлов	15,0	5,5
Смазочные	4,0	1,5	Электротехнические	5,5	2,0
Электротехнические	4,0	1,5	Аккумуляторные	3,0	1,0
Аккумуляторные	1,5	0,5	Карбюраторные	2,0	0,8
Карбюраторные	1,5	0,5	Шинномонтажные	1,5	0,5
Шинномонтажные	2,5	0,9	Слесарно-механические	7,0	2,5
			Кузовные	14,0	5,0
			Малярные	5,5	2,0
			Обойные	1,5	0,5
				100	36,0

Производственная площадь станций должна иметь четыре функциональных зоны:

- зона I — прием-выдача автомобиля, питание, диагностирование, контроль;
- зона II — техническое обслуживание;
- зона III — ремонт агрегатов, слесарно-механическая мастерская;
- зона IV — ремонтно-кузовные и малярные работы.

Соотношение производственных площадей соответственно по зонам составляет 18, 25, 36, 31%. Площадь складских помещений определяется многими факторами, в том числе номенклатурой запасных частей, их оборачиваемостью, периодичностью поставок и т. д. В современных

проектах склады занимают 10—15% всей полезной площади станции технического обслуживания.

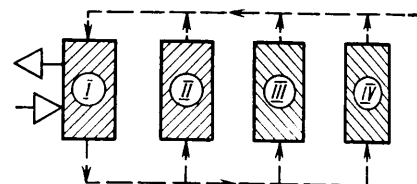


Рис. 1. Технологическая схема организации производства (I—IV — зоны)

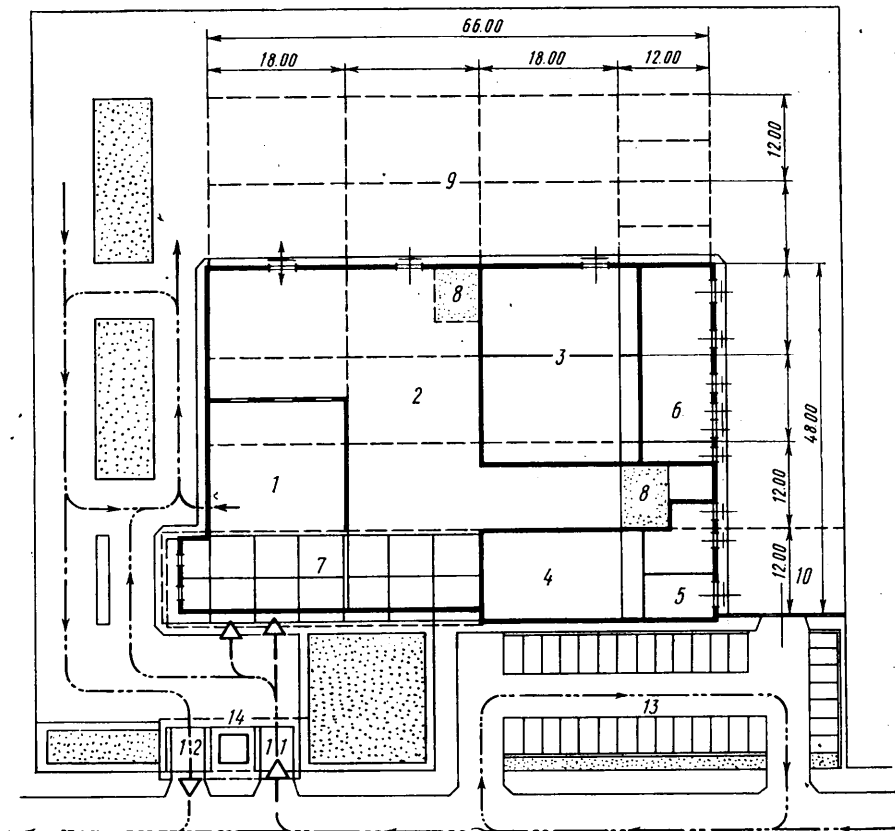


Рис. 2. Рациональная компоновка производства:

- 1 — прием и вручение автомобилей; 2 — цех ремонта; 3 — цех ремонта кузовов и окраски автомобилей; 4 — склад запчастей; 5 — зона получения и разгрузки материалов; 6 — вспомогательные службы; 7 — двухэтажный корпус для контор, обслуживания клиентов и персонала; 8 — зона с полуэтажом; 9 — зона будущего расширения; 10 — будущее расширение склада запчастей; 11 — вход на территорию станции; 12 — выход с территории станции; 13 — наружная стоянка автомобилей; 14 — внутренняя бензоколонка

Относительное по сравнению со старыми типовыми проектами станций технического обслуживания увеличение зон I—II можно обосновать технической политикой на перспективу, повышенной концентрацией автомобилей в этой зоне, а также необходимостью наличия вместительной и хорошо оборудованной производственной площади для приемки и выдачи автомобиля. В зоне приемки, оснащенной комплексным диагностическим оборудованием, определяются, в основном, объемы работ и сроки их выполнения.

На рис. 1 представлена технологическая схема организации производства, а на рис. 2 — рациональная компоновка.

В заключение следует сказать, что производственные возможности станций технического обслуживания (мощность, номенклатура оказываемых услуг, структура и др.) должны максимально приближаться к требованиям, предъявляемым к ней изменяющимся спросом на ее услуги.

В настоящее время разработан ряд типовых проектов станций, в том числе на 15 и 25 постов. Заслуживает внимания уже имеющийся опыт использования при проектировании и строительстве станций технического обслуживания и других предприятий объединения «Автосервис» сборных легких металлических конструкций. При строительстве такой станции в значительной мере устраняются недостатки и противоречия, присущие типовым проектам:

1) уменьшаются сроки ввода в эксплуатацию;

2) достигается многообразие вариантов компоновочных решений;

3) станция получает возможность развития в нужном направлении как по мощности, так и по номенклатуре оказываемых услуг;

4) за счет централизации изготовления основных элементов конструкций индустриальным методом значительно снижается стоимость их изготовления;

5) организована доставка и монтаж в труднодоступных местах со слабо

развитой строительной индустрией¹;

б) незатесненный опорам и внутренними перегородками интерьер обеспечивает «гибкость» технологических процессов.

Таким образом в создании современных станций технического обслуживания автомобилей вопрос разработки и всестороннего исследования гибких технологических систем для станций технического обслуживания легковых автомобилей с применением облегченных металлических конструкций, позволяющих вести развитие станций без нарушения их деятельности, путем внутренней реорганизации или наращивания модулей — представляет большой интерес и может ускорить решение проблемы создания широкой сети автосервиса.

В настоящее время в крупных городах страны широко развернулось строительство станций по техническому обслуживанию автомобилей. Многие станции уже вступили в число действующих.

¹ «Научно-технический сборник СССР», 1971, № 8, с. 24—25.

В. Л. УСПЕНСКИЙ, Г. Ф. ФАСТОВЦЕВ

Министерство автомобильной промышленности, НИИАТ

УДК 629.113:628.57.2(0.47)

ОБМЕН ОПЫТОМ ПО ПРОБЛЕМЕ УМЕНЬШЕНИЯ ШУМА И ВИБРАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

В ОКТЯБРЕ 1973 г. на ВДНХ СССР проходил семинар по обмену передовым опытом «Проблема уменьшения шума и вибрации автомобилей». В работе приняли участие специалисты автомобильных и тракторных заводов, научно-исследовательских институтов и высших учебных заведений.

Во вступительном слове заместитель директора НАМИ по научной работе В. А. Черняйкин отметил возросшую актуальность проблемы борьбы с шумом автомобильного транспорта в связи с увеличением выпуска автомобилей в нашей стране. Для решения этой проблемы необходима также помощь строящимся автозаводам в организации работ по уменьшению шума автомобилей.

Большое количество докладов и сообщений носило комплексный характер и было посвящено вопросам снижения шума и вибраций автомобиля в целом.

О работах Горьковского автозавода говорилось в докладе А. Я. Тарасова, В. Р. Усольцева и В. В. Баганова. На заводе выполнен большой объем экспериментальных исследований по снижению шума и вибраций автомобиля ГАЗ-24. Основное внимание уделялось снижению шума, создаваемого силовой передачей автомобиля. Изменение жесткости силовой передачи, применение опытной задней опоры силового агрегата и усовершенствование глушителя шума впуска двигателя позволяют существенно понизить уровни шума и вибрации автомобиля ГАЗ-24.

В докладе и сообщениях представителей Автозавода имени Ленинского комсомола В. И. Гудцова, Л. Е. Льва, Э. П. Костенко и И. Г. Топурия говорилось о результатах работ по уменьшению шума и вибрации автомобиля «Москвич-412». Автомобиль исследовался на специальных стендах, а также в дорожных условиях. Для выявления основных гармоник спектров шума и

вибраций применялся следящий фильтр. Были определены акустические характеристики кузова автомобиля при возбуждении силового агрегата вибратором и при возбуждении воздушного объема кузова громкоговорителем. Найденны виброакустические характеристики некоторых деталей и узлов автомобиля. В результате применения опытного воздухоочистителя и силового агрегата с увеличенной жесткостью картерных деталей был понижен уровень внутреннего шума автомобиля «Москвич-412».

Исследованию шума, возникающего из-за вибраций кузова автомобиля «Москвич-412», был посвящен доклад сотрудников НАМИ Г. В. Латышева и В. Е. Кошкина. Применение высокоэффективных вибропоглощающих покрытий позволяет уменьшить вибрации кузова на 20 дБ, а внутренний шум — на 5—6 дБ (А). При использовании измененной поперечины крепления силового агрегата и улучшении виброизоляции задней подвески автомобиля получен эффект по снижению уровней шума в кузове автомобиля.

Л. Л. Вайнштейн (Волжский автозавод имени 50-летия образования СССР) и Р. Н. Старобинский (Тольяттинский политехнический институт ТПИ) доложили об исследовании отдельных источников внешнего шума автомобилей ВАЗ. Результаты исследований оценивались с помощью спектра шума, скорректированного по характеристике А шумомера. Существенного снижения внешнего шума на опытных автомобилях удалось добиться применением лишь комплекса мероприятий (применение усовершенствованного воздухоочистителя-глушителя шума, улучшенной звукоизоляции панелей мотоотсека, измененного привода вспомогательных агрегатов двигателя и заглушенных корпусных деталей двигателя).

В сообщении И. Н. Залевского (Белорусский автозавод) говорилось о рабо-

тах, направленных на уменьшение шума в кабине автомобиля БелАЗ-540. Применение опытной подвески кабины и звукопоглощающей облицовки ее панелей позволяет уменьшить шум в кабине на 6 дБ (А).

Ряд докладов и сообщений был посвящен результатам исследования шума и вибраций автомобильных двигателей.

В докладе сотрудников НАМИ А. Г. Зубакина и В. Е. Кошкина говорилось о методах исследования структурного шума автомобильных двигателей. Шум такого происхождения является основным фактором в образовании высокочастотного внешнего шума у большинства автомобилей. Приведены результаты сопоставления уровней шума двигателя на стенде и уровней шума автомобиля при измерении в дорожных условиях. Проведен анализ путей снижения структурного шума двигателей (малошумный рабочий процесс, ограничение максимального числа оборотов двигателя, улучшение виброакустических характеристик картерных деталей, а также повышение звукоизоляции мотоотсека).

Вопросам совершенствования методов измерения шума и вибрации двигателей был посвящен доклад А. Д. Назарова, И. М. Цоя (Заволжский моторный завод) и А. Г. Зубакина (НАМИ). Шум измерялся в помещении, где балансирующая машина была отделена от двигателя звукоизолирующей перегородкой. Приведены результаты исследований по оценке отдельных источников шума двигателя.

Электромоделирование позволяет экспресс-методом оценить эффективность подвески силового агрегата автомобиля, об этом говорилось в сообщении В. Е. Тольского и Е. М. Резвякова (НАМИ). Этот способ был применен при анализе различных вариантов одной и двухкаскадной амортизации задней

опоры силового агрегата легкового автомобиля. При двухкаскадной амортизации возникают резонансные колебания, которые нельзя вывести из зоны рабочей частоты вращения коленчатого вала двигателя. Лучшие результаты получаются при податливой подвеске и значительной жесткости кронштейнов кузова автомобиля в точках крепления силового агрегата.

В докладе сотрудников НАМИ Б. И. Осипова, В. Е. Кошкина и М. С. Песочкой сообщалось о методике исследования и о разработке опытной системы выпуска для четырехцилиндрового двигателя легкового автомобиля. При исследованиях применялось устройство для присоединения к двигателю сравнимых систем выпуска, которое позволило повысить точность измерений при стендовых испытаниях. Уровни шума измерялись при установившихся и неустановившихся режимах работы двигателя. Разработанная опытная система имеет лучшие акустические и газодинамические показатели по сравнению с серийной системой выпуска двигателя.

О резонансных глушителях шума выпуска двигателей сделал сообщение Р. Н. Старобинский (ТПИ). В сообщении говорилось о практическом методе подбора нескольких резонаторов по длине глушителя с целью получения его оптимальных акустических характеристик.

Определению эффективности отдельных элементов глушителя шума при наличии газового потока было посвящено сообщение Б. И. Осипова (НАМИ). Исследования производились на экспериментальной установке, позволяющей оценить акустические характеристики при различных скоростях потока газа и переменном звуковом давлении. Были определены импедансные характеристи-

ки решеток различной конструкции, применяемых в глушителях шума.

В докладе сотрудников Белорусского института механизации сельского хозяйства (БИМСХ) М. А. Разумовского, И. Г. Шабуня и А. Л. Гутмана говорилось о результатах исследования шума тракторных дизелей с турбонаддувом. Даны рекомендации по конструкции глушителя шума выпуска и изменению характеристик топливopодающей аппаратуры, которые позволяют понизить уровень шума дизеля с турбонаддувом.

О шумности и виброактивности тракторных и комбайновых дизелей сделали доклад сотрудники Научно-исследовательского конструкторско-технологического института тракторных и комбайновых двигателей Э. М. Жарнов, В. Ф. Передрий, Г. М. Байбурина, А. И. Филлютов. Получены данные по уровням шума и вибрации большого количества отечественных и зарубежных дизелей. Шум измерялся на установке в условиях свободного звукового поля при исключении шума выпуска. Выведены эмпирические зависимости для определения уровней шума дизелей в зависимости от числа оборотов, нагрузки, диаметра цилиндра и некоторых других показателей.

О расчете шума трактора сделали доклад М. А. Разумовский и Н. Г. Шабуня (БИМСХ). Проведен расчет спектральной плотности шума трактора и сделана попытка оценить долю шума, создаваемого различными источниками. По мнению авторов, предлагаемый метод расчета позволяет оценить эффективность различных мероприятий по уменьшению шума.

Сообщение Ю. П. Чепульского, Н. И. Иванова и В. Е. Павлова (ЛИИЖТ) было посвящено исследованию и разработке систем виброзащиты оператора самоходных машин. Оценива-

лись колебания двухмассовой системы оператор—машина. Разработаны рекомендации по уменьшению вибраций на рабочем месте оператора.

Об исследовании шума автомобильных газотурбинных двигателей говорилось в докладе В. М. Макарова (НАМИ). Исследовались шум выпуска и впуска двигателя в стендовых условиях и на автомобиле. Разработаны рекомендации по конструкции глушителей, обеспечивающих уменьшение шума газотурбинных двигателей.

В сообщении Б. Н. Севостьянова (НАМИ) говорилось о результатах исследования вибрационных характеристик лопаток радиального колеса компрессора автомобильного газотурбинного двигателя на вибростенде. Разработана измерительная установка с обратной связью, позволяющая четко регистрировать начало разрушения лопаток компрессора двигателя.

Об оценке экономической эффективности мероприятий, направленных на снижение шума в кабине трактора, сообщалось в докладе Э. М. Жарнова, В. Ф. Передрия и В. А. Яговкина (НИКТИД). Ими разработана методика, позволяющая приблизительно оценить экономическую эффективность мероприятий по уменьшению шума, исходя из условия ограничения по времени рабочей смены тракториста при повышенных уровнях шума. При снижении шума продолжительность смены может быть увеличена, что и определяет экономическую эффективность.

В прениях отмечалась необходимость шире развернуть работы, направленные на уменьшение шума и вибраций грузовых автомобилей. Была принята резолюция, где отмечены мероприятия, выполнение которых позволит более успешно решать проблему борьбы с шумом и вибрациями автомобилей.

Кандидаты техн. наук А. Г. ЗУБАКИН, В. Е. ТОЛЬСКИЙ

НАМИ

УДК 621.74:65:011.56

НОВОСТИ В ТЕХНОЛОГИИ МАШИНОСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

Вспененный алюминий с наполнителем в качестве литейного материала

Благодаря высокой пластичности алюминий успешно применяют для поглощения ударной энергии. Для поглощения ударной энергии до настоящего времени использовали алюминий в форме пены. Фирма Metallgesellschaft A. G. (ФРГ) предложила новый материал, который представляет собой губкообразный металл, содержащий наполнитель на базе Al, Mg, Zn, Pb. Этот материал получают в результате плавки смеси пористой глины, керамзита, стеклянных шариков, полых корундовых шаров в среде вакуума или при небольшом избыточном давлении. Отливки могут быть различной формы. Плотность материала составляет 1,3—1,5 г/см³. Разработанный материал опробовался на автозаводах ФРГ при изготовлении амортизаторов.

«Metall», январь 1974, т. 28, № 1, с. 39—42.

Завод литья под давлением

Завод литья под давлением английской фирмы Joseph Lucas, Ltd включает три цеха: алюминиевого и цинкового литья и цех зачистки. Завод занимает площадь 6000 м² на уровне земли и 2800 м² в виде подвалов. На заводе установлено 54 машины для литья под давлением и 65 прессов для зачистки. В производстве занято 174 человека и во вспомогательных службах 63 человека.

В цехе цинкового литья работают 36 горячекаленных машин. Каждый день жидкий металл подвергается спектральному анализу. Цикл плавится в двух установках с поворотным столом. Каждая установка снабжена пятью тигельными печами, работающими на жидком топливе. Из печей жидкий металл поступает в два электронагреваемых желоба, которые находятся по обеим сторонам машин литья под давле-

нием. Так образуются четыре ряда машин, в результате чего обеспечивается равномерное питание жидким цинком литейных печей машин. Цех алюминиевого литья оборудован 18 холоднокамерными машинами с запирающим усилием 2,5—8 тс. Машины расположены в два ряда. Газонагреваемые печи заливаются из ковшей низкого давления. Обратный металл и бракованные отливки переплавляются в двух отражательных печах, нагреваемых жидким топливом, а затем вновь подаются в литейные печи вместе с жидким металлом. Каждая литейная машина снабжена прессом для зачистки литья. Обрезанный металл через стойку пресса и отверстие пола попадает на подземный транспортер, которым доставляется на переплавку.

«Giesserei-Praxis», январь 1974, № 1, с. 11—12.

Влияние качества формовочной смеси на работу формовочной машины

В ФРГ на заводе в Аарбергене на машине «Disamatic» изготавливаются отливки весом 0,1—18 кг. В качестве формовочной используется такая же смесь, как и для встряхивающих формовочных машин с подпрессовыванием. Эта синтетическая стандартная формовочная смесь готовится в обычном смесителе. В емкость поступает отработанная смесь при температуре 60—80°C, затем добавляется 1,8% регенерированной смеси, 0,5% натриевого бентонита, 0,15% синтетической угольной пыли и 0,4% воды. Все эти компоненты смешиваются в бегуне в течение 155 с и в смесителе интенсивного действия в течение 68 с. Чтобы выступающие части форм получить твердыми и избежать пригораний, следует поддерживать содержание воды в количестве 3,2—4,5%. Рекомендуются следующие величины: средняя величина гранул формовочной смеси 0,21 мм, коэффициент равномерности 65% и количество активного бентонита 8—10% при среднем содержании углерода 5%. Смесь уплотняется в камере формовочной машины Disamatic под давлением 10—20 бар. Отношение формовочной смеси к годному литью — 9:1.

«Geisserei-Praxis», декабрь 1973, № 24, с. 430—431.

Фрезерный станок для прорезания канавок

Станок фирмы Glason (США) предназначен для прорезания канавок под торцевые уплотнения роторов роторно-поршневых двигателей.

Основными рабочими узлами станка являются поворотный стол и фрезерная головка. Поворотный стол служит для закрепления обрабатываемых деталей. Фрезерные головки применяются двух видов. Вид головки выбирается в зависимости от типоразмера ротора. Головка диаметром 7" снабжена 10 вставными ножами с твердосплавными пластинками, а головка диаметром 20" — 32 ножами. Конструкция головки имеет особенность, в ней предусмотрен кулачковый механизм, служащий для управления перемещением каждого отдельного ножа и гидравлического синхронизирующего устройства, которое предназначено для синхронизации моментов подъема одного ножа и опускания другого. Поворотный стол оборудован двумя зажимными приспособлениями. Они расположены под углом 180° относительно друг друга. Приспособления закрепляют обрабатываемые детали. Обработка происходит в такой последовательности. Сначала обрабатываются глухие

отверстия в вершинах ротора. Потом ротор закрепляется на поворотном столе станка. К нему подводится вращающаяся фрезерная головка. Каждый нож с помощью кулачка опускается в отверстие в вершине, снимает определенный слой металла и, дойдя до противоположного отверстия в другой вершине, поднимается вверх. При этом фрезерная головка вращается с большим числом оборотов. Продолжительность обработки одной канавки 6 с. Точность обработки канавки по ширине $\pm 0,001"$. После того как обработана первая канавка, ротор автоматически поворачивается на 120° и прорезается вторая канавка. Третья канавка получается аналогично. Затем стол поворачивается на 180°, а готовая деталь снимается со станка. На данном станке можно обрабатывать и роторы с двумя канавками, концентрично расположенными на каждой стороне. При этом обе канавки обрабатываются одновременно. «Maschinenmarkt», январь 1974.

Бентонит, используемый для автоматической формовки

К сортам бентонита относятся: природный натриевый, природный кальциевый и искусственный натриевый (кальциевый) бентонит, активированный содой. В качестве крепителя формовочных смесей используется природный бентонит. Они приобретают прочность на сжатие в сыром просушенном и горячем состояниях. Прочность на сжатие природного бентонита в просушенном состоянии намного выше, чем кальциевого. В сыром состоянии эта прочность по отношению к изменению содержания влажности менее значительна. Кальциевый бентонит, активированный содой, обладает достаточно высокой прочностью на сжатие в сыром состоянии, а в просушенном — средней между прочностью кальциевого и природного натриевого бентонитов. Прочность на сжатие в сыром состоянии для безопочной формовки под высоким удельным давлением, например на машинах Disamatic, составляет 17—21 кгс/см² (Н/см²). У формовочной смеси размер зерен по AFS равен 60—70. На 1 т заливаемого чугуна рекомендуется добавлять новую смесь (без крепителя) в размере 150—200 кг. В качестве бентонитового крепителя рекомендуется смесь природного натриевого и кальциевого бентонита (75% Na — бентонита и 25% Ca — бентонита). При этом воды содержится 3,0—3,5%, а горячих веществ, например, угольной пыли, 2,5—3,5%.

«Geisserei-Praxis», декабрь 1973, № 24, с. 433.

Химическое никелирование алюминия

В США предложен процесс химического никелирования алюминия, основанный на двойной цинкатной обработке. Происходит он по следующей схеме: химическая очистка в щелочном растворе, удаление травильного шлама, местное травление, удаление травильного шлама, первая цинкатная обработка, обработка в 50%-ной азотной кислоте, вторая цинкатная обработка, химическое никелирование.

Между этими стадиями в течение не менее 30 с осуществляется либо двойная промывка, либо промывка противотоком. Первая стадия обработки длится 5—10 мин с погружением в не слишком горячий щелочной раствор. Травильный шлам удаляется с алюминиевых сплавов, не содержащих кремния, смесью либо азотносерной, либо хромово-серной кислот, а с алюминиевых сплавов, содержащих кремний, — азотно-соляной кислотой. Первый цинкатный слой удаляется при травлении в 50%-ной азотной кислоте, устраняются также и некоторые загрязнения с алюминиевой поверхности. Такая очистка основного материала предусмотрена также для предотвращения загрязнения ванны химического никелирования. Второй цинкатной обработке должна предшествовать обязательная двойная промывка.

«Electroplating and Metal Finishing», декабрь 1973, т. 26, № 12, с. 10.

Окраска автомобилей в Японии

Для окраски автомобилей с 1958 г. в Японии используются меланин-алкиды для обычных цветов и с 1962 г. терморезистивные акрилы для металлических цветов. В автомобильной промышленности в Японии широко применяется грунтование методом электроосаждения. Впервые этот способ стали применять с 1964 г. Все кузова четырехколесных автомобилей грунтуются методом электроосаждения. Если в Европе и в Америке стандартная толщина электроосажденной пленки 15—20 мкм, то в Японии — 25—30 мкм, однако общая толщина покрытия на кузовах японских автомобилей обычно меньше. К 1975 г. предполагается на грузовых автомобилях применять следующую систему окраски: подготовка поверхности — грунтовка электроосаждением — верхнее порошковое покрытие. Окраску легковых автомобилей по такой системе предполагается осуществлять после 1977 г.

«Product Finishing», декабрь 1973, т. 26, № 12, с. 31—33.

УДК 658.51:629.113

Комплексная карта производственного процесса и ее структурные составляющие. Орлов И. В. «Автомобильная промышленность», 1974, № 7.

Дан анализ структуры производственного процесса, описаны пути совершенствования планирования технологии производства на основе анализа всего комплексного производственного процесса. Библиографический список 3.

УДК 621.43:629.113

Расчетно-экспериментальное определение крутящего момента на распределительном валу двигателя. Андронов М. А., Истомин С. С., Казакова В. Д. «Автомобильная промышленность», 1974, № 7.

Дан расчетно-экспериментальный метод определения крутящего момента на распределительном валу для двух основных схем газораспределительных механизмов с верхним расположением вала. Рис. 3. Библиографический список 5.

УДК 621.43-233.13

Сравнительная оценка изгибной жесткости коленчатых валов. Семенов А. И., Туляков В. М. «Автомобильная промышленность», 1974, № 7.

Проведены расчетно-экспериментальные исследования изгибной жесткости коленчатых валов рядных автомобильных двигателей. Определены жесткости шеек, коренных и шатунных шеек. Дана сравнительная оценка жесткостей коленчатых валов и их отдельных элементов. Таблица 2. Рис. 2. Библиографический список 2.

УДК 621.43-2

О кинетике изнашивания цилиндрико-поршневой группы двигателя при пуске. Сорокин Л. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 7.

На основании полученных с помощью метода радиоактивных индикаторов данных показано, что пусковой износ является результатом механического взаимодействия трущихся поверхностей, сопровождающегося образованием пусковых задиров. Пуски двигателя при наличии на трущихся поверхностях неприработанных пусковых задиров приводят к увеличению пускового износа. Таблица 3. Рис. 1. Библиографический список 6.

УДК 629.113.001.42

Оптимальное планирование испытаний на автополигоне. Яценко Н. Н., Шалдыкин В. П. «Автомобильная промышленность», 1974, № 7.

Рассмотрен вопрос методологии планирования ускоренных испытаний автомобиля в целом на специальных дорогах автополигона с помощью линейного программирования. Таблица 2. Библиографический список 2.

УДК 629.113-585.862

Пути совершенствования конструкции карданной передачи. Есеновский-Лашков Ю. К., Иванов С. Н., Стефанович Ю. Г., Чернякин В. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 7.

Изложены основные причины преждевременного разрушения элементов карданной передачи, показаны пути совершенствования конструкции карданных передач отечественного и зарубежного производства с целью повышения их долговечности. Таблица 1. Рис. 5.

УДК 629.113

Особенности работы гидротрансформатора при реверсировании колесных машин. Нарбут А. Н., Сергеев А. Л., Шапоко В. Ф., Никитин Н. Н. «Автомобильная промышленность», 1974, № 7.

Приводятся экспериментальные исследования работы гидротрансформатора при реверсировании колесных машин. Дан анализ возможных режимов работы гидротрансформатора при этом и исследованы причины возникновения повышенных динамических нагрузок при реверсировании. Рис. 4. Библиографический список 5.

УДК 658.52:629.113

Сборочное производство Волжского автозавода имени 50-летия образования СССР. Карпов В. А., Мурзинов В. А. «Автомобильная промышленность», 1974, № 7.

Изложены основные особенности сборочного производства автозавода: организация производства, механизация и автоматизация сборочных процессов, а также рассмотрены технологические особенности автомобиля «Жигули». Рис. 3. Библиографический список 2.

УДК 621.91.02

Сравнительные стойностные испытания инструментов из быстрорежущей стали. Кадилин В. П., Брахман Л. А., Кузьменко Ю. Н., Натапов Б. Э. «Автомобильная промышленность», 1974, № 7.

Изложены результаты производственных испытаний и внедрения режущих инструментов из быстрорежущей стали Р6М5. Таблица 2. Библиографический список 4.

Лейпциг- центр мировой торговли

6 000 экспонатов. 60 стран. Новые предложения. Техника и товары потребления. Международная торговля.

Крупная осенняя ярмарка. В центре внимания — оборудование для химии, пластмасс, текстиля, полиграфии.

Лекции по отраслям. Актуальная техническая информация. Широкое предложение. Международные контакты. Выгодные торговые операции.

Мы ждем Вас.

Добро пожаловать в Лейпциг!

Информацию по вопросам Вашей поездки в Лейпциг Вы можете получить в местных или производственных профсоюзных организациях, а пропуск на ярмарку — в «Интуристе», Проспект Карла Маркса, 16, Москва, К-9.

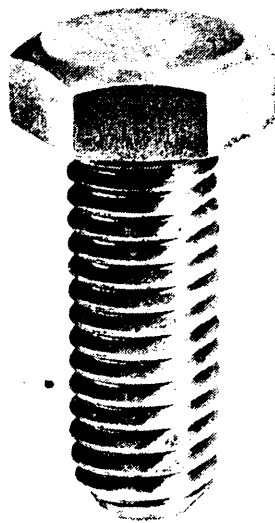


Лейпцигская ярмарка

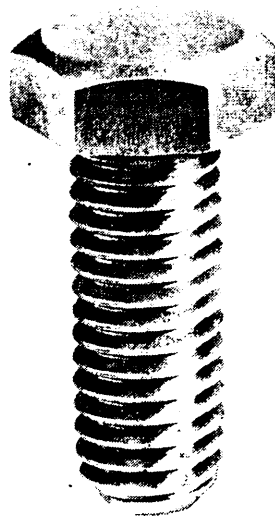
Германская Демократическая

Республика

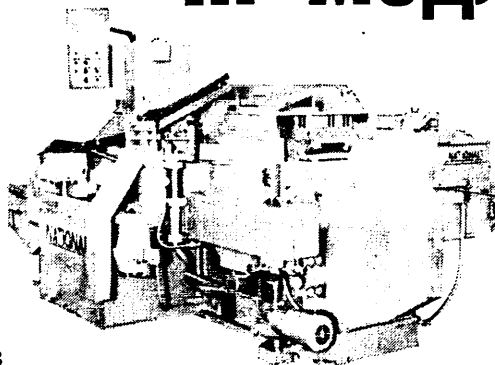
1 — 8. 9. 1974 г.



”Скорые” болты...



...”Медленные” болты



5S3
Высокопроиз-
водительный
Болтмекер
изготавливает
300 шт./мин.

На Националь БОЛТМЕКЕРЕ высокой производительности высаживаются «скорые» болты* в два или три раза скорее, чем «медленные» болты. Очевидно, «скорые» болты дают больше прибыли, чем «медленные» болты. На опыте доказано, что большинство применяемых болтов может быть «скорые» болты. Вы согласны, пойти теперь по этому пути? — Замените свое медленное оборудование скорыми машинами.

* Болты от M8 до M16 — производительность от 150 до 300 шт./мин.

National Machinery

Националь Машинери Ко., Тиффин, Охайо, США 44883 Националь Машинери товарищество с огран. ответственностью 8500 Нюрнберг, Регенсбургер Штр. 420, Почтовое отделение 1249, ФРГ
Проектирование и конструкция высокопроизводительных машин горячей и холодной высадки.

НЫСА М-521

Удобный комфортабельный десятиместный микроавтобус. У него прекрасная обзорность, эффективное отопление и хорошая вентиляция. Максимальная скорость 105 км/ч.

НЫСА С-521

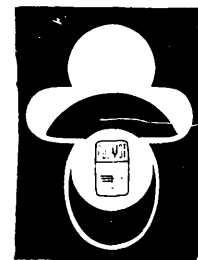
Санитарный автомобиль просторный и удобный. Развивает скорость до 105 км/ч. Приспособлен для реанимации больного во время перевозки.

**ЖУК А-13 М**

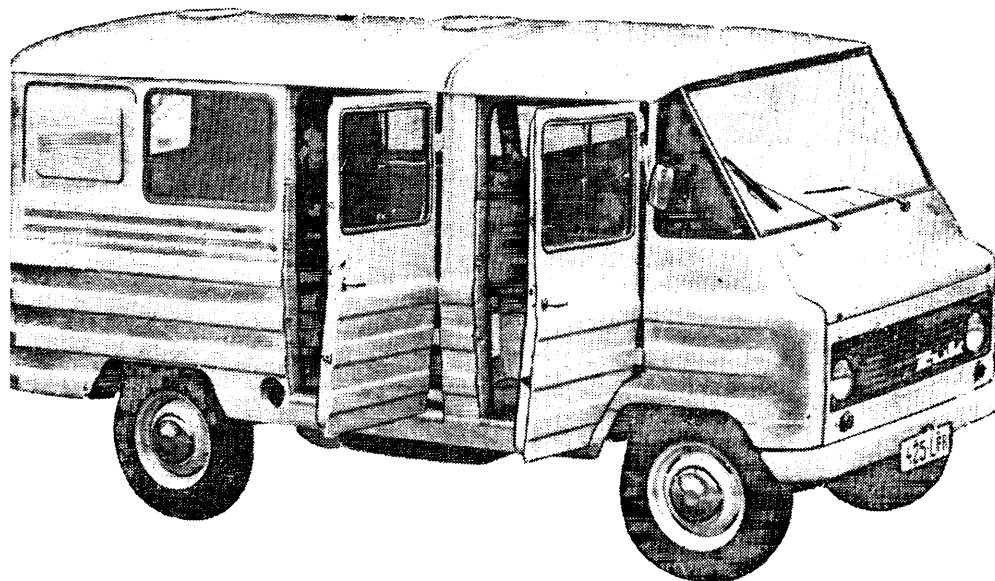
Автомобиль-фургон грузоподъемностью 900 кг. Кузов — металлический, погрузочная площадь 4 м². Может быть оснащен тентом. Максимальная скорость 95 км/ч.

ПОЛЬ-МОТ предлагает

Небольшие быстроходные и маневренные автомобили НЫСА и ЖУК простой и функциональной конструкции, обладают большой прочностью, устойчивы и качество их изготовления высокое. Оснащены двигателем с верхним расположением клапанов мощностью 70 л. с. при 4000 об/мин.

**ЖУК А-07 М**

Автомобиль-фургон — предназначен для перевозки 6 человек и 425 кг груза, например рабочей бригады вместе со снаряжением. Максимальная скорость 95 км/ч.



Экспортер: ПОЛЬ-МОТ

Внешнеторговое предприятие автомобильной промышленности 00-983 Варшава, Сталинградска, 23, ПОЛЬША

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru