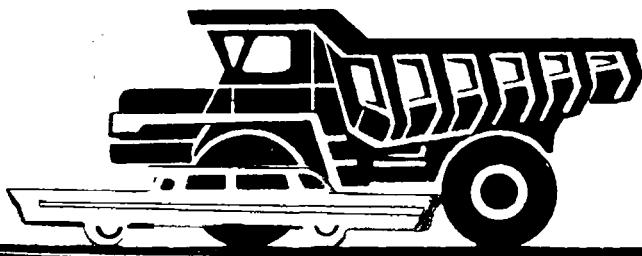


АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1968

6



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

А. Н. Максури — Техническое нормирование — основа научной организации труда	1
Ф. И. Поддубицкий, М. И. Астафьев — Комплексная механизация подъемно-транспортных и складских работ	3

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

А. В. Ксстров, В. В. Ершов — Исследование температурного режима поршня двигателя ЗИЛ-130	6
Э. В. Пьядичев, О. П. Пономарев — Расчет ограничительной характеристики по-дачи топлива дизеля без наддува при изменении барометрического давления	8
В. Ф. Алексеев, В. И. Василевский, И. А. Кузнецова — Проблемы охлаждения автотракторных генераторов	10
Р. В. Ротенберг — О конструктивной надежности автомобиля	11
Я. М. Певзнер — О качении автомобильных шин при быстро меняющихся режимах увода	15
Б. Генбом, Н. Н. Никитин, М. Н. Дзядык, Е. В. Ильинский — Общий аналитический метод определения параметров, характеризующих разгонные качества и топливную экономичность автомобилей	20
С. М. Башеев, В. Е. Антонюк — Экспериментальное исследование напряжений в ободьях зубчатых колес	23
В. А. Алешин, Е. М. Скоков, Н. Д. Мазалов, А. А. Токарев, К. М. Атоян, А. В. Рябов, В. А. Бесхлебный — Исследования по определению наивыгоднейшего передаточного числа главной передачи для городского автобуса	25
Г. М. Щеренков, В. А. Соколов, И. И. Васильев — О влиянии некоторых параметров на коэффициент трения накладок автомобильного сцепления в реальных условиях	26
Н. И. Крышень — О требованиях к рулевым приводам управляемых колес полуприцепов	29
О. К. Прутчиков, Ю. Б. Виноградов — Режимы работы амортизаторов подвесок грузовых автомобилей	31

ТЕХНОЛОГИЯ

Б. П. Платонов, А. Я. Мальев, В. А. Захаров — Повышение качества отливок путем применения прогрессивных технологических процессов	33
Ю. П. Рябушкин — Применение стали НИПРА для крестовин дифференциала автомобилей МАЗ-200 и МАЗ-205	35
П. М. Полянский, Г. М. Демиденко — Влияние тепловых деформаций на точность при врезном шлифовании	36
Р. П. Петухов — Установка для переворота рам с мостами в сборе автомобилей «Урал»	39

ИНФОРМАЦИЯ

М. А. Пожаров — Результаты испытаний зарубежной топливной аппаратуры для автомобильного дизеля	41
И. А. Зак — Телескопический удлинитель к агрегатно-сверлильным станкам	43
Новости зарубежной технологии	43
И. А. Зак — Четырехшпиндельные хонинговальные станки фирмы Наумбург ГДР	45
Рефераты статей	47

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Б. С. Генкин, А. С. Евсеев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, К. А. Калачев, Б. Т. Клепацкий, А. М. Кригер, В. А. Кузин, Д. В. Лялин, И. С. Лунев, В. А. Массен, Д. Д. Мельман, А. Д. Просвирин, Э. С. Разамат, Д. Д. Стахеев, В. Я. Селифонов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

Адрес редакции:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 230. Тел. 26-63-14 и 26-61-49

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор Н. И. Шарунина

Сдано в производство 5/IV 1968 г. Подписано в печать 22/V 1968 г.
Т-06985 Тираж 11 600 экз. Печ. л. 6 Уч.-изд. л. 8.5 Бум. л. 3 Формат 60 × 90^{1/2} Зак. 1545

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

Автомобильная промышленность

6

июнь

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1968

Год издания XXXIV

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Экономика и организация производства

УДК 629.113 НОТ

Техническое нормирование—основа научной организации труда

А. Н. МАКСУРИ

Министерство автомобильной промышленности

ПЕРЕД автомобильной промышленностью стоят большие и сложные задачи. За пятилетие 1966—1970 гг. на заводах отрасли намечается повысить производительность труда на 56%. В 1970 г. будет выпускаться 1286 тыс. автомобилей против 650 тыс., выпущенных в 1966 г. Доля прироста продукции за счет повышения производительности труда увеличивается с 53,3% в 1961—1965 гг. до 80% в 1966—1970 гг. Только 20% прироста промышленной продукции будет получено за счет привлечения дополнительной численности работающих.

Комплексное осуществление технического прогресса и дальнейшее совершенствование организации производства, труда и управления должно обеспечить не менее 36% от всего запланированного на пятилетие роста производительности труда. При решении этих задач чрезвычайно большое значение приобретает научная организация труда, важнейшей и неотъемлемой частью которой является техническое нормирование.

Технически обоснованное нормирование позволяет выбрать наиболее рациональный и эффективный вариант организации труда и способствует внедрению его в производство. Без увеличения технически обоснованных норм невозможно правильное внутризаводское планирование, рациональная организация производства и труда. Правильное решение вопроса разделения и кооперации труда, организации и обслуживания рабочих мест, выбора передовых методов труда и создания материального стимулирования не может быть обеспечено без качественных норм времени и выработки, точно устанавливающих затраты труда.

Предприятия с переходом на новые условия планирования и экономического стимулирования особенно заинтересованы в улучшении качества и расширении области применения технически обоснованных норм труда, так как это приводит к прямому повышению рентабельности, позволяет более точно определять необходимые объемы незавершенного производства, улучшать использование оборудования по мощности и во времени, экономически обосновывать запасы инструмента и т. д.

Поэтому не случайно предприятия, перешедшие и готовящиеся к переходу на новые условия планирования и экономиче-

ского стимулирования, серьезное внимание уделяют разработке и внедрению технически обоснованных норм и нормативов по труду. Всего на 20 предприятиях Министерства, работавших во втором полугодии 1966 г. в новых условиях пересмотрено устаревших норм выработки и внедрено технически обоснованных норм в 2,5 раза больше, чем за этот же период в 1965 г.

Однако не на всех предприятиях отрасли в должной мере уделяется внимание качеству действующих и расширению сферы применения научно обоснованных норм труда. Если средний удельный вес технически обоснованных норм в трудоемкости выпускаемой продукции в целом по предприятиям Министерства в 1967 г. составил около 50%, то 17 предприятий имеют удельный вес технически обоснованных норм до 20% и девять предприятий до 30%. На предприятиях с удельным весом опытно-статистических норм в трудоемкости более 50% работает 35% общей численности рабочих-сдельщиков. В то же время на заводах с наложенной нормативно-исследовательской работой по труду, например, на Горьковском автозаводе, московском автозаводе им. Лихачева, Московском заводе малолитражных автомобилей, Киевском мотоциклетном заводе; Харьковском велосипедном заводе и др., удельный вес технически обоснованных норм составляет 60—75% в основном и 35—50% во вспомогательном производстве. На ряде предприятий отрасли количество пересматриваемых норм в течение года не превышает 5—10% общего числа действующих норм. Такое положение наблюдается на Сердобском машиностроительном заводе, на Минском мотовелозаводе, на Лихославльском радиаторном заводе. На передовых предприятиях отрасли по мере внедрения организационно-технических мероприятий, с освоением производства и ростом профессиональных навыков пересматривается ежегодно не менее 20% действующих норм. С переходом на выпуск новых изделий на заводах обычно удельный вес технически обоснованных норм резко снижается, а затем на протяжении ряда лет медленно повышается, достигая уровня освоенной продукции через 5—8 лет. Так, на Кременчугском автозаводе технически обоснованные нормы в

трудоемкости грузовых автомобилей КрАЗ-214, КрАЗ-221, КрАЗ-222 составили в 1962 г. 5%, в 1963 г. — 7%, в 1964 г. — 17% в 1965 г. — 25%, в 1966 г. — 35%. На заводах с высоким удельным весом технически обоснованных норм и хорошо организованной нормативно-исследовательской работой при освоении выпуска новых изделий удельный вес технически обоснованных норм в их трудоемкости достигает уровня освоенной продукции в течение одного—двух лет.

На Горьковском автозаводе в первый год серийного производства автомобиля «Волга М-21» удельный вес технически обоснованных норм в трудоемкости изготовления автомобилей составлял 37,7%, а в следующем году он достиг уже 62%. На Московском заводе малолитражных автомобилей при производстве автомобиля «Москвич-407» удельный вес технически обоснованных норм в трудоемкости достиг 70%, а при переходе на изготовление новой модели автомобиля «Москвич-408» он снизился до 14%, но в течение года достиг 53,4%. На Белорусском и Минском автозаводах при пуске в производство новых автомобилей разрабатываются технически обоснованные нормы для условий освоенного производства, которые применяются с временными коэффициентами до достижения проектной трудоемкости в соответствии с утвержденными графиками. По мере освоения производства эти коэффициенты постепенно уменьшаются, а затем и отменяются совсем. В результате исходная трудоемкость автомобиля БелАЗ-540 снизилась за 1966 г. в 2 раза, тогда как такое же снижение трудоемкости изготовления автомобиля МАЗ-525 было достигнуто лишь за 6 лет.

Удельный вес технически обоснованных норм по отчетным данным в октябре 1967 г. у сдельщиков вспомогательного производства в целом по предприятиям Министерства составил 35%. На заводах: Луцком машиностроительном, Минском рессорном, Брянском автомобильном, Кременчугском колесном и др. труд рабочих-сдельщиков вспомогательного производства нормируется только опытно-статистическим методом.

По расчетам, выполненным НИИАВтоПромом, учитывающим имеющиеся общемашиностроительные и отраслевые нормативы и опыт передовых предприятий по их внедрению в производство, в течение текущей пятилетки можно осуществить задачу увеличения удельного веса технически обоснованных норм на предприятиях Министерства в основном производстве до 75% и во вспомогательном до 50%.

Однако на ряде предприятий прогрессивные нормативы для технического нормирования не находят широкого применения. На отдельных заводах отрасли, например, начальники ОТИз, цеховых БОТИз, нормировщики и другие работники по труду мало интересуются имеющимися нормативными материалами, которые с успехом можно использовать, а часто даже не знают о них. Но дело не только в этом. Ведь применить общемашиностроительные или отраслевые нормы просто механически нельзя, а надо предварительно провести большую работу по совершенствованию организации производства и труда, мобилизовать коллектив на решение этой задачи, пойти даже на временное ухудшение некоторых показателей в работе. Но это не всегда делается. Поэтому годами на предприятиях большинства норм не пересматривается.

Отраслевой принцип управления народным хозяйством и перевод предприятий и организаций на новые условия планирования и экономического стимулирования требуют совершенствования теории и практики нормирования труда, более широкого применения технически обоснованных норм выработки (обслуживания) для всех категорий рабочих, в том числе и для тех, труд которых оплачивается повременно, а также для инженерно-технических работников и служащих.

Эта задача может быть успешно решена только объединенными усилиями нормативно-исследовательских подразделений по труду предприятий и отраслевых институтов при правильном сочетании централизованных решений с правами, предоставленными предприятиям в вопросах труда и заработной платы.

В настоящее время на 14 предприятиях отрасли имеются нормативно-исследовательские подразделения по труду и на 54 предприятиях их функции возложены на подразделения по научной организации труда, основные задачи и права которых определены утвержденным министром «Типовым положением».

Директорам предоставлено право утверждать структуру и штаты предприятий в соответствии с Приказом министра автомобильной промышленности, в котором приведены типовые структуры и штаты, предусматривающие организацию на предприятиях в зависимости от их категорий отделов, бюро и групп по научной организации труда.

Организовать отделы, бюро, группы научной организации

труда, а там, где они имеются, укрепить квалифицированными кадрами — первоочередная задача на пути совершенствования организаций и нормирования труда в соответствии с требованиями НОТ.

На предприятиях и в научно-исследовательских институтах Министерства накоплен большой опыт разработки и внедрения прогрессивных нормативов по труду как в основном, так и во вспомогательном производстве.

На Горьковском автозаводе, например, только в 1966 г. разработаны и внедрены нормативы на изготовление пружин и каркасов сидений, на изготовление и сборку рессор, гибку бензотрубок, на изготовление деталей из металлокерамических порошков. Годовая экономия в 1966 г. от внедрения этих нормативов составила 19 тыс. руб.

На Ярославском моторном заводе комплексная разработка и реализация мероприятий НОТ обязательно завершается внедрением прогрессивных нормативов времени, норм обслуживания и нормативов численности. На Горьковском автозаводе, московском автозаводе им. Лихачева, Минском автозаводе, Московском заводе малолитражных автомобилей, Ярославском моторном заводе и др. основные виды работ нормируются по общемашиностроительным нормативам (70—80% от общего числа действующих технически обоснованных норм).

На Московском заводе малолитражных автомобилей широко применяются технически обоснованные нормы на участках с повременной оплатой труда.

Обобщить накопленный опыт применения общемашиностроительных и отраслевых нормативов, внедрения прогрессивных заводских нормативов — задача, порученная в автостроении подразделениям по труду НИИАВтоПрома и Проектно-технологического научно-исследовательского института (ПТНИИ) в г. Горьком. В 1967 г. Горьковский ПТНИИ завершил работу по составлению «Аннотированного каталога нормативов по труду, обязательных для применения на предприятиях автомобильной промышленности». В этот каталог включены общемашиностроительные, отраслевые и заводские нормативы.

В 1968 г. специалисты отраслевых институтов должны завершить обобщение опыта и проанализировать применяемость нормативов по труду для того, чтобы выработать комплекс мер, обеспечивающих обязательное применение на предприятиях Министерства прогрессивных нормативов по труду, как одного из критерии и обязательного условия научной организации труда.

В настоящее время девять научно-исследовательских и проектно-технологических институтов Министерства автомобильной промышленности имеют подразделения по научной организации и техническому нормированию труда, в которых работает 135 квалифицированных специалистов. В соответствии с конструкторской и технологической специализацией определены и основные задачи подразделений по труду указанных институтов. Например, Запорожский проектно-конструкторский и технологический институт разрабатывает типовые проекты совершенствования организации и нормирования труда для участков механической, кузнецкой и прессовой обработок, а проектно-конструкторское бюро — на литьевые работы и т. д.

Координировать работу подразделений по научной организации и техническому нормированию труда институтов и завода поручено головному институту отрасли — НИИАВтоПрому.

В ходе осуществления хозяйственной реформы большое значение имеет совершенствование системы материального стимулирования за работу по технически обоснованным нормам. Разработано много премиальных положений, в которых предусмотрены разнообразные показатели, условия и размеры премий для различных профессий рабочих. На Могилевском автозаводе, например, рабочих-сдельщиков, занятых на конвейерах цеха сборки и испытания, премируют за выполнение и перевыполнение месячного плана сборки автомобилей при условии, если выполнены нормы выработки в среднем за месяц. На Минском мотовелозаводе рабочих, занятых ремонтом, поощряют за сокращение сроков ремонта оборудования против норм, установленных отделом главного механика. Для получения премии необходимо обеспечить гарантированные сроки работы оборудования в межремонтный период.

Такие системы премирования обуславливают сочетание интересов рабочего и предприятия при переходе на работу по более напряженным нормам. В настоящее время предприятиям, перешедшим на новые условия планирования и экономического стимулирования, в целях повышения материальной заинтересованности рабочих в снижении трудоемкости продукции и освоении новых норм выработки и норм обслуживания при пере-

смотре норм на основе внедрения организационно-технических мероприятий предоставлено право использовать часть средств, полученных в связи с экономией, для дополнительной оплаты труда рабочих в течение 3—6 мес.

В этой связи положительное влияние окажет введение поощрения рабочих и общественных бюро нормирования за снижение трудоемкости и пересмотр норм по инициативе самих рабочих. Отличие этой системы поощрения от действующего положения о поощрении за рационализацию состоит в том, что в данном случае за инициаторами в течение 6 мес. не сохраняются старые расценки, а выплачивается часть экономии по фонду заработной платы из расчета всей экономии за этот период.

Можно найти приемлемое решение данного вопроса для каждого предприятия, если принимать применительно к конкретным условиям опыт работников по труду Горьковского автозавода, внедривших систему поощрения работников за снижение трудоемкости в результате введения более прогрессивных норм. Этот опыт в соответствии с приказом Министра автомо-

бильной промышленности начал распространяться на предприятиях отрасли. На московском автозаводе им. Лихачева и Уральском автозаводе, перешедших на новые условия планирования и экономического стимулирования, для премирования рабочих и инженерно-технических работников за работу по пересмотру норм выработки и снижение трудоемкости используются средства из фонда материального поощрения.

Технический прогресс, автоматизация и механизация производственных процессов, новые формы организации производства и труда постоянно требуют совершенствования теории и практики нормирования труда, настойчивых поисков в этих вопросах, смелого экспериментирования.

Новые условия планирования и управления производством, расширение прав предприятий с особой остротой выдвигают вопросы создания научной основы правильной организации производства и труда. Это еще больше повышает роль и значение технического нормирования как основы научной организации труда.

УДК 658.78.011.54.621.86

Комплексная механизация подъемно-транспортных и складских работ

Ф. И. ПОДДУБИЦКИЙ, М. И. АСТАФЬЕВ
Минский автозавод

На Минском автозаводе внедрены комплексно-механизированные склады двигателей, штампов, крупных и мелких листовых штампованных поковок в прессовом цехе.

Склад двигателей (рис. 1) расположен в специальном помещении, к нему подходят железнодорожные пути 1. Двигатели

ливаются на рольганг 4, затем через проем в стене помещения он поступает на второй рольганг 5, расположенный в помещении склада под зоной работы мостового крана. На рольганге двигатель освобождается от поддона и мостовым краном транспортируется и устанавливается в свободную ячейку трехэтажного стеллажа 6, а поддона собираются и отправляются заводу-поставщику двигателей.

Одновременно с этим двигатели могут выгружаться через другой проем дверей вагона при помощи автопогрузчика и транспортироваться на склад.

На складе двигатели частично собираются на вертикально-замкнутом тележечном конвейере 7 непрерывного действия.

Такое конструктивное исполнение конвейера позволяет сборщику свободно передвигаться вокруг собираемого двигателя для выполнения сборочных операций. С внедрением конвейера предварительной сборки двигателей улучшилась организация и культура производства и повысилась производительность труда.

Частично собранный двигатель при помощи электрической кран-балки 8 грузоподъемностью 2 т снимается с конвейера и устанавливается на тележку-накопитель 9, а затем по замкнутой монорельсовой дороге 10 подается на главный конвейер сборки автомобилей МАЗ-500. С внедрением монорельсовой дороги отпала надобность в транспортировании двигателей на автомобилях или автопогрузчиками на главный конвейер.

Однако при существующей схеме разгрузки двигателей из вагонов еще остается трудоемкая операция по переносу двигателя на рольганг.

На рис. 2 показана схема механизма выгрузки двигателей из вагона, предложенная рационализаторами завода. Выгрузка происходит следующим образом. Включением электродвигателя приводной каретки 1 рама 2 перемещается влево и выступающей консолью заходит в вагон. На траверсе консоли закреплен палец с поворотным блоком 3, через который перекинут трос 4 с крюком и подвеской 5. Зацепив крюком двигатель с помощью электролебедки 6 его подтягивают до дверного проема вагона и приподнимают на высоту 50—100 мм над полом, после чего рама с двигателем перемещается в крайнее правое положение.

Двигатель опускается на рольганг 7 и передвигается по нему вдоль стены до упора, освобождается от поддона и подается мостовым краном на стеллажи или прямо на конвейер частичной сборки. Рама механизма выгрузки возвращается в исходное положение и цикл выгрузки повторяется. После разгрузки вагонов механизм выгрузки становится в крайнее правое положение и тамбур 8 закрывается. Экономия от внедрения механизированного склада составляет более 70 тыс. руб. в год.

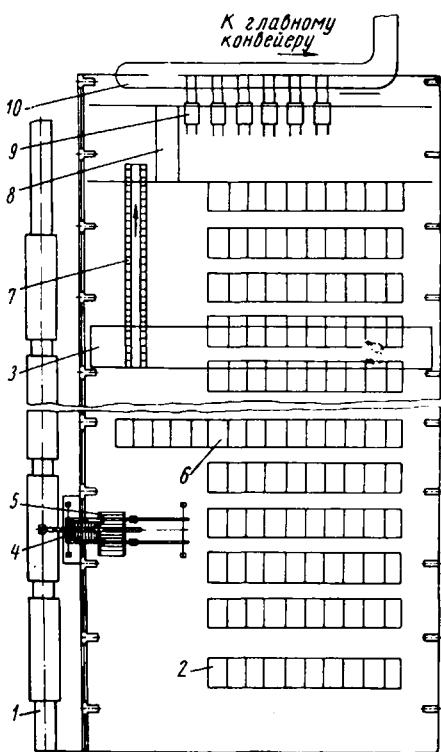


Рис. 1

размещены на трехъярусных стеллажах 2. Вдоль всего склада проходят подкрановые пути, по которым перемещается мостовой кран 3 грузоподъемностью 5 т. На склад двигатели поступают на деревянных поддонах в крытых железнодорожных вагонах, которые останавливаются перед эстакадой с рольгангом 4. Из вагона двигатель выгружается рабочим и устанавлив-

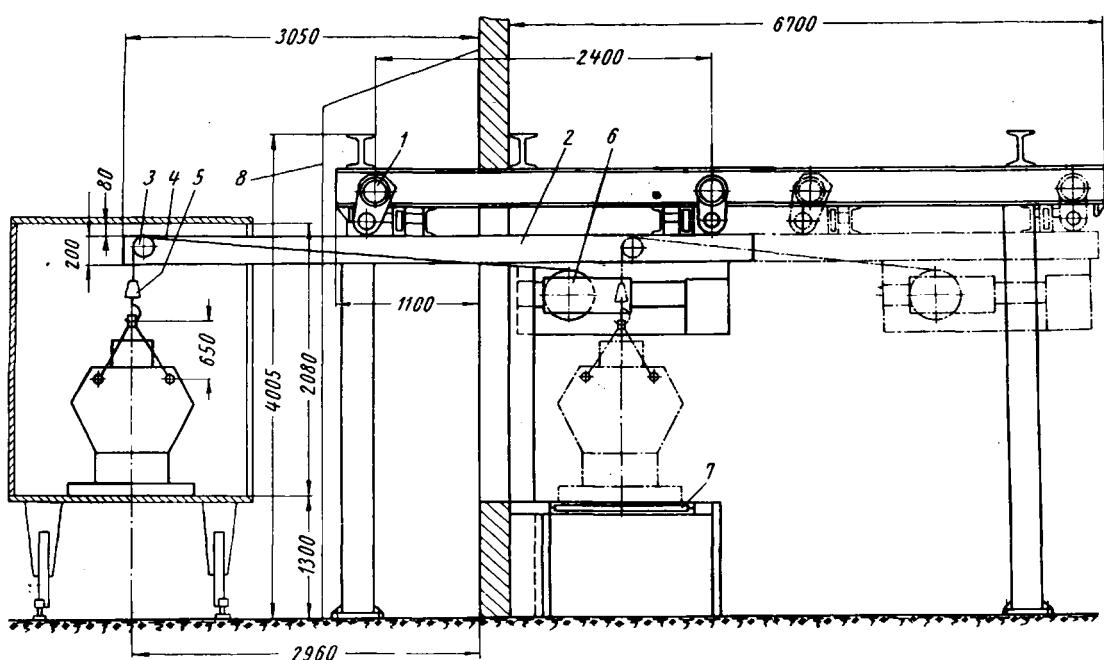


Рис. 2

В прессовом цехе Минского автозавода спроектирован и введен в эксплуатацию механизированный склад штампов (рис. 3). Он расположен между штамповочным и ремонтными участками в пролетах цеха. Штампы хранятся на одно- и двухсторонних семи ярусных стеллажах 1, обслуживаемых кранами-штабелерами. Высота стеллажей, определенная с учетом

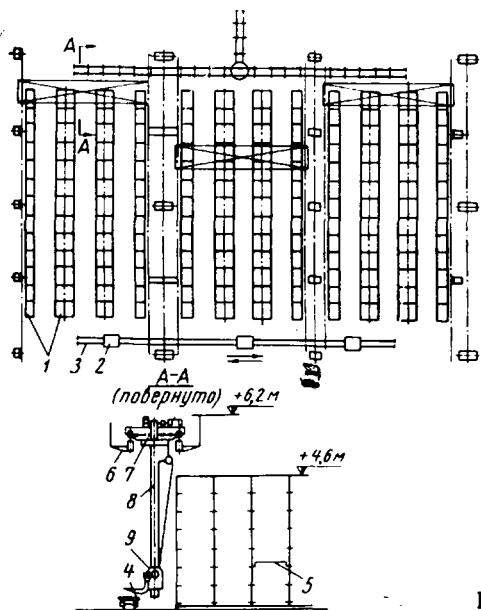


Рис. 3

необходимости прохода над складом мостовых кранов с крупногабаритным грузом, составляет 4,5 м. Из-за большого номенклатурного и размерного вида выпускаемых деталей габариты штампов различны, их вес колеблется от 50 до 2000 кг и выше.

Для систематизации хранения группу штампов, необходимую для изготовления одной детали, устанавливают на один поддон, но суммарный вес не должен превышать грузоподъемности крана-штабелера. Такое хранение штампов позволило рационально использовать поддоны и загрузить склад штампами на многое больше, чем число ячеек склада.

Приемные столы 2 могут передвигаться в зоны обслуживания различными кранами-штабелерами по направляющим 3. Тележка 4 передает штампы из любого участка склада на участок ремонта.

Для обеспечения высокой маневренности крана-штабелера в поддонах предусмотрены специальные ножки высотой 140 мм, которые дают возможность поднимать поддон 5 с пола или любой плоской площадки (приемного стола тележки) вильчатым захватом крана-штабелера.

Кран-штабелер имеет мост 6 кранового типа, по которому передвигается тележка 7. К ней прикреплена поворотная колонна 8 с передвигающейся кареткой 9, оснащенной вильчатым захватом.

Механизм передвижения моста состоит из электродвигателя АОЛ42-6, тормоза ТКТ-100 и редуктора РМ350. Механизм передвижения тележки состоит из электродвигателя АО41, тормоза ТКТ-100:

и редуктора ВК-400. Вращение приводных катков моста и тележки происходит от редуктора через трансмиссионные валы. Грузоподъемным механизмом служит тельфер ТЭ2-121, установленный на вращающейся колонне крана-штабелера. Управление краном-штабелером электрокнопочное, с пола.

Ввод в эксплуатацию механизированного склада хранения средних штампов, использование максимально возможной высоты, применение высокоманевренного крана-штабелера позволило значительно повысить производительность труда (штамп выдается на участок штамповки за 1,5—2 мин), высвободить значительные производственные площади (8000 штампов весом до 2 т складируются на площади 650 м²), повысить культуру производства. Техническая характеристика крана-штабелера приведена ниже.

Грузоподъемность в т	2
Высота подъема в м	4,3
Скорость в м/мин:	
подъема	4
перемещения моста	18
перемещения тележки	7
Скорость поворота в об/мин	2,5

В прессово-кузовном корпусе завода внедрена также одна из двух секций механизированного склада для хранения мелких и средних штампованных поковок на многоярусных стеллажах (рис. 4).

При помощи мостовых электрических кранов штампованные поковки доставляются из прессового цеха на механизированный склад. Ящики размером 1600×1150 мм поступают на накопитель 1, а 1200×800 мм — на накопитель 2.

С накопителей ящики с поковками поступают на контрольные весовые устройства 3 и 4. В конце накопителя с обеих сторон установлены устройства, регулирующие автоматическую выдачу ящиков на весовые устройства. На каждом из них установлено по два электромагнита МИС-5100, из которых один работает для выдачи ящиков, а другой для их остановки. Включаются электромагниты от конечных выключателей. Весовые устройства состоят из циферблатных весов РП-3Ц23.

Взвешенный ящик поступает на питатель 5 и 6 и перемещается по роликам на исходную позицию, а затем забирается штабелером и устанавливается в нужную ячейку склада. Ящики перемещаются при помощи толкающей штанги, которая приводится в движение от реверсивного механического привода. Привод состоит из электродвигателя АОЭ41-6, электромагнитного тормоза, червячного редуктора РГУ и цепной передачи. Привод пускается нажатием кнопки оператором на пульте управления, который смонтирован рядом с питателем.

Электромагнит устройства выдачи ящика на весовое устройство включается от конечного выключателя, который включается только в том случае, если приемная позиция свободна.

Ящик, пройдя устройство остановки, нажимает на конечный выключатель, установленный на накопителе, и дает команду электромагниту для задержки остальных ящиков. Взвешенный ящик снимается с весов оператором при помощи включения

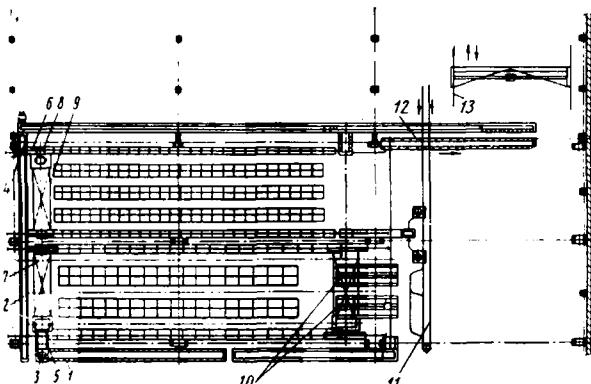


Рис. 4

ячейки привода питателя, который включается только тогда, когда загрузочная позиция на питателе будет свободной. Для этого на загрузочной позиции установлен блокирующий механизм. Подав ящик с груженой тарой на питателя, штанга возвращается в исходное положение, нажимает на конечный выключатель и включает электромагнит устройства выдачи следующего ящика. Затем цикл повторяется. Ящики с питателя 5 со средними штампованными поковками забираются краном-штабелером 7, а с питателя 6 ящики с мелкими штампованными поковками поступают на приемный стол 8, а затем забираются краном-штабелером 9.

Конструкция крана-штабелера (несущий мост, механизмы передвижения крана и крановой тележки) разработана Могилевским заводом подъемно-транспортного оборудования им. Кирова на базе мостовых электрических кранов грузоподъемностью 5 т, а общая компоновка механизированного склада для хранения мелких и средних штампованных поковок выполнена СКБ-3 г. Минска. Общая площадь склада составляет 1550 м², полезная 775 м². Таким образом, коэффициент использования склада равен 0,5. Это достигнуто правильной компоновкой штабелирующего устройства, состоящего из сварной грузовой клети, которая перемещается по вертикальным направляющим квадратного сечения, прикрепленным к раме тележки крана болтами.

На основании рамы грузовой клети имеются телескопические выдвижные вилы, которые состоят из двух неподвижных, двух подвижных направляющих с роликами и двух груженесущих выдвижных балок. Они снимают с питателей и устанавливают ящики на стеллажи.

Вилы могут выдвигаться влево и вправо при помощи реверсивного электромеханического привода. Рядом с грузовой клетью находится кабина оператора, которая прикреплена к

клети болтами. Для ограничения скорости опускания клети предусмотрены лифтовые ловители, установленные на грузовой клети. Оператор управляет краном-штабелером из кабины. Штабелирующее устройство может передвигаться по вертикали и горизонтали, а также по диагонали (включением одновременно скоростей горизонтального и вертикального перемещения). Для горизонтального перемещения предусмотрены две скорости: рабочая 35 м/мин и установочная 10 м/мин. Установочная скорость включается при подходе штабелирующего устройства к нужной ячейке и при совпадении ящика с ячейкой стеллажа, штабелирующее устройство останавливается и приподнимается по высоте от полок стеллажа на 40–60 мм, заходит в ячейку стеллажа, опускает на полки ящик, а вилы возвращаются в прежнее положение.

Если ящик необходимо взять из ячейки, то цикл повторяется в обратном порядке. Необходимая ячейка для ящика определяется автоматически путем набора оператором адреса на адресонабирателе.

Все детали, поступающие на склад, учитываются по учетным карточкам экспедитором, находящимся в специальном помещении, где рядом с рабочим местом установлена картотека.

Детали со склада выдаются экспедитором по заявке. Выбрав соответствующие карточки, он передает их оператору. Последний задает соответствующую команду штабелирующему устройству на выдачу ящика с деталями, а карточка возвращается экспедитору и устанавливается в ячейку картотеки для свободных мест. По количеству карточек определяют наличие свободных ячеек, а по номерам ячеек, записанным в свободных карточках, — номера свободных мест в стеллаже.

Ящики выгружаются и загружаются одними и теми же штабелерами. Ящик, снятый со стеллажа, устанавливается на приемный стол, а затем на приводные накопители 10 с роликовыми шинами. Часть средних штампованных поковок, идущих на подсборку, навешивается вручную на подвесной толкающий конвейер 11 и транспортируется в отделение сборки, а детали, идущие в другие цеха завода, подаются по монорельсу на приводной рольганг 12, а затем кран-балкой 13 устанавливаются на колесный транспорт и подаются к месту назначения. Техническая характеристика механизированного склада приведена ниже.

Грузооборот в т/ч	12
Общая площадь в м ²	1550
Полезная площадь в м ²	775
Общая высота в м	12
Высота стеллажей в м	9
Количество стеллажей:	
в секции мелких штампованных поковок	8
в секции средних штампованных поковок	6
Количество кранов-штабелеров	2
Грузоподъемность кранов-штабелеров в кг	2000
Высота подъема выдвижных вил в м	7
Скорость передвижения штабелирующего устройства в м/мин:	
установочная	10
рабочая	35

С внедрением механизированного склада для хранения мелких и средних штампованных поковок улучшилась организация производства, повысилась культура в цехе, цех и завод получили возможность работать более ритмично, а соответственно повысить качество выпускаемой продукции.

Предполагается экономия от внедрения механизированного склада более 15 тыс. руб. в год.

КНИГА — ПОЧТОЙ

высылает наложенным платежом

книгу Тарко Л. М. «Волновые процессы в трубопроводах гидромеханизмов». Машгиз, 1963. 184 стр. Цена 63 коп.

Заказы направлять по адресу: Москва, К-31, ул. Петровка, 15, отдел «Книга — почтой» магазина № 8.

Конструирование исследования испытания

УДК 621.43—242:629.113:62.97.001.5

Исследование температурного режима поршня двигателя ЗИЛ-130

Канд. техн. наук А. В. КОСТРОВ, В. В. ЕРШОВ
Московский автомеханический институт

В НАСТОЯЩЕЕ время существует ряд экспериментальных способов, позволяющих с достаточной точностью определить температуру в различных частях поршня. Наиболее широкое распространение получил термокомпенсационный способ измерения температуры.

Имеются и аналитические методы определения температуры поршня. Возможно, что эти методы по точности несколько уступают экспериментальным, в частности термокомпенсационному. Однако трудоемкость их выполнения значительно меньше и расчеты могут быть получены в стадии проектирования двигателя.

В настоящей работе оценена точность аналитических расчетов, выполненных по методам А. И. Ибрахима [1] и Б. Я. Гинцбурга [2], путем сравнения расчетных значений температуры поршня с экспериментальными данными.

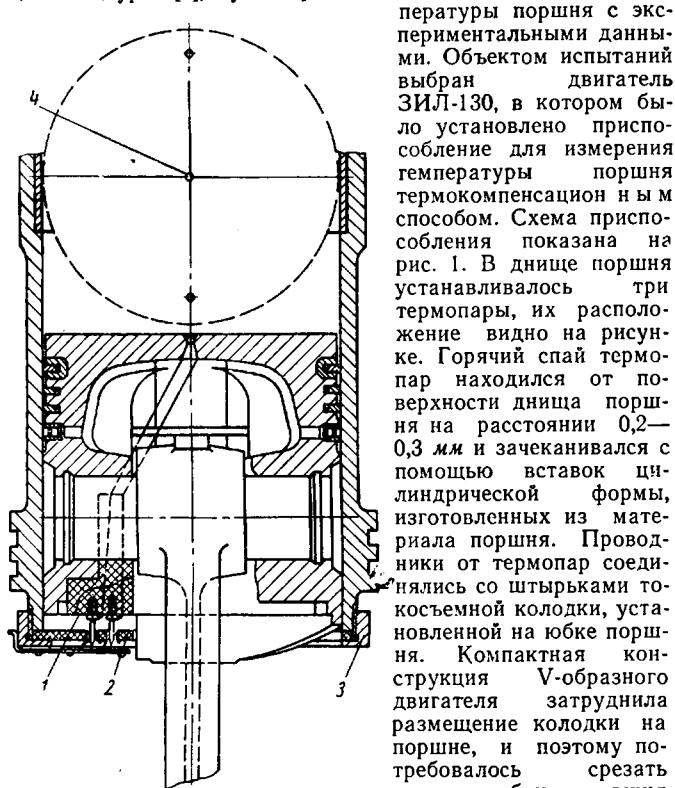


Рис. 1. Схема приспособления для измерения температуры поршня:
1 — токосъемная колодка на поршне;
2 — приемная колодка на гильзе цилиндра;
3 — кольцо крепления токоприемной колодки к гильзе;
4 — место расположения термопар на днище поршня

проводниками с компенсационным прибором и катодным осциллографом.

Измерения и аналитические расчеты температуры поршня выполнялись по внешней скоростной и четырем нагрузочным характеристикам¹.

¹ Нагрузочные характеристики сняты на четырех скоростных режимах: 1000, 1800, 2400 и 3000 об/мин.

Температура в центре днища поршня, определенная экспериментально на исследуемых режимах, приведена на рис. 2 и 3.

Аналитический метод расчета температуры поршня [1] основывается на налинии в центральной части днища поршня участка, от которого все тепло, поступившее от газов, передается картерным газам. Формы и размеры этого участка установлены при математическом исследовании теплопотоков в поршне.

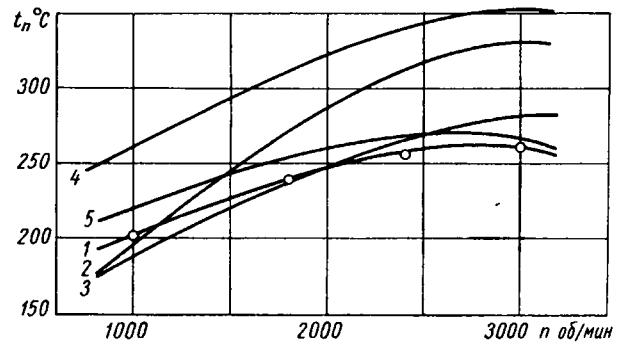


Рис. 2. Температура в центре днища поршня при работе двигателя по внешней скоростной характеристике:

1 — экспериментальные значения; 2 — расчет температуры первым методом с использованием формулы (10); 3 — расчет температуры первым методом с использованием формулы (12); 4 — расчет температуры вторым методом без учета охлаждения поршня маслом, т. е. $m = 0$; 5 — расчет температуры поршня с учетом охлаждения маслом $m = 0.25$

Количество тепла, поступившее в поршень, определяется уравнением [3]

$$Q = \lambda \operatorname{tg} \epsilon, \quad (1)$$

где

$$\operatorname{tg} \epsilon = \frac{T_{\text{экв}} - T_{\text{экв.к.г}}}{\frac{\lambda}{a_{\text{к.г}} f_{\text{г}}} + \frac{\delta}{f_{\text{ср}}} + \frac{\lambda}{a_{\text{к.г}} f_{\text{к.г}}}};$$

$T_{\text{экв}}, T_{\text{экв.к.г}}$ — эквивалентная температура рабочих и картерных газов;

δ — толщина днища поршня;

λ — коэффициент теплопроводности материала поршня; для алюминиевых сплавов $\lambda = 150 \text{ ккал/м}\cdot\text{град.ч}$;

$f_{\text{ср}}$ — средняя площадь рассматриваемого участка в центре днища поршня;

$a_{\text{к.г}}$ и $a_{\text{к.г}}$ — коэффициенты теплоотдачи от рабочих и картерных газов.

Уравнение (1) решается графическим путем, для чего, исходя из работы [1], принимаем: $a_{\text{к.г}} = 100 \text{ ккал/ч}\cdot\text{м}^2$; $T_{\text{экв.к.г}} = -323^\circ\text{K}$; $f_1 = 0.07$; $f_2 = 1.0$ и $f_{\text{ср}} = 0.535 \text{ см}$. Размеры центрального элемента в расчете температуры поршня двигателя ЗИЛ-130 были увеличены пропорционально диаметру цилиндра, но это увеличение не отражается на конечных расчетах и им вполне можно пренебречь.

Аналитический метод расчета температуры поршня, предложенный Б. Я. Гинцбургом, основан на том, что все тепло, поступившее от газов в днище поршня, передается в стакан поршня и далее в гильзу цилиндра и охлаждающую жидкость.

Учитывается и охлаждение днища поршня моторным маслом.

Суммарное теплосопротивление

$$R_{\Sigma} = R_{\partial} + (R_{cm} + R_{u}) (1 - m), \quad (2)$$

где R_{Σ} — суммарное теплосопротивление поршня;

R_{∂} — теплосопротивление днища;

R_{cm} — теплосопротивление стакана поршня;

R_{u} — теплосопротивление гильзы цилиндра;

m — доля тепла, отдаваемого в моторное масло при наличии масляного охлаждения поршня.

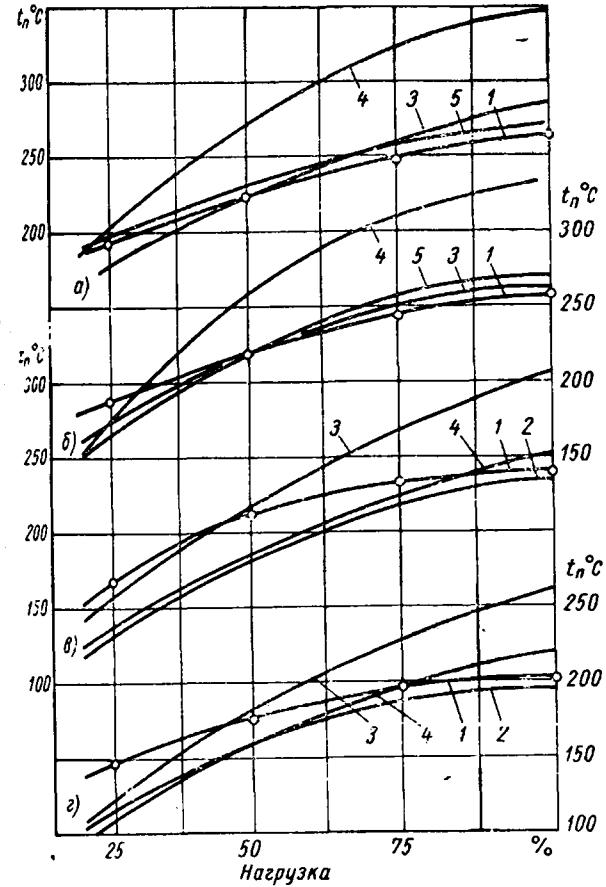


Рис. 3. Температура в центре днища поршня при работе двигателя с различной нагрузкой:

а — $n = 3000$ об/мин; б — $n = 2400$ об/мин; 1 — экспериментальные значения; 3 — расчет температуры первым методом [α_2 по формуле 12)]; 4 — расчет вторым методом при $m = 0$; 5 — расчет температуры вторым методом при $m = 0,25$; в — $n = 1800$ об/мин; г — $n = 1000$ об/мин; 1 — экспериментальные значения; 2 — расчет первым методом [α по формуле (12)]; 3 — расчет вторым методом при $m = 0$; 4 — расчет вторым методом при $m = 0,25$

Обычно при расчете температуры поршня автомобильного двигателя считают, что охлаждение поршня маслом отсутствует и поэтому $m = 0$. Однако экспериментальные исследования теплоотдачи в моторное масло в автомобильных двигателях показывают, что примерно 20—25% тепла поршня передается в масло. Во время работы двигателя поршни интенсивно омываются маслом, выходящим из зазоров шатунных подшипников коленчатого вала.

Дальнейшие расчеты температуры поршня подтверждают целесообразность введения в расчет части тепла, отводимого от внутренней части днища поршня в моторное масло.

Теплосопротивление днища определяется по формуле

$$R_{\partial} = \frac{1}{F} \left(\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{D}{\lambda} \Psi_c \right) \text{град} \cdot \text{ч}/\text{ккал}, \quad (3)$$

где D — диаметр поршня, равный 0,1 м;

F — площадь поршня, равная 0,00785 м²;

Ψ_c — безразмерный параметр тепловой характеристики,

Величину безразмерного параметра тепловой характеристики поршня выбирают по данным работы [2] для случая, когда днище поршня имеет масляное охлаждение. Считаем, что 25% тепла, поступившее в днище поршня от рабочих газов, передается в масло. Из указанного источника $\Psi_c = 0,137$ для поршня с отношением $\frac{\delta}{D} = 0,08$. Поршень двигателя ЗИЛ-130 имеет отношение $\frac{\delta}{D} = 0,09$, поэтому необходимо ввести поправку в безразмерный параметр. Уточнение осуществляется методом интерполяции, тогда $\Psi_c = \frac{0,09}{0,08} 0,13 = 0,147$, в то время как для поршня, не охлаждаемого маслом, $\Psi_c = 0,245$, т. е. значительно больше.

Теплосопротивление стакана поршня определено из той же работы [2], в которой установлено теплосопротивление стакана поршня с $D = 150$ мм и $\delta = 0,012$ м. Двигатель ЗИЛ-130 имеет $D = 100$ мм и $\delta = 0,009$ м. Исходя из геометрического подобия поршней и рекомендаций, что теплосопротивление обратно пропорционально диаметру, получим

$$R_{cm} = R'_{cm} \frac{D'}{D} = 0,0481 \frac{D'}{D} = 0,072 \text{ град} \cdot \text{ч}/\text{ккал}. \quad (4)$$

Учитывая, что $\delta = 0,009$, определим окончательно величину теплосопротивления стакана поршня двигателя ЗИЛ-130 $R_{cm} = 0,067 \text{ град} \cdot \text{ч}/\text{ккал}$.

Теплосопротивление гильзы цилиндра

$$R_u = \frac{\frac{1}{\alpha_2} + \frac{\delta_u}{\lambda_u}}{\pi HD} \text{град} \cdot \text{ч}/\text{ккал}, \quad (5)$$

где $\alpha_2 = 2500 \text{ ккал}/\text{м}^2$ — коэффициент теплоотдачи от внешней поверхности гильзы к охлаждающей жидкости; $\delta_u = 0,006$ — толщина гильзы цилиндра в м; $\lambda_u = 40$ — коэффициент теплопроводности материала гильзы;

$H = 105$ м — высота поршня.

По уравнению (4) установлено теплосопротивление гильзы $R_u = 0,047$. Зная составляющие R_{∂} , R_{cm} , R_u , определим суммарное теплосопротивление. Располагая данными эквивалентной температуры газов, температуры охлаждающей жидкости и суммарным теплосопротивлением, можно определить количество тепла, переданное от газов в днище поршня:

$$Q = \frac{T_{\text{экв}} - T_{\text{охл}}}{R_{\Sigma}} \text{ккал}/\text{ч}. \quad (6)$$

Температура поршня в базовой точке, которая находится в месте стыка стакана с днищем поршня, определяется по формуле

$$T_{\text{баз}} = T_{\text{экв}} - RQ. \quad (7)$$

Перепад температур между базовой точкой и центром днища устанавливается по формуле

$$\Delta T_n = \frac{Q}{F} \cdot \frac{D}{\lambda} \Delta \Psi_c, \quad (8)$$

где $\Delta \Psi_c$ — второй безразмерный параметр тепловой характеристики поршня.

Второй безразмерный параметр установлен для поршня, имеющего масляное охлаждение $\Delta \Psi_c = 0,361$, в то время как без учета масляного охлаждения $\Delta \Psi_c = 0,654$. Температура в центре днища поршня определяется следующим уравнением:

$$T_n = T_{\text{баз}} + \Delta T_n. \quad (9)$$

Анализируя оба указанных аналитических метода расчета температуры поршня, можно установить, что исходными величинами являются коэффициент теплоотдачи от рабочих газов в днище поршня α_2 и эквивалентная температура газов $T_{\text{экв}}$.

Известно, что на величину коэффициента теплоотдачи от газов до некоторой степени влияют температура тепловоспринимающей поверхности и условия вихреобразования у этой поверхности.

Обычно это учитывается соответствующими коэффициентами в расчетных зависимостях, предложенных для определения коэффициента теплоотдачи.

Можно указать на работу В. Пфлаума, в которой установлены различные значения коэффициентов для расчета процесса теплоотдачи в крышку и цилиндр дизеля [4].

Аналогичное явление было установлено при исследовании теплоотдачи в карбюраторном двигателе МЗМА-407. Коэффициенты, определяющие конвективный перенос тепла, были различными для стенок камеры сгорания, цилиндра и днища поршня [5].

Первоначально для определения коэффициента теплоотдачи в днище поршня двигателя ЗИЛ-130 взято уравнение, применяемое для расчета коэффициента теплоотдачи в поршень двигателя МЗМА-407.

Уравнение имеет вид

$$a_2 = 0,99 \sqrt{p^2 T} (1 + 0,055 w_{cm}) \text{ ккал/м}^2 \text{ч}, \quad (10)$$

где p — давление газа в kГ/см^2 ;

T — температура газа в $^{\circ}\text{К}$;

w_{cm} — скорость смеси в м/сек .

Эквивалентная температура газа есть функция коэффициента теплоотдачи от газов и их температуры, т. е. параметров рабочего процесса:

$$T_{eqv} = \frac{1}{a_2 \varphi_0} \int_0^{4\pi} a_2 T_2 d\varphi. \quad (11)$$

Результаты расчетов температуры в центре днища поршня двигателя ЗИЛ-130 первым аналитическим методом с использованием формулы (10) приведены на рис. 2. На малом скоростном режиме двигателя 1000 об/мин совпадение экспериментальных и расчетных значений температуры поршня вполне удовлетворительное, однако с повышением числа оборотов коленчатого вала увеличивается различие в температурах поршня, определенных разными способами. При 3000 об/мин вала расчетное значение температуры поршня превышает действительно измеренную температуру на 60—75°.

Применять уравнение Г. Эйхельберга [6] для расчета коэффициента теплоотдачи нецелесообразно, так как в этом случае значение коэффициента теплоотдачи, а следовательно, и температура поршня будут еще более высокими, чем при определении по формуле (10).

Сделано предположение, что коэффициент, определяющий конвективную теплоотдачу в формуле [10], имеет завышенное значение для двигателя ЗИЛ-130. Можно было изменить численное значение коэффициента перед скоростью смеси в сторону его снижения до 0,033, но на основе рекомендаций М. А. Хайлова [7] введена поправка в коэффициент перед корнем. Тогда уравнение приняло вид

$$a_2 = 0,855 \sqrt{p^2 T} (1 + 0,055 w_{cm}). \quad (12)$$

Расчет температуры поршня с использованием исправленного уравнения показан на рис. 2. В этом случае различие между расчетными значениями температур в центре днища

поршня и экспериментальными составляет не более 10°, т. е. около 3%. Расчет температуры поршня по указанному методу при работе двигателя с постоянным числом оборотов и изменении нагрузки показан на рис. 3. Наибольшее различие между расчетными и экспериментальными данными наблюдается на режимах малых нагрузок и составляет 30—35°, т. е. несколько более 10%. С увеличением скоростного режима двигателя различие в температурах поршня уменьшается.

Аналитическое определение температуры поршня по методу Б. Я. Гинцбурга на исследуемых режимах представлено на рис. 2 и 3. Коэффициент теплоотдачи от газов определялся по формуле (12). Расчет температуры поршня без учета тепла, отдаваемого в моторное масло, приводит к завышенным результатам. При работе двигателя по внешней скоростной характеристике расчетные значения температур превышают экспериментальные данные на 175°С. Снижение нагрузки приводит к уменьшению различия между температурами, но все же большое несовпадение расчетных и экспериментальных данных не дает права использовать этот метод без учета теплоотдачи в масло для расчета температуры поршня автомобильного двигателя.

Введение соответствующего коэффициента и выбор безразмерных параметров с учетом того, что 25% тепла от поршня передается в масло, существенно уточняют расчет и делают его вполне пригодным для определения температуры поршня автомобильного двигателя.

В этом случае расчеты температуры поршня по двум рассмотренным методам практически совпадают между собой и отличаются от экспериментальных измерений температур приблизительно на 3—5%.

Дальнейшее уточнение аналитических расчетов потребует введения переменных значений коэффициента теплоотдачи от внутренней части днища поршня к картерным газам и коэффициента t , учитывающего часть тепла, передаваемого в масло. Особенно это необходимо для режима малых нагрузок, когда температура поршня значительно снижается и условия теплоотдачи со стороны картера изменяются.

ЛИТЕРАТУРА

1. Ibrahim Abdelfattah A. I. «Automobile Engineer», August, 1954.
2. Гинцбург Б. Я. Термовая напряженность поршней двигателей внутреннего сгорания. Углетехиздат, 1958.
3. Костров А. В. «Автомобильная промышленность», 1965, № 5.
4. Pflaum W. «La Termotecnica», 1963, № 4, т. 17.
5. Ленин И. М., Костров А. В. «Автомобильная промышленность», 1963, № 6.
6. Григорьев М. А., Пименов А. М. «Автомобильная промышленность», 1966, № 7.
7. Хайлор М. А. «Вестник машиностроения», 1965, № 4.

УДК 621.436.03:629 113.001.5

Расчет ограничительной характеристики подачи топлива дизеля без наддува при изменении барометрического давления

Кандидаты техн. наук Э. В. ПЬЯДИЧЕВ, О. П. ПОНОМАРЕВ
ЧИНА

ФОРСИРОВАНИЕ современных автотракторных дизелей по среднему эффективному давлению за счет оптимальной организации рабочего процесса достигло такого уровня, что изменения параметров воздуха на выпуске влияют на рабочие параметры дизеля, а в случае значительного изменения плотности воздуха, обусловленного, например, горными условиями, ведут к серьезному нарушению рабочего процесса дизеля вплоть до его быстрого выхода из строя. Это заставляет по-иному оценивать расчетное определение влияния внешних условий на эксплуатационные параметры дизелей и корректирование регулировок топливной аппаратуры в дизелях в зависимости от атмосферных условий (что до последнего времени считалось второстепенным) не так, как в карбюраторных двигателях.

На рис. 1 приведены результаты исследования дизеля ЯМЗ-236 при работе на номинальном режиме в условиях переменной плотности воздуха¹ [1]. При давлении 660 мм рт. ст. , что соответствует по МСА высоте около 1000 м над уровнем моря, температура отработавших газов t_2 при неизменной подаче топлива $q_u = \text{const}$ (кривая 1) растет с 630° (при 750 мм рт. ст.) до 700°, а при давлении 600 мм рт. ст. (2000 м над уровнем моря) до 740°, что является совершенно недопустимым.

¹ Исследования проводились без вентилятора и регулятора при поддержании температуры воды в системе охлаждения, равной 80—85°. Идентичность условий охлаждения при переменном барометрическом давлении достижима и в эксплуатационных условиях за счет применения замкнутой системы охлаждения (для дизелей с водяным охлаждением) и терmostатической системы отключения вентилятора, применяемой, например, в автомобильных дизелях «Дойц».

мы для дизеля с точки зрения надежности и долговечности, не говоря уже о дымности выпуска и увеличении удельного расхода топлива на 5—7%.

При большей высоте эти явления усиливаются, за исключением температуры отработавших газов, которая, начиная с давления 550 мм рт. ст., падает в связи со сдвигом процесса сгорания на такт расширения.

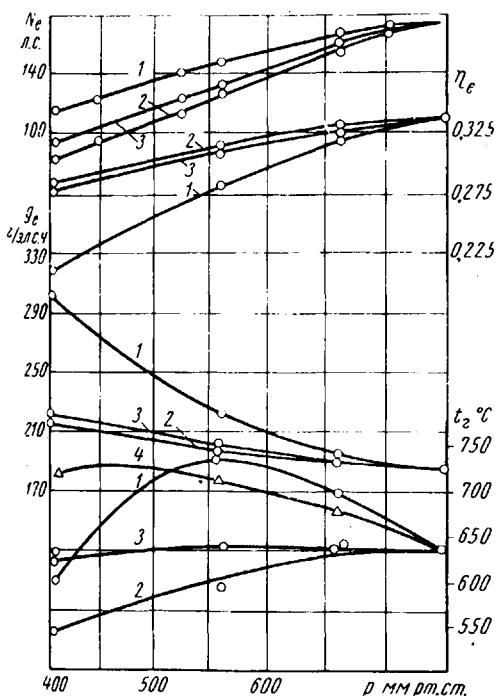


Рис. 1. Зависимость основных параметров дизеля ЯМЗ-236 от барометрического давления при различных характеристиках изменения максимальной подачи топлива

Следовательно, при эксплуатации дизелей в условиях пониженного давления воздуха необходимо уменьшать максимальную подачу топлива (в случае отсутствия на дизеле устройства для ограничения максимальной подачи топлива). Вопрос о выборе оптимальной характеристики для изменения подачи топлива в зависимости от высоты рассматривался и ранее [2]. Очевидно, что ограничение подачи по закону сохранения неизменным значения коеффициента избытка воздуха $\alpha = \text{const}$ (кривые 2) нерационально в связи со значительным понижением средней температуры цикла, что прослеживается по температуре отработавших газов.

Работа дизеля ЯМЗ-236 по оптимальной характеристике $\alpha_{\text{опт}}$ (кривая 4), предложенной В. В. Махалдииани для дизелей ДТ-54 и Д-35, также нерациональна в связи со значительным повышением температуры отработавших газов и теплонапряженности. С этой точки зрения оптимальной характеристикой ограничения подачи, очевидно, будет характеристика $t_2 = \text{const}$. Такому условию примерно соответствует характеристика $\frac{t_2}{\alpha_{\text{эк}}} = \text{const}^*$ (кривые 3), исследованная на дизеле ЯМЗ-236. Как видно из рис. 1, при работе дизеля по оптимальной характеристике величина t_2 сохраняется примерно на одном уровне, эффективный к.п.д. мало меняется и потеря мощности не так велика, как в случае работы по характеристике $\alpha = \text{const}$.

Ниже приводится порядок расчета оптимальной ограничительной характеристики $\frac{t_2}{\alpha_{\text{эк}}} \left(\frac{G_{m_{\text{эк}}}}{G_m} \right) = \text{const}$ на базе разработанной методики перестройки характеристик безнаддувных дизелей к заданным атмосферным условиям [1, 3].

* Индексом эк здесь и далее обозначаются значения параметров, соответствующих максимальному значению эффективного к.п.д.

Для расчета ограничительной характеристики необходимо знать параметры нагрузочной характеристики наnominalном скоростном режиме, снятой при стандартном барометрическом давлении p_0 .

Порядок расчета следующий:

1. Исходными данными для расчета являются величины

$$\frac{g_{e_{\text{эк}0}}}{g_{e_{\text{но}}} \text{ и } \frac{G_{m_{\text{эк}0}}}{G_{m_{\text{но}}}},$$

где $g_{e_{\text{эк}0}}$, $g_{e_{\text{но}}}$ — величины минимального удельного эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике и наноминальном режиме в г/л.с.ч. ;

$G_{m_{\text{эк}0}}$, $G_{m_{\text{но}}}$ — величины часового расхода топлива наэкономическом режиме и на режименоминимальной нагрузки в кг/ч.

При любом изменении барометрического давления p

$$\frac{g_{e_{\text{эк}0}}}{g_{e_{\text{но}}} = \frac{g_{e_{\text{эк}}}}{g_{e_{\text{но}}} \text{ и } \frac{G_{m_{\text{эк}}}}{G_{m_{\text{но}}} = \frac{G_{m_{\text{эк}}}}{G_{m_{\text{но}}}}.$$

2. По соотношению $\frac{p}{p_0}$ определяются величины изменившихся экономических значений параметров, соответствующих заданному давлению воздуха p :

$$g_{e_{\text{эк}}} = \frac{g_{e_{\text{эк}0}}}{0,54 + 0,64 \frac{p}{p_0} - 0,18 \left(\frac{p}{p_0} \right)^2}; \quad (1)$$

$$G_{m_{\text{эк}}} = G_{m_{\text{эк}0}} \left[\frac{p}{p_0} \left(1,36 - 0,36 \frac{p}{p_0} \right) \right]. \quad (2)$$

3. По известным величинам $\frac{G_{m_{\text{эк}0}}}{G_{m_{\text{но}}}}$ и $\frac{g_{e_{\text{эк}0}}}{g_{e_{\text{но}}}}$ определяются значения $g_{e_{\text{но}}}$ и $G_{m_{\text{но}}}$:

$$g_{e_{\text{но}}} = \frac{g_{e_{\text{но}}}}{g_{e_{\text{эк}}} g_{e_{\text{эк}}}};$$

$$G_{m_{\text{но}}} = G_{m_{\text{но}}} \frac{G_{m_{\text{эк}}}}{G_{m_{\text{эк}0}}}, \quad (3)$$

соответствующие ограничительной характеристике.

4. Мощность при значении барометрического давления p

$$N_{e_{\text{но}}} = \frac{G_{m_{\text{но}}}}{g_{e_{\text{но}}}}.$$

При работе по ограничительной характеристике $\frac{t_2}{\alpha_{\text{эк}}} = \text{const}$ мощность дизеля ЯМЗ-236 по сравнению с регулировкой $\alpha = \text{const}$ при $p = 405$ мм рт. ст. увеличивается на 11,25%, эффективный к.п.д. уменьшается на 3,5%, а по сравнению с регулировкой $G_m = \text{const}$ мощность уменьшается на 17%, а эффективный к.п.д. увеличивается на 37%.

Справедливость изменения топливоподачи по регулировочной характеристике $\frac{t_2}{\alpha_{\text{эк}}} = \text{const}$ подтверждилась результатами исследования в ЦНИИА дизелей 1Д6 и СМД-14. Независимо от угла опережения впрыска топлива ограничительные характеристики по условию $\frac{t_2}{\alpha_{\text{эк}}} = \text{const}$ определяют неизменность температуры отработавших газов (соответственно для каждого постоянного значения угла опережения впрыска топлива).

На моторных и тракторных заводах, поставляющих двигатели и тракторы в районы с плотностью воздуха, отличной от стандартной целесообразно регулировать топливную аппаратуру дизелей по ограничительной характеристике $\frac{t_2}{\alpha_{\text{эк}}} = \text{const}$ для обеспечения их заданного моторесурса.

Для автомобильных дизелей, работающих, как правило, в условиях больших диапазонов изменения атмосферных усло-

вий, в силу большой протяженности рейсов автомобилей, очевидно, единственным рациональным решением является введение в топливную аппаратуру автоматического устройства, обеспечивающего изменение максимальной подачи топлива в зависимости от барометрического давления по ограничительной характеристике.

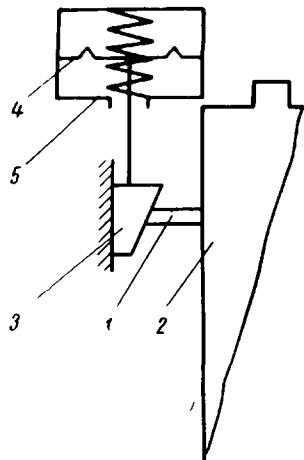


Рис. 2. Схема автоматического устройства для ограничения максимальной подачи топлива в зависимости от барометрического давления

На рис. 3 приведены результаты исследования дизеля ЯМЗ-236 с автоматом ограничения подачи топлива: характеристики изменения эффективной мощности N_e , часового расхода топлива G_m , коэффициента избытка воздуха α и перемещения x рейки топливного насоса в зависимости от изменения барометрического давления. Характеристика автомата рассчитывалась по параметру $\frac{\alpha}{\alpha_{\text{эк}}} = \text{const}$.

Расчетные (штриховые) и экспериментальные (сплошные) линии практически совпадают по нагрузочным характеристикам при уменьшении барометрического давления до $p = 550 \text{--} 500 \text{ мм рт. ст.}$ Далее наблюдается некоторое увеличение измеренного расхода топлива, которое объясняется не-прямолинейностью ограничительной характеристики $\frac{\alpha}{\alpha_{\text{эк}}} = \text{const}$ и прямолинейной зависимостью перемещения штока ограничителя максимальной подачи топлива от изменения барометрического давления.

Для сравнения на рис. 3 показана характеристика изменения $\alpha_{\text{опт}}$, предложенная для тракторных дизелей [2]. При работе дизеля ЯМЗ-236 по этой характеристике коэффициент избытка воздуха уменьшается до величины менее $\alpha = 1,2$ при падении барометрического давления ниже 550 мм рт. ст.

Уменьшение коэффициента избытка воздуха ниже значения $\alpha = 1,2$ на дизеле ЯМЗ-236 [1] обусловливает недопустимо высокую температуру отработавших газов.

Таким образом, при работе дизелей в условиях пониженно-го барометрического давления ограничение максимальной по-

дачи топлива по характеристике $\alpha = \text{const}$ нецелесообразно. Оптимальной характеристикой для ограничения максимальной подачи топлива в зависимости от плотности воздуха является характеристика, обеспечивающая постоянство температуры отработавших газов. Предлагаемый метод расчета ограничительной характеристики $\frac{\alpha}{\alpha_{\text{эк}}} = \text{const}$ позволяет поддерживать неизменной температуру отработавших газов.

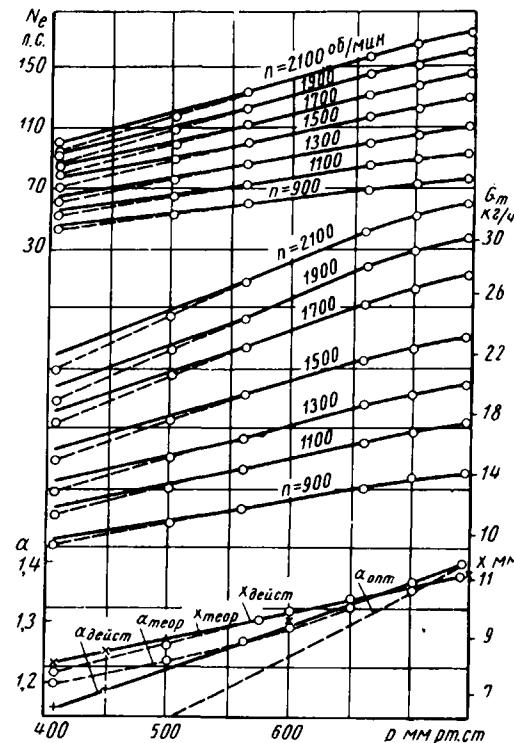


Рис. 3. Зависимость от барометрического давления N_e , G_m , α и перемещения рейки при различных характеристиках изменения максимальной подачи топлива

ЛИТЕРАТУРА

- Пономарев О. П., Пядичев Э. В. «Автомобильная промышленность», 1964, № 8.
- Махалдани В. В. «Автомобильная и тракторная промышленность», 1956, № 1.
- Пядичев Э. В. Труды ЦНИТА. Вып. 21. Л., 1964.

УДК 621.43.044.6:629.113

Проблемы охлаждения автотракторных генераторов

В. Ф. АЛЕКСЕЕВ, В. И. ВАСИЛЕВСКИЙ, И. А. КУЗНЕЦОВА

СОЗДАНИЕ новых автотракторных генераторов с повышенной степенью использования материалов, экономичных и надежных в эксплуатации, связано с решением ряда научно-технических проблем, среди которых одной из главных является интенсификация охлаждения генераторов.

Если при поверочных расчетах существующих типов генераторов наиболее эффективным является способ экспериментальных измерений (перегревов различных участков генераторов — с помощью термопар, датчиков, расхода и напора воздуха — в различных режимах работы генератора), то при проектировании вновь создаваемой конструкции генератора целесообразно применять другой, наиболее эффективный способ.

Этот способ заключается: в необходимости вентиляционного и теплового моделирования наиболее ответственных участков машины (статора, ротора, обмоток и т. д.); в подробных натурных испытаниях для определения температурных полей, расхода и напора охлаждающего воздуха; в выявлении влияния конфигурации участков воздухопровода на напор и расход воздуха; в улучшении метода эквивалентных тепловых схем замещения с целью их максимального приближения к действительным величинам перегревов отдельных участков; в выявлении и определении оптимальных закономерностей, влияющих на тепловые и вентиляционные свойства генераторов.

Все эти исследования позволяют проектировщикам автотракторных генераторов определить наиболее тяжелые тепловые режимы работы генераторов и выбрать их рациональную систему охлаждения. Кроме того, данные исследования дадут полное представление только о вполне определенном стационарном режиме нагрева (например, в режиме технических условий или в режиме естественной характеристики).

Выявляя тепловые и вентиляционные свойства генераторов в стационарном режиме, т. е. в режиме, искусственно выбранном и взятом за наиболее тяжелый, заведомо создают конструкцию генератора с большим коэффициентом запаса, так как ни один автотракторный генератор не работает в стационарном режиме. Наиболее целесообразно исследовать тепловые и вентиляционные свойства генераторов в нестационарном режиме их работы, с учетом тех особенностей, которые и отличают автотракторные генераторы от обычного стационарного электрооборудования.

Определение закономерностей в нестационарном режиме работы автотракторных генераторов, выявление взаимообусловленности и взаимосвязи отдельных параметров и факторов дает возможность более правильно подойти к решению воп-

росов по выбору геометрических параметров, материалов, системы охлаждения и в целом всей машины.

Предлагаемая методика была применена на генераторе Г290, изготовленном взамен Г261 и вновь спроектированном генераторе Г250*. Расчет системы охлаждения и выбор новой конструкции вентилятора дали возможность повысить мощность генератора Г290 с 3000 до 3750 вт, снизить вес генератора более чем на 1,5 кг, сохранив перегревы основных частей генератора в допустимых пределах.

Естественно, что достижения вычислительной техники должны быть использованы при решении задач оптимального проектирования генераторов, вентиляционных и тепловых расчетов.

Осуществление комплекса необходимых мероприятий по улучшению охлаждения генераторов позволит повысить удельную мощность и снизить вес каждого изделия на 10—15%. Это означает, что каждый восьмой-десятый генератор будет изготовлен из сэкономленного материала.

* В. М. Алексеев, В. И. Василевский и др. «Автомобильная промышленность», 1968, № 2.

УДК 629.113.001.1:62—19

О конструктивной надежности автомобиля

Д-р техн. наук Р. В. РОТЕНБЕРГ

Надежность автомобиля определяется рядом свойств и их показателей [1 и 2]. Рассмотрим наиболее распространенные из них: вероятность безотказной работы p , широко используемую при теоретических расчетах, и наработку на отказ $s_{отк}$, удобную при оценке надежности автомобиля в эксплуатации и измеряемую обычно числом километров пробега между появлением отказов.

Величины p и $s_{отк}$ взаимно связаны. Установим эту связь при упрощающих предположениях. Если N_0 — число автомобилей в начале эксплуатации, а s — заданная величина пробега, то N_0sp — наработка исправных автомобилей (в км). Если вероятность отказа i -го изделия составляет $1-p_i$, а пробег до появления отказа соответственно $s_i < s$, то при общем числе отказавших автомобилей n наработка на отказ составит

$$s_{отк} = \frac{N_0ps + \sum_{i=1}^n N_0(1-p_i)s_i}{N_0(1-p)} \geq s_{min}.$$

Минимальная наработка на отказ

$$s_{min} = \lim_{s_i \rightarrow 0} s_{отк} = \frac{p}{1-p} s. \quad (1)$$

Отсюда минимальное значение вероятности безотказной работы

$$p = \frac{s_{отк}}{s + s_{min}}. \quad (2)$$

График, соответствующий этому выражению, приведен на рис. 1.

Для автомобиля примем величину s , соответствующей пробегу до капитального ремонта ($s \approx 120$ тыс. км). В настоящее время можно считать приемлемой наработку на отказ $s_{min} = s_{отк} \approx 5$ тыс. км, т. е. пробег между техническими обслуживаниями № 2. При обычной системе технического обслуживания и достаточно развитой технической диагностике такая величина s_{min} может обеспечить практически безотказную работу автомобиля от одного технического обслуживания до другого, т. е. за пробег s . По формуле (2) или рис. 1 определим, что желательная величина безотказной работы автомобиля должна быть в этом случае не менее 4% при обычных условиях эксплуатации. Таким образом, особенность автомобиля состоит в том, что для него достаточна очень небольшая вероятность

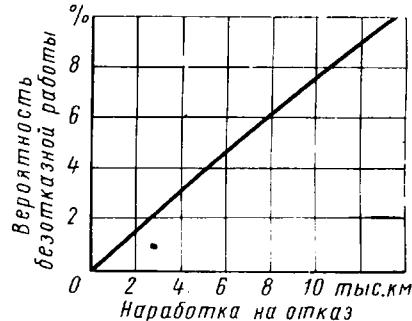


Рис. 1. Связь между наработкой на отказ автомобиля и минимальной вероятностью безотказной работы

В существующих автомобилях действительная наработка на отказ значительно меньше необходимой. Задача заключается в том, чтобы увеличить надежность автомобилей в несколько раз. Проблема повышения надежности является весьма важной, так как отказы наступают, несмотря на большие затраты времени и средств на службу технического обслуживания и ремонта автомобиля. За амортизационный срок они превышают стоимость изготовления автомобиля в 7 раз по денежным затратам и в 60 раз по трудоемкости изготовления.

Надежность автомобиля закладывается при проектировании, обеспечивается при его изготовлении, поддерживается и проявляется в эксплуатации. Поэтому учет требований надежности при конструировании автомобиля имеет первостепенное значение.

Условимся понимать под конструктивной надежностью сумму мероприятий по обеспечению надежности конструкции, проводимых на стадии проектирования автомобиля.

*Естественно, что не все отказы равнозначны и поэтому необходима дифференцированная их оценка, в частности по последствиям отказов [3].

Основные направления, позволяющие обеспечить конструктивную надежность механизмов и систем автомобиля, сводятся к следующему:

1. Конструкция должна быть простой, с минимальным числом элементов. Наблюдающееся постепенное усложнение конструкции автомобиля не снижает надежности последнего только в том случае, если сопровождается комплексом мероприятий, поддерживающих или повышающих его безотказность.

2. Каждый элемент (деталь, узел, система) должен обладать возможно более высокой надежностью. Практически это достигается широким использованием стандартизованных, нормализованных, унифицированных элементов, полагая, что они лучше отработаны и более надежны, чем нестандартные.

3. Функциональная схема изделия должна выбираться так, чтобы обеспечить высокую его безотказность (схемная надежность).

4. В необходимых случаях должно использоваться резервирование, т. е. создание в конструкции резервов того или иного вида, повышающих вероятность безотказной работы изделия.

5. Пределы изменения выходных параметров в процессе эксплуатации изделия должны быть достаточно широкими.

6. Режим работы элемента должен быть при необходимости облегчен защитой его от влияния окружающей среды, уменьшением числа и продолжительности ликовых нагрузок и т. п.

7. Последствия отказов должны быть минимальными.

8. При конструировании должна быть предусмотрена совершенная технология изготовления.

9. Необходимы легкость контроля исправного состояния конструкции, легкость замены невосстанавливаемых деталей и узлов и удобство восстановления предназначенных для этого элементов, удобство сборки, регулировки, разборки конструкции.

Для обеспечения конструктивной надежности необходима хорошо наложенная служба по сборке, обработке, использованию информации об отказах и причинах недостатков в надежности конструкции, а также по анализу надежности прототипов и аналогичных конструкций.

Приведенное деление является условным, так как отдельные направления, например, перечисленные в пп. 3, 4, 5, тесно связаны друг с другом.

При проектировании автомобиля так или иначе используются все перечисленные выше направления.

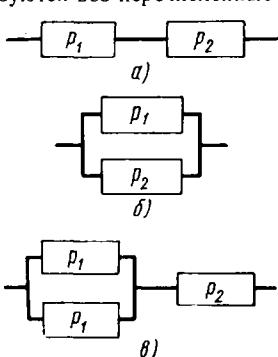


Рис. 2. Схемы соединения элементов

Прежде чем останавливаться на этом подробнее, рассмотрим, как отражается на безотказной работе изделия тот или иной способ соединения его элементов [4].

Схемы соединения элементов и резервирования. На рис. 2 приведены схемы последовательного (а), параллельного (б) и смешанного (в) соединений элементов. Вероятность безотказной работы последовательно соединенных элементов

$$p = p_1 p_2 \dots = \prod_{i=1}^n p_i.$$

Если, например, один элемент «надежный» $p_1=0,5$, а другой — «надежный» $p_2=0,8$, то $p=0,5 \cdot 0,8=0,4$. Надежность последовательного соединения получается ниже надежности самого ненадежного элемента. В автомобиле большинство элементов соединены последовательно, например, двигатель и трансмиссия.

Вероятность безотказной работы параллельно включенных элементов равна

$$p = 1 - (1 - p_1)(1 - p_2) \dots = 1 - \prod_{i=1}^n (1 - p_i).$$

Если элементы с $p_1=0,5$ и с $p_2=0,8$ соединить параллельно, то получим $p=1 - 0,5 \cdot 0,2=0,90$, т. е. надежность параллельного соединения выше надежности самого надежного элемента.

В автомобиле примерами параллельных включений с появлением частичных отказов при отказе одного элемента являются ведущие мосты автомобиля при раздельном их приводе, сдвоенные шины задних мостов, включение источников тока, применение двух и более ремней в клиновременных передачах, основного и дополнительного упругих элементов в подвеске, включение сателлитов планетарной передачи и др.

Смешанное соединение включает как последовательно, так и параллельно соединенные элементы. Пусть для последовательного соединения величина $p=0,4$ недостаточна. Присоединим параллельно «ненадежному» элементу второй такой же элемент (рис. 2, в)

Тогда получим

$$p = [1 - (1 - p_1)^2] p_2 = (1 - 0,25) 0,8 = 0,6,$$

т. е. вероятность безотказной работы значительно возросла.

В автомобиле примером смешанного соединения является включение источников, связанных между собой параллельно, и каждого потребителя электрической энергии, соединенного последовательно с источниками тока¹.

Введение в конструкцию резервных элементов является средством получения надежных изделий из малонадежных элементов.

Резервирование ведет к увеличению веса, объема и стоимости изделия. Поэтому резервированием чаще пользуются в радиоэлектронных изделиях, где размеры элементов невелики, а требования к безотказности изделия обеспечить нелегко.

В механических системах резервирование применяется при следующих основных предпосылках:

1. Эффект, который дает резервирование, себя оправдывает.

2. Надежность элементов изделия недостаточна и не может быть повышена более простыми средствами.

3. В изделии предусмотрен ответственный («слабый») элемент, отказ которого равносителен отказу всего изделия.

4. Отказ одного элемента (основного) не вызывает отказа другого элемента (дополнительного).

5. Обеспечена возможность своевременного переключения с одного элемента на другой (с основного на резерв).

Несмотря на перечисленные ограничения, резервирование имеет достаточно широкое распространение в автомобильных конструкциях. Прежде чем это пояснить, рассмотрим основные виды резервирования.

Схемное резервирование. Резервирование возможно по изделию (общее резервирование) или его элементам (помощнее резервирование). Это по существу один из схемных методов, при котором параллельно включаются одинаковые целевые изделия или их элементы.

Условимся относить к резервированию не только системы с избыточными элементами, но и параллельные включения, при которых отказ одного элемента не вызывает отказа всего изделия, а в худшем случае ведет лишь к некоторому снижению его работоспособности.

Резервирование с использованием дополнительного (резервного, запасного) элемента — частный случай. Более общим является создание запаса (резерва) по тому или иному параметру, определяющему основные свойства изделия (например, мощность, прочность, теплостойкость и т. п.).

При схемном резервировании различают три основные способы включения резервного элемента: нагруженный (горячий); ненагруженный (холодный); облегченный (тесный).

Схемой с нагруженным резервом является любое параллельное соединение элементов, при котором в случае отказа одного элемента продолжает работать другой. Встречаются конструкции спортивных и специальных автомобилей с двумя двигателями, передающими мощность на общую трансмиссию автомобиля. Так как движение возможно и при одном работающем двигателе, второй играет роль горячего резерва.

Схемой с ненагруженным резервом является такая, при которой каждый из параллельно включенных элементов работает поочередно. Это включение способствует увеличению долговечности одного из элементов, но могут возникнуть дополнительные трудности при переключении с основного элемента на резервный. Система с холдным резервом широко используется в системе пуска двигателей: помимо основной системы

¹ Структурные схемы соединения элементов с точки зрения надежности не всегда совпадают с функциональными или электрическими схемами соединения тех же элементов.

(электрический стартер), предусмотрена дополнительная — ручной пуск при малой мощности двигателя или пуск от сжатого воздуха при двигателях значительной мощности. Переход с основной системы на резервную не встречает трудностей. Иначе обстоит дело, например, с обеспечением надежной работы рулевого гидропривода, имеющего основной насос с приводом от двигателя и в холодном резерве насос с приводом от колеса. Переход от основного элемента к резервному должен быть автоматическим и обеспечиваться специальными муфтами.

Облегченное резервирование встречается в некоторых электронных схемах. Например, параллельно основной лампе включается резервная, находящаяся под слабым током. Благодаря этому переход с основной лампы на резервную происходит более быстро, без затрат времени на прогрев ее нити.

Возможно также смешанное резервирование, когда один из элементов может служить то холодным, то горячим резервом, как, например, в автомобилях с двумя двигателями, о которых упоминалось выше.

Общее и поэлементное резервирование в автомобилях применяется в системах, связанных с безопасностью движения, например, в тормозных системах и шинах.

Рассмотрим схемы нескольких типовых тормозных систем. В тормозных системах ряда отечественных и зарубежных автомобилей, выпускавшихся после окончания войны, усилие от педали или ручного рычага передавалось на один и те же тормозные механизмы колес. Часть привода была, таким образом, включена параллельно, а остальная часть тормозной системы — последовательно.

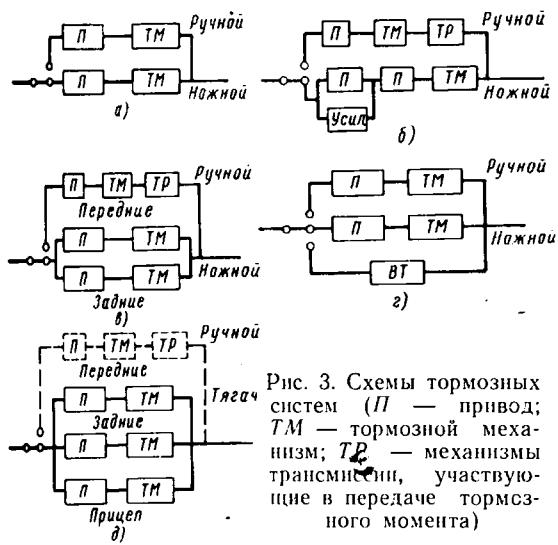


Рис. 3. Схемы тормозных систем (*П* — привод; *ТМ* — тормозной механизм; *ТР* — механизмы трансмиссии, участвующие в передаче тормозного момента)

Последние 20 лет для легковых автомобилей наибольшее распространение имела схема, приведенная на рис. 3, а. Ножная и ручная тормозные системы имели отдельные привод и тормозные механизмы с параллельным включением обеих систем. При этом ручной тормоз служил холодным резервом. Центральное расположение тормоза заставляет включить в его структурную схему механизмы трансмиссии, участвующие в передаче тормозного момента.

На грузовых автомобилях с полным весом до 8 т и на легковых автомобилях высокого класса, в тормозную систему ножного тормоза вводится усилитель, включенный по схеме, близкой к нагруженному резерву (рис. 3, б): при отказе усилителя торможение остается возможным за счет мускульной силы водителя. Однако схема не соответствует в точности принципиальной схеме с нагруженным резервом, так как наступает отказ при неисправном гидравлическом цилиндре усилителя, что не должно происходить при параллельном включении.

За последние годы получают распространение тормозные системы повышенной надежности, отличающиеся тем, что одна ножная тормозная система заменяется двумя системами, параллельно связанными друг с другом и работающими по схеме нагруженнего резерва. На схеме рис. 3, в одна часть ножной тормозной системы действует на передние колеса, а другая — на задние.

Во всех этих схемах тормозные механизмы колес работают в условиях большой тепловой напряженности и с износом, порождающим опасность отказа. Стремление разгрузить основную тормозную систему привело к появлению на грузовых автомобилях и автобусах, главным образом с дизелями, третьей тормозной системы, обычно в виде выпускного тормоза *ВТ*, включенного параллельно двум остальным системам (рис. 3, г). Преимущество схемы заключается в том, что при некоторых тяжелых режимах (горные условия, затяжные спуски и др.) основная система становится ненагруженным резервом. Появились предложения переноса ручного тормоза на задние колеса, повышающего надежность ручного тормоза.

Идеи параллельных включений широко используются в тормозных системах автопоездов. Значительный вес поезда и большие скорости движения требуют особо надежных тормозов при междугородных перевозках. Тормозная система разбивается на ряд контуров, параллельно связываемых друг с другом. Одна из таких систем представлена на схеме (рис. 3, д), где ножная система включает три независимых контура соответственно с передними и задними тормозами тягача, а также с тормозами прицепа.

Схемы тормозных систем не всегда повторяют в точности схемы с резервированием, применяемые, например, в радиоэлектронике. Однако идеи параллельных включений помогают повышать безопасность движения автомобилей и автопоездов.

Своебразной формой резервирования является использование запасных частей, возимых на самом автомобиле, например, запасного колеса. Вопрос о том, нужно ли оно или сколько должно быть запасных колес, может, видимо, получить обоснование в зависимости от требуемой надежности, условий работы шин, числа колес на автомобиле и других факторов.

Описанные способы повышения надежности механизмов и систем автомобиля, хотя и соответствуют общим положениям теории надежности, но появляются независимо от ее развития. Возникает вопрос, — что может дать теория надежности и можно ли, как и прежде, решать каждый возникающий вопрос, руководствуясь опытом и здравым смыслом.

Существует ряд причин, требующих применения теории надежности уже в стадии проектирования автомобиля. Основные из них следующие:

1. Возможность обобщения частных решений, приемов, догадок, сведение их в единую систему. Недостаточная надежность существующих автомобилей требует такой общей теории обеспечения надежности автомобиля и его элементов.

2. Растущее число автоматических устройств и систем автомобиля, усложнение его конструкции. Например, система переключения передач с рычагом на коробке может быть сделана безотказной и без теории надежности. Для коробки передач с автоматическим управлением надежная работа «сама собой» уже может не обеспечиваться, так как необходимы мероприятия по безотказности работы системы.

3. Возможность прогнозирования надежности, сравнения и количественной оценки надежности различных систем и механизмов автомобиля уже в стадии проектирования.

Приведем пример.

Тормозные системы повышенной надежности. Рассмотрим несколько тормозных систем с гидравлическим тормозным приводом.

Для оценки надежности той или иной системы необходимо составить структурную схему включения ее элементов. Эта схема не повторяет их топографического размещения или идеи параллельности и последовательности электрических систем. В основе схемы лежит влияние элементов на вероятность безотказной работы системы.

На рис. 4, а приведена обычная схема тормозной системы с гидравлическим приводом. Ее элементы: главный тормозной цилиндр и тормозы, состоящие из тормозных механизмов и рабочих цилиндров с соответствующими участками тормозных трубопроводов. Отказ любого из этих элементов приводит к выходу из строя всей тормозной системы. Поэтому соединение элементов тормозной системы приходится считать последовательным. Рассмотрим схему, приведенную на рис. 4, б. Обозначим вероятности безотказной работы главного тормозного цилиндра $p_{Г,Ц}$, тормоза p_m , тормозного механизма и привода соответственно $p_{Т,М}$ и $p_{П}$. Полагая вероятности безотказной работы для тормозов всех колес одинаковыми, для надежности тормозной системы получим

$$P = p_{Г,Ц} p_m^4 p_{Т,М}^4 = p_{Г,Ц} p_T^4. \quad (3)$$

В настоящее время нет достаточных данных о надежности элементов тормозных систем. Поэтому примем пока следующие числовые значения: новый автомобиль $p_{ГД} = 0,88$ и $p_T = 0,69$; находящийся в эксплуатации $p_{ГД} = 0,84$ и $p_T = 0,59$.

С помощью выражения (3) определим, что вероятность безотказной работы тормозной системы составит $p \approx 20\%$ у нового автомобиля и $p \approx 14\%$ у автомобиля после некоторой его эксплуатации.

Использование приближенной формулы (1) даст минимальную наработку на отказ около 27 тыс. км для нового автомобиля и 13,2 тыс. км для автомобиля, находящегося в эксплуатации. Эта последняя цифра близка к данным обследования тормозных систем автомобилей ряда автохозяйств [5].

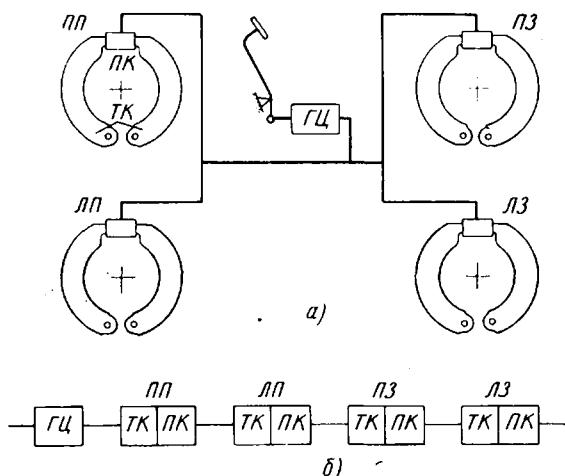


Рис. 4. Тормозная система с гидравлическим приводом (ПК — рабочий цилиндр привода к колесу с соответствующим участком трубопровода):

а — функциональная схема; б — структурная схема

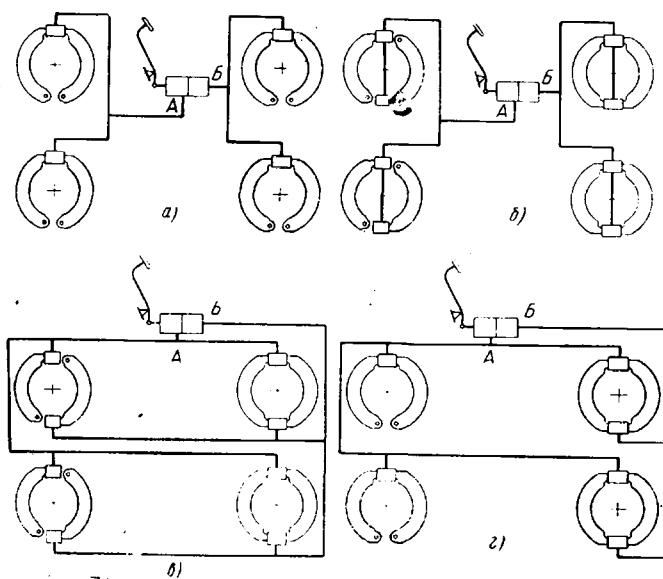


Рис. 5. Схема тормозных систем повышенной надежности

Рассмотрим некоторые схемы тормозных систем повышенной надежности, приведенные на рис. 5 [6]. Все они имеют двухсекционный или сдвоенный главный тормозной цилиндр, позволяющий воздействовать от педали на две независимые системы: передних и задних тормозов (рис. 5, а, б), всех четырех колес (рис. 5, в), или одних задних колес (рис. 5, г). Схема рис. 5, а рекомендуется для легковых автомобилей и грузовых грузоподъемностью до 1 т. Схема рис. 5, б отличается большим тормозным эффектом, поскольку передние тормоза

выполнены с разнесенными опорами, а задние — плавающие. Эта схема предпочтительна для грузовых автомобилей грузоподъемностью 1,5—3,0 т. В обеих схемах при отказе одного из тормозов работают либо передние, либо задние тормоза. Поскольку в этих случаях можно ожидать значительной разницы в поведении автомобиля во время торможения, в частности в его устойчивости и управляемости, появилась схема рис. 5, в, при которой в случае любого повреждения тормоза всех колес остаются действующими, но тормозные моменты уменьшаются¹. Для схемы рис. 5, г характерно то, что одна тормозная система действует на все колеса, а другая — только на задние, подобно ручному тормозу в некоторых автомобилях.

Схемы включения элементов этих тормозных систем, приведены на рис. 6. Во всех случаях цепочки соединены параллельно с разным числом последовательно соединенных элементов.

Имеем следующие выражения для вероятности безотказной работы схем:

$$\text{рис. 6, а и б: } p = 1 - (1 - p_{ГД} p_T^2)^2;$$

$$\text{рис. 6, в: } p = 1 - (1 - p_{ГД} p_T^4)^2;$$

$$\text{рис. 6, г: } p = 1 - (1 - p_{ГД} p_T^4) (1 - p_{ГД} p_T^2) |.$$

Вероятность безотказной работы тормозов разнообразных схем различна. Примем, что для тормоза с разнесенными опорами со связью рабочих цилиндров внутри тормоза $p_T = 0,69$, а при раздельном подводе жидкости к каждому цилиндуру у тормоза как с разнесенными опорами, так и с плавающими колодками $p_T = 0,73$ для каждой части тормоза.

Теперь можно воспользоваться приведенными выше формулами и определить вероятность безотказной работы тормозной системы нового автомобиля или находящегося в эксплуатации.

В таблице приведена сравнительная характеристика различных тормозных систем.

Схема тормозной системы	Вероятность безотказной работы* в %	Тормозной эффект** в % при		
		исправной системе	отказе в цепи А	отказе в цепи Б
Рис. 4, б	20	50	0	0
	14	100		
Рис. 6, а	66	50	21	36
	50	100	31	44
Рис. 6, б	66	73	36	41
	50	143	44	63
Рис. 6, в	44	73	36	36
	26	143	73	73
Рис. 6, г	51	60	21	50
	43	119	31	100

* Числитель соответствует новому автомобилю, знаменатель — бывшему в эксплуатации.

** Числитель соответствует автомобилю без груза, знаменатель — с грузом.

Для оценки тормозной системы важна не только ее надежность, существенны и другие качества, прежде всего получаемый тормозной эффект. Пользуясь применявшейся ранее методикой оценки тормозных моментов [7] и учитывая лишь разницу в способах подвески колодок и в величинах вертикальных реакций при торможении грузового автомобиля на сухой дороге ($\phi = 0,7$), получим относительные значения тормозных моментов при различном состоянии тормозных систем, приведенные в таблице.

Из этой таблицы следует, что все схемы рис. 6 дают значительное повышение вероятности безотказной работы по сравнению с обычной системой. Схема рис. 6, в обладает высокой тормозной эффективностью и стабильностью тормозного эффекта при любом отказе, но относительно меньшей надежностью. Схема рис. 6, б в случае высокой надежности и высокой эффективности при исправном состоянии дает значительный

¹ Полагаем, что при отказе одной из секций торможение оставшейся осуществляется с прежним давлением жидкости в приводе.

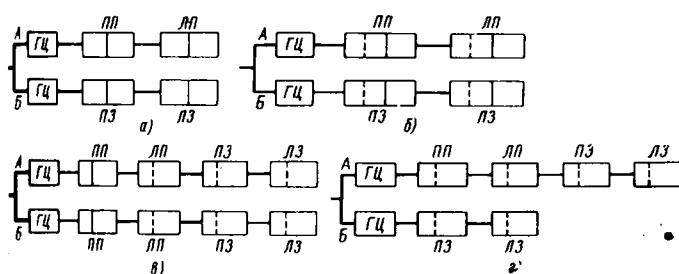


Рис. 6. Структурные схемы тормозных систем, соответствующих схемам рис. 5

ные колебания тормозной эффективности во время торможения или отката.

Схема рис. 6, г обладает достаточной надежностью и тормозной эффективностью, но при отказе в контуре А тормозная эффективность значительно снижается.

Подобные расчеты дают полезную информацию для выбора тормозной системы, сочетающей в себе эффективность с надежностью. Ценность этой информации в количественной оценке той или иной системы.

Обобщая изложенное, отметим, что обеспечение надежности автомобиля при его проектировании, т. е. его конструктивной надежности, имеет решающее значение для создания высокой надежности автомобиля в эксплуатации.

Целесообразно использовать теорию надежности с тем, чтобы придать общность частным приемам и предложениям по повышению надежности узлов и систем автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кугель Р. В. «Автомобильная промышленность», 1964, № 12.
2. Островцев А. Н. «Автомобильная промышленность», 1965, № 5.
3. Кугель Р. В., Шор Я. Б. «Вестник машиностроения», 1966, № 1.
4. Базовский И. Надежность, «Мир», 1965.
5. Максапетян Г. В. Надежность тормозных механизмов автомобиля. Ереван, Изд-во «Айстан», 1965.
6. Гардиер Д. И., Френч К. Н., Шутт П. Б. Раздельные гидравлические тормозные системы грузовых автомобилей. Экспресс-информация, «Автомобилестроение», 1966, № 34.
7. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В., Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. Машгиз, 1963.

УДК 629.113.012.55.001.5

О качении автомобильных шин при быстро меняющихся режимах увода

Д-р техн. наук Я. М. ПЕВЗНЕР
НАМИ

ОБЫЧНО при исследовании движения автомобиля считают, что боковая сила, действующая на колесо, и угол его увода (при данной радиальной нагрузке) связаны однозначной зависимостью. Это положение, справедливое при постоянных или сравнительно медленно меняющихся углах увода, теряет силу в тех случаях, когда угол увода изменяется быстро (например, при угловых или боковых колебаниях катящегося колеса).

Теория качения пневматической шины для этих условий была разработана М. В. Келдышем в 1945 г. и позднее использована в приложении к автомобильному колесу [1, 2, 3, 4].

Согласно этой теории кривизна траектории центра контакта шины O (рис. 1) связана линейной зависимостью с боковой деформацией шины y , с угловой деформацией шины φ и с углом наклона плоскости колеса к дороге α .

При этом под боковой деформацией подразумевается деформация в точке O , под угловой деформацией — угол поворота плоскости колеса относительно касательной к средней линии контактной поверхности в точке O . Сформулированное положение выражается соотношением

$$\frac{1}{\rho} = c_1 y - c_2 \varphi - c_3 \alpha, \quad (1)$$

где ρ — радиус кривизны траектории точки O ;
 c_1, c_2, c_3 — постоянные коэффициенты, в дальнейшем называемые кинематическими коэффициентами.

Для направлений деформаций, изображенных на рис. 1, коэффициенты c_1, c_2 и c_3 будут положительными. Предполагается, что качение происходит без проскальзывания, и величины y, φ и α малы.

Препятствием к использованию теории качения М. В. Келдыша при исследовании движения автомобиля является от-

сутствие экспериментальных данных по величинам кинематических коэффициентов для автомобильных шин. Поэтому до сих пор все расчеты основывались лишь на предположительных величинах этих коэффициентов. В то же время имеющиеся экспериментальные материалы позволяют определить некоторые соотношения между коэффициентами [2].

Отношение $\frac{c_2}{c_1}$ может быть определено из уравнения

$$\frac{c_3}{c_1} = \frac{k}{c_6}, \quad (2)$$

где k — коэффициент сопротивления уводу;
 c_6 — боковая жесткость шины.

Отношение $\frac{c_3}{c_1}$ может быть найдено по результатам опытов, проводившихся с целью определения боковой реакции, действующей на наклонное колесо при качении его по барабану (в случае нулевого угла увода). При этом получим

$$\frac{c_3}{c_1} = \frac{1}{c_6} \left(\frac{Y}{\alpha} - G \right), \quad (3)$$

где Y — боковая сила, действующая на колесо;
 G — радиальная нагрузка.

Знания соотношений между кинетическими коэффициентами еще недостаточно, чтобы определить каждый из этих коэффициентов в отдельности. Для определения коэффициентов c_1 для некоторых автомобильных шин можно воспользоваться результатами экспериментов, приведенными в работе [5].

При этих экспериментах испытуемое колесо с шиной, установленное на специальной тележке, принудительно прокатывалось по кругу заданного радиуса R . Это достигалось тем, что тележка соединялась с жесткой длинной штангой, другой конец которой был посажен на вертикальную ось, расположенную в центре круга.

Длина штанги могла меняться по желанию для проведения испытаний при разных величинах R . Плоскость колеса устанавливалась перпендикулярно к радиусу круга, и при помощи тензометрических датчиков измерялась боковая сила, действующая на колеса при прокатывании. Для испытанных

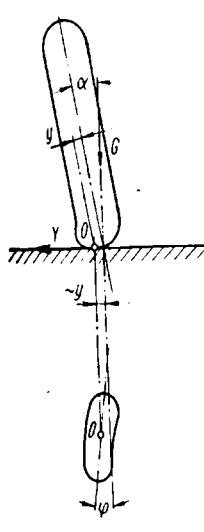


Рис. 1

шины были определены также боковая жесткость и коэффициент сопротивления уводу при различных радиальных нагрузках на шину.

При проведении эксперимента кинематические коэффициенты не определялись, однако они могут быть найдены путем несложных пересчетов: очевидно, радиус кривизны траектории равен в данном случае радиусу круга R , а углы φ и α равны нулю. Отсюда по уравнению (1) получим

$$c_1 = \frac{1}{Ry} = \frac{c_6}{RY}. \quad (4)$$

Зная коэффициент c_1 , можно найти и коэффициент c_2 по уравнению

$$c_2 = c_1 \cdot \frac{k}{c_6}. \quad (5)$$

Результаты испытаний, представленные в виде кривых зависимости боковой силы Y от радиуса круга R при разных радиальных нагрузках G приведены на рис. 2. Было испытана

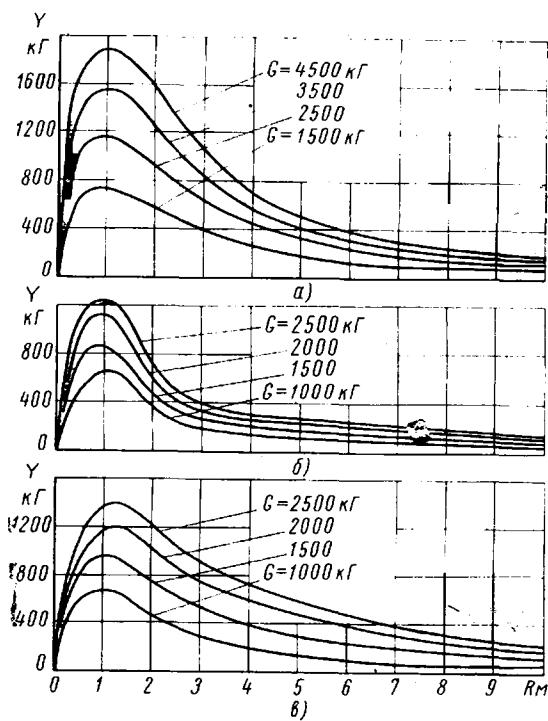


Рис. 2

три типа шин: шины 14,00—22 ehd (a) и 9,00—20 ehd обычной конструкции (b), с диагональным кордом и шины 9,00—20 ehdX с радиальным кордом (c).

Согласно уравнению (4), при постоянном коэффициенте c_1 боковая сила Y обратно пропорциональна радиусу траектории R , т. е. кривые зависимости Y от R должны быть гиперболами. Рис. 2 показывает, что эта зависимость действительно имеет гиперболический характер при радиусах $R > 1,5 \div 1,7$ м. При меньших величинах R возникает проскальзывание элементов опорной поверхности шины и уравнение (1), а следовательно, и уравнение (4) теряют силу. Боковая сила при наличии проскальзывания резко падает.

По данным рис. 2 были вычислены коэффициенты c_1 и c_2 . Результаты расчета для шин 14,00—22 ehd, $p=7$ кГ/см², $c_6=60700$ кГ/м приведены в табл. 1, для шин 9,00—20 ehd, $p=-5,5$ кГ/см², $c_6=39500$ кГ/м — в табл. 2, а для шин 9,00—20 ehdX, $p=5,5$ кГ/см², $c_6=28500$ кГ/м — в табл. 3. Боковая деформация шины y определялась по известным величинам боковой силы Y и боковой жесткости c_6 . Для каждой шины расчет проводился при двух значениях радиальной нагрузки G и при нескольких величинах радиуса траектории R .

Если бы уравнение (1) было точным, для всех радиусов R была бы получена одна и та же величина c_1 . В действитель-

Таблица 1

R в м	Y в кГ	y в м	c_1 в $1/m^2$	c_2 в $1/m$	c_1^*	c_2^*
$P = 4500$ кГ, $k = 22900$ кГ/рад, $\eta_p = \frac{k}{c_6} = 0,378$ м						
2	1500	0,026	19,2	7,25	—	—
4	720	0,0118	21,2	8,0	—	—
6	380	0,00626	26,6	10,0	—	—
8	280	0,00442	28,2	10,6	—	—
Среднее	—	—	23,8	8,95	14,0	5,3
$P = 2500$ кГ, $k = 18100$ кГ/рад, $\eta_p = \frac{k}{c_6} = 0,208$ м						
2	930	0,0153	32,7	9,75	—	—
4	450	0,00743	33,7	10,0	—	—
6	250	0,00112	40,4	12,0	—	—
8	170	0,00280	44,5	13,3	—	—
Среднее	—	—	37,9	11,3	22,5	6,71

Таблица 2

R в м	Y в кГ	y в м	c_1 в $1/m^2$	c_2 в $1/m$	c_1^*	c_2^*
$P = 2500$ кГ, $k = 17200$ кГ/рад, $\eta_p = \frac{k}{c_6} = 0,435$ м						
2	700	0,0177	28,2	12,2	—	—
4	320	0,0081	30,8	13,4	—	—
6	250	0,00633	26,3	11,4	—	—
8	180	0,00455	27,5	11,9	—	—
Среднее	—	—	28,2	12,2	10,6	4,6
$P = 1500$ кГ, $k = 14900$ кГ/рад, $\eta_p = \frac{k}{c_6} = 0,378$ м						
2	500	0,0126	36,6	13,4	—	—
4	230	0,00581	43,0	16,2	—	—
6	170	0,00130	38,8	14,6	—	—
8	130	0,00329	38,0	14,3	—	—
Среднее	—	—	32,1	14,8	14,0	5,3

Таблица 3

R в м	Y в кГ	y в м	c_1 в $1/m^2$	c_2 в $1/m$	c_1^*	c_2^*
$P = 2500$ кГ, $k = 20400$ кГ/рад, $\eta_p = \frac{k}{c_6} = 0,717$ м						
2	1240	0,0435	11,5	8,25	—	—
4	730	0,0256	9,75	6,98	—	—
6	330	0,0182	9,15	6,66	—	—
8	330	0,0116	10,8	7,75	—	—
Среднее	—	—	10,3	7,39	3,89	2,73
$P = 1500$ кГ, $k = 16300$ кГ/рад, $\eta_p = \frac{k}{c_6} = 0,571$ м						
2	770	0,0270	18,5	10,6	—	—
4	400	0,0140	17,8	10,2	—	—
6	240	0,00842	19,8	11,3	—	—
8	150	0,00525	28,7	13,5	—	—
Среднее	—	—	20,0	11,42	6,13	3,5

ности коэффициент c_1 несколько меняется, причем это изменение более заметно для большой шины 14,00—22. Для шин 9,00—20 постоянство коэффициента c_1 может быть принято с хорошим приближением.

Коэффициент c_2 вычислялся по уравнению (4), причем использовались величины боковой жесткости c_6 и коэффициента сопротивления уводу k для заданной радиальной нагрузки на шину. Далее определялись среднеарифметические значения c_1 и c_2 в данном интервале изменения радиуса R .

В работах [3 и 4] для определения коэффициентов c_1 и c_2 были предложены приближенные формулы

$$c_1 = \frac{2}{r_0^2};$$

$$c_2 = \frac{2}{\eta_p}.$$

$$\text{где } \eta_0 = \frac{c_2}{c_1} = \frac{k}{c_6}.$$

Результаты подсчета $c_1 = c_1^*$ и $c_2 = c_2^*$ по формулам (6) также приведены в таблицах. Из сопоставления результатов видно, что эти формулы не дают удовлетворительного приближения и вычисленные по ним величины c_1 и c_2 могут отличаться от действительных в 2—3 раза.

Из таблиц видно, что при увеличении радиальной нагрузки на шину коэффициенты c_1 и c_2 уменьшаются. Для шины с радиальным кордом коэффициент c_1 оказался в 2—3 раза меньше, чем для шины того же размера с диагональным кордом. Очевидно, это объясняется наличием у шины с радиальным кордом жесткого бракерного кольца. Под действием боковой силы происходит значительный боковой сдвиг этого кольца относительно плоскости колеса при сравнительно малом его изгибе. Соответственно при той же боковой деформации u кривизна средней линии оказывается много меньше. Коэффициент c_2 для шины с радиальным кордом также меньше, чем для шины обычной конструкции, однако не в такой степени, как коэффициент c_1 . В силу указанных причин, отношение коэффициентов $\frac{c_2}{c_1} = \eta_0$ для шин с радиальным кордом значительно больше, чем для шин с диагональным кордом. Величина η_0 оказывает большое влияние на поведение шины при резко меняющихся углах увода.

Для шин с радиальным кордом боковая жесткость c_6 меньше, чем для шин с диагональным кордом. В то же время коэффициент сопротивления уводу λ у них обычно несколько больше. Это также показывает, что величина η_0 для шин с радиальным кордом должна быть больше.

Для всех трех испытанных шин η_0 несколько увеличивается при повышении радиальной нагрузки.

Исследуем качение колеса при наличии его угловых колебаний относительно вертикальной оси. Такие колебания могут вызываться, например, ошибками кинематики подвески или рулевого привода. При этом вертикальные колебания подпрессоренных и неподпрессоренных частей будут сопровождаться вынужденными поворотами колес.

Схема качения колеса показана на рис. 3. Колесо катится в направлении оси $x-x$ с постоянной скоростью v и в то же время имеет угловые колебания относительно вертикальной оси, проходящей через центр колеса в точке M . Шина имеет боковую и угловую деформацию u и φ .

Угол поворота плоскости колеса обозначен через θ . Плоскость колеса предполагается перпендикулярной к опорной поверхности, хотя тем же способом можно было бы исследовать качение и при наличии углов наклона α .

Уравнения движения колеса напишутся следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{dy}{ds} &= \beta = 0 - \varphi, \\ \frac{1}{\varphi} = -\frac{d\beta}{ds} &= c_1 u - c_2 \varphi, \end{aligned} \quad (7)$$

где s — пройденный путь в направлении оси $x-x$.

Заменив $s = vt$, получим

$$\begin{aligned} \frac{dy}{dt} &= v \theta - v \varphi; \\ \frac{d\beta}{dt} &= -v c_1 u + v c_2 \varphi. \end{aligned} \quad (7')$$

Предположим, что угол θ изменяется по синусоидальному закону

$$\theta = \theta_a \sin \lambda t.$$

Частотная характеристика боковой деформации u по углу θ может быть найдена из уравнений (7') обычными способами и имеет следующий вид:

$$\Phi_u(i\lambda) = \frac{c_2}{-\frac{\lambda^2}{v^2} + c_1 + i \frac{\lambda}{v} c_2}.$$

Амплитуда боковой деформации u_a и ее фазовый угол ϑ определяются из выражений

$$\frac{u_a}{\theta_a} = \frac{c_2}{\sqrt{\left(c_1 - \frac{\lambda^2}{v^2}\right)^2 + c_2^2 \frac{\lambda^2}{v^2}}}; \quad (8)$$

$$\tan \vartheta = \frac{\frac{\lambda}{v} c_2}{\frac{\lambda^2}{v^2} - c_1}. \quad (9)$$

На рис. 4 приведены амплитудно-частотные характеристики боковой силы $Y_a = c_6 u_a$, рассчитанные по уравнению (8) для двух типов шин: 9,00—20 ehD с диагональным кордом (сплош-

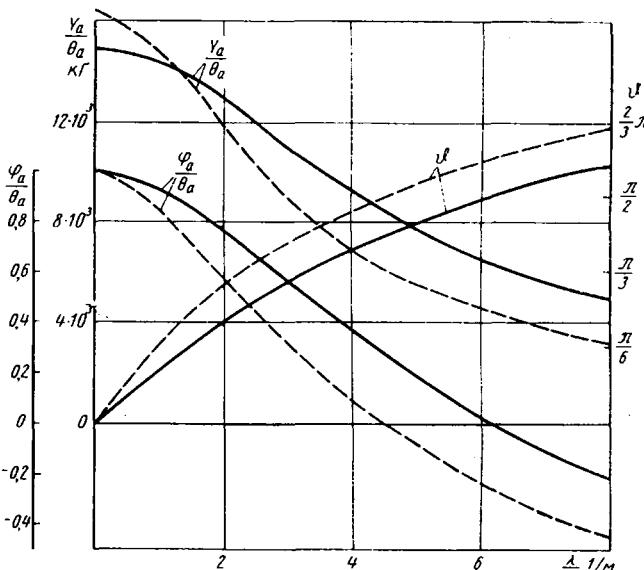


Рис. 4

ные кривые) и 9,00—20 ehDx с радиальным кордом (штриховые кривые). При расчете были использованы величины c_1 , c_2 и c_6 из таблицы. На этом же графике показаны и углы сдвига фазы ϑ , рассчитанные по уравнению (9).

На графике по оси абсцисс отложена путевая частота $\frac{\lambda}{v}$. Эта величина в отличие от λ характеризует число колебаний не в единицу времени, а на единицу пройденного пути. В данном случае она выражена в $\text{рад}/\text{м}$.

График показывает, что чем выше путевая частота угловых колебаний колеса, тем меньше возникающая боковая сила.

При уменьшении путевой частоты, когда $\frac{\lambda}{v} \rightarrow 0$, получим в пределе

$$\frac{u_a}{\theta_a} = \frac{c_2}{c_1} = \frac{k}{c_6} = \eta_0$$

и соответственно

$$\frac{Y_a}{\theta_a} = k.$$

Сравнивая результаты, полученные для шин с диагональным и радиальным кордом, находим, что при низких частотах шина с радиальным кордом дает немногим большие боко-

ые силы (за счет более высокого коэффициента сопротивления уводу). Однако при высоких частотах боковые силы оказываются существенно меньше для шины с радиальным кордом.

Сдвиг фазы ϑ силы Y (по отношению к углу поворота колеса θ) для шины с радиальным кордом больше, чем для шины с диагональным кордом. В процентном отношении эта разница особенно существенна при низких частотах колебаний.

При низких частотах выражение (9) может быть упрощено: если величиной $\frac{\lambda^2}{v^2}$ можно пренебречь по сравнению с c_4 , получим

$$\operatorname{tg} \vartheta \cong - \frac{c_2}{c_1} \cdot \frac{\lambda}{v} = - \frac{k}{c_6} \cdot \frac{\lambda}{v}, \quad (9')$$

т. е. при данной путевой частоте $\frac{\lambda}{v}$ сдвиг фазы пропорционален отношению $\frac{c_2}{c_1}$. При этом сила Y отстает по фазе от угла поворота колеса θ , который в данном случае равен углу ввода. Частотная характеристика угловой деформации шины φ может быть получена аналогичным способом. Амплитуда угловой деформации φ_a определяется из выражения

$$\frac{\varphi_a}{\theta_a} = \frac{c_1 - \frac{\lambda^2}{v^2}}{\sqrt{\left(c_1 - \frac{\lambda^2}{v^2}\right)^2 + c_2^2 \frac{\lambda^2}{v^2}}}. \quad (10)$$

Графики частотных характеристик приведены на рис. 4. При $\frac{\lambda}{v} \rightarrow 0$ $\frac{\varphi_a}{\theta_a} \rightarrow 1$. При увеличении путевой частоты угловая деформация постепенно уменьшается до нуля, а затем снова возрастает. В зависимости от частоты шина с радиальным кордом может дать большие или меньшие угловые деформации по сравнению с шиной с диагональным кордом.

Качение колеса при боковых колебаниях, т. е. при колебаниях, перпендикулярных направлению качения, было исследовано ранее [2]. При этом для общности рассматривался случай, когда, кроме боковых колебаний, имеются и колебания угла наклона колеса α . Однако в то время величины кинематических коэффициентов для автомобильных шин не были известны, и для расчета они выбирались ориентировочно: кроме того, не были получены графики частотных характеристик.

Уравнения движения для этого случая могут быть написаны следующим образом:

$$\frac{dz}{dt} - \frac{dy}{dt} = \varphi v; \\ \frac{d\varphi}{dt} = vc_1 y - vc_2 \varphi - vc_3 x, \quad (11)$$

где z — боковое перемещение линии пересечения плоскости колеса с дорогой, т. е. изменение колеи.

Предположим, что величины z и α меняются по закону $z=z_0 \sin \lambda t$, $\alpha=\alpha_0 \sin \lambda t$. Частотные характеристики боковой и угловой деформации по z и по α определяются из следующих уравнений:

$$y_a = \frac{\frac{\lambda}{v} \sqrt{\frac{\lambda^2}{v^2} + c_2^2}}{\sqrt{\left(c_1 - \frac{\lambda^2}{v^2}\right)^2 + c_2^2 \frac{\lambda^2}{v^2}}}; \quad (12)$$

$$z_a = \frac{\frac{\lambda}{v} c_1}{\sqrt{\left(c_1 - \frac{\lambda^2}{v^2}\right)^2 + c_2^2 \frac{\lambda^2}{v^2}}};$$

$$\frac{\varphi_a}{\alpha_a} = \frac{\frac{\lambda}{v} c_3}{\sqrt{\left(c_1 - \frac{\lambda^2}{v^2}\right)^2 + c_2^2 \frac{\lambda^2}{v^2}}} \quad (13)$$

Боковые и угловые деформации шины, вызываемые изменением угла наклона колеса α , оказываются незначительными, так как коэффициент c_3 мал [2].

Частотные характеристики боковой силы по боковому перемещению $\frac{Y_a}{z_a}$ и угловой деформации шины по боковому перемещению $\frac{\varphi_a}{z_a}$ приведены на рис. 5. Сравнивая рис. 4 и 5, видим, что частотные характеристики при угловых и боковых колебаниях колеса резко отличаются по своему виду.

При угловых колебаниях наибольшие величины деформаций шины и боковых сил соответствуют низким частотам.

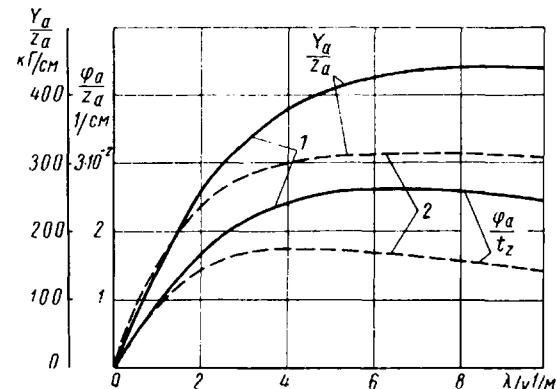


Рис. 5

При боковых колебаниях, наоборот, при низких частотах деформации и силы минимальны. По мере увеличения путевой частоты деформации увеличиваются, переходят через максимум и затем снижаются, причем это снижение более заметно для угловой деформации. Боковая сила после перехода через максимум уменьшается практически незначительно. Шины с радиальным кордом дают меньшие величины деформаций и боковых сил по сравнению с шипами, имеющими диагональный корд.

1) Теория качения шины, разработанная М. В. Келдышем, может быть применена не только при исследовании колебаний колес, но и при исследовании движения автомобиля в целом. Однако, очевидно, это целесообразно лишь в тех случаях, когда более простая теория, основанная на предположении однозначной зависимости между углом увода и боковой силой, становится неприменимой.

Кроме того, необходимо иметь в виду, что уравнение (1) действительно лишь при отсутствии проскальзывания, а следовательно, при ограниченных значениях боковых сил и моментов, действующих на шину.

Уравнения движения автомобиля напишем для плоской динамической модели, т. е. не будем учитывать боковой крен кузова, а правое и левое колеса примем за одно сдвоенное:

$$\begin{aligned}
 v_a \dot{\omega} + v_z - a \omega - v_a \varphi_A - \dot{y}_A &= 0; \\
 \omega + \dot{\vartheta} - \dot{\varphi}_A - v_a c_{2A} \varphi_A + v_A c_{1A} y_A &= 0; \\
 v_z + b \omega - v_a \varphi_B - \dot{y}_B &= 0; \\
 \omega - \dot{\varphi}_B - v_a c_{2B} \varphi_B + v_a c_{1B} y_B &= 0; \\
 M v_a \omega - M \dot{v}_z - c_{6A} y_A - c_{6B} y_B &= 0; \\
 J_c \dot{\omega} - c_{6A} y_A a + c_{6B} y_B b &= 0,
 \end{aligned} \tag{14}$$

де v_a — скорость автомобиля, принимаемая постоянной;
 v_c — скорость центра тяжести, перпендикулярная продольной оси автомобиля;
 ω — угловая скорость поворота автомобиля;
 θ — угол поворота передних управляемых колес;
 M — масса автомобиля;
 J_c — момент инерции относительно вертикальной оси, проходящей через центр тяжести;
 a, b — расстояния центра тяжести от передней и задней оси.

Индекс A указывает, что данная величина относится к передним колесам, индекс B — к задним.

Первое и второе из уравнений (14) являются уравнениями кинематических связей для передних колес, а третье и четвертое — для задних. Пятое и шестое уравнения дают условия равновесия для всей динамической системы.

Уравнения (14) отличаются от уравнений, приведенных в работе [4], тем, что кинематические коэффициенты c_1 и c_2 введены отдельно, а не выражены через соотношения (6). Кроме того, для упрощения не учитывается воздействие на движение автомобиля стабилизирующих моментов шин.

По уравнениям (14) могут быть определены частотные характеристики автомобиля при возбуждении динамической системы поворотом управляемых колес. Однако выражения для частотных характеристик из-за высокого порядка системы оказываются достаточно сложными и трудно доступными для анализа.

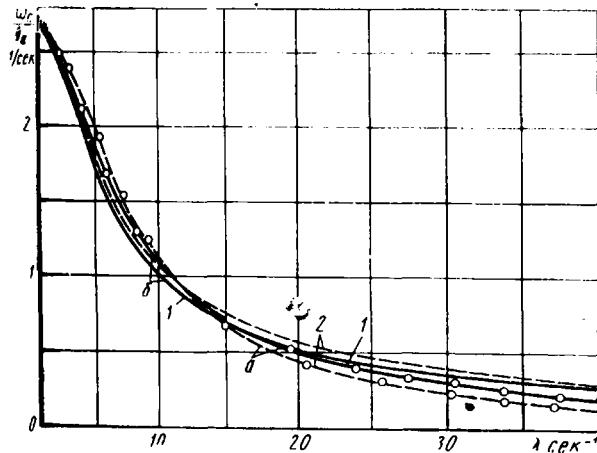


Рис. 6

Чтобы получить представление об основных особенностях амплитудно-частотной характеристики автомобиля при разных типах шин, был проведен расчет при конкретных цифровых значениях параметров M, J_c, a, b , причем эти параметры были выбраны соответствующими автомобилю ЗИЛ-130 при полной нагрузке. Параметры c_1, c_2 и c_3 были взяты соответствующими шинам 9,00—20енD (кривые 1 на рис. 6) и 9,00—20енDх (кривые 2) согласно таблицам. Скорость автомобиля была принята 10 м/сек. Амплитудно-частотные характеристики угловой скорости автомобиля показаны на рис. 6 (а), где для сравнения приведены также частотные характеристики, рассчитанные при обычно принимаемой пропорциональной зависимости между углами увода и боковыми силами (б).

График показывает, что амплитудно-частотные характеристики при расчете обеими методами практически мало отличаются в диапазоне частот 0—15 сек^{-1} , т. е. примерно до частоты 2,5 гц. В обычных условиях управления автомобилем частота изменений угла θ не выходит за эти пределы. Лишь при резких поворотах рулевого колеса она может быть больше.

При более высоких частотах разница становится существенной, причем согласно уточненному расчету коэффициент пе-

редачи $\frac{\omega_a}{\theta_a}$ значительно меньше, т. е. тому же углу поворота колес соответствует меньшая угловая скорость автомобиля. При этом для шин с радиальным кордом разница в результатах расчета обеими методами больше, чем для шин с диагональным кордом.

По амплитудно-частотным характеристикам могут быть найдены кривые переходного процесса при ступенчатой функции θ , т. е. при мгновенном повороте управляемых колес на некоторый угол θ_0 . Проще всего это может быть сделано графическим методом трапеций, часто применяемым при решении задач автоматического регулирования [6].

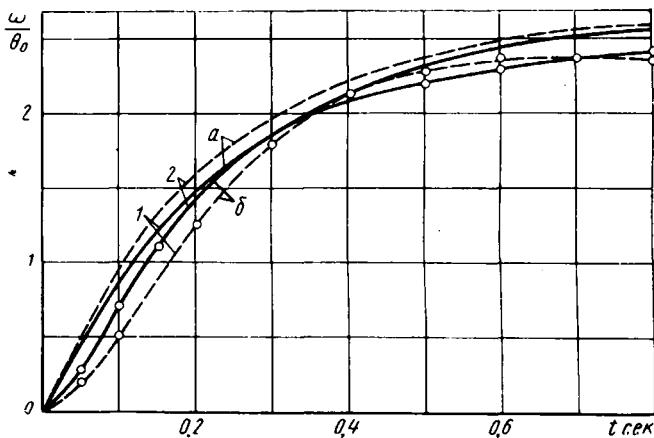


Рис. 7

Результаты расчета переходных процессов показаны на рис. 7 (обозначения те же, что на рис. 6). Как видно из графика, уточненный расчет, основанный на теории качения шины М. В. Келдыша, позволяет выявить запаздывание переходного процесса, которое имеется в самом начале поворота (первые 0,1—0,2 сек). Так, например, при $t=0,1$ сек для шин с радиальным кордом уточненный расчет дает вдвое меньшую величину угловой скорости, чем приближенный. Выясняется также, что шины с радиальным кордом дают заметно большее запаздывание переходного процесса, чем шины с диагональным кордом. Эта особенность шин с радиальным кордом была обнаружена также экспериментально при сравнительных испытаниях устойчивости грузовых автомобилей со стандартными шинами и шинами типа Р.

При расчете по упрощенным уравнениям эта особенность шин с радиальным кордом не выясняется и кривая переходного процесса на рис. 7 для них идет даже выше за счет более высокого коэффициента сопротивления уводу.

Приведенное исследование движения автомобиля имеет целью показать лишь качественную картину. Количественные результаты, вероятно, могут заметно отличаться в зависимости от размера и модели шин, а также от скорости автомобиля.

ЛИТЕРАТУРА

- Певзнер Я. М. «Автомобильная промышленность», 1951, № 1.
- Певзнер Я. М. «Автомобильная промышленность», 1954, № 5.
- Пчелин И. К., Хачатуров А. А. «Автомобильная промышленность», 1964, № 12.
- Пчелин И. К., Хачатуров А. А. «Автомобильная промышленность», 1966, № 5.
- Freudenstein G. «Deutsche Kraftfahrtforschung», Hett 152 1961.
- Айзerman M. A. Теория автоматического регулирования. Изд-во «Наука», 1966.

Общий аналитический метод определения параметров, характеризующих разгонные качества и топливную экономичность автомобилей

Канд. техн. наук Б. Б. ГЕНБОМ, Н. Н. НИКИТИН, М. Н. ДЗЯДЫК, Е. В. ИЛЬИНСКИЙ
Львовский политехнический институт, Львовский автобусный завод

В НАСТОЯЩЕЕ время уделяется большое внимание развитию аналитических методов расчета и, в частности, развитию аналитических методов определения параметров, характеризующих разгонные качества и топливную экономичность автомобилей [1-3].

Рассмотрим метод определения этих параметров, применимый для автомобилей с гидромеханическими и механическими трансмиссиями.

Предположим, что заданы внешняя скоростная характеристика двигателя и безразмерная характеристика гидротрансформатора. Зависимости мощности и крутящего момента двигателя от числа оборотов с достаточной степенью точности следующие:

$$N_e = N_{e \max} \left(a \frac{n}{n_N} + b \frac{n^2}{n_N^2} - c \frac{n^3}{n_N^3} \right); \quad (1)$$

$$M_e = M_N \left(a + b \frac{n}{n_N} - c \frac{n^2}{n_N^2} \right), \quad (2)$$

где $N_{e \max}$ — максимальная мощность двигателя в л. с.; M_N — крутящий момент, соответствующий максимальной мощности, в кГм; n_N — число оборотов, при котором двигатель развивает максимальную мощность, в минуту; N_e , M_e и n — текущие значения мощности, крутящего момента и числа оборотов.

Момент на насосном колесе гидротрансформатора можно определить из выражения

$$M_n = \lambda_1 \gamma n_n^2 D_a^5, \quad (3)$$

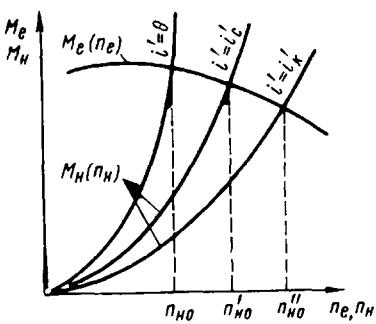


Рис. 1. Характеристика входа системы двигатель — гидротрансформатор

Режим совместной работы двигателя с гидротрансформатором определяется точками пересечения кривой $M_e(n)$ с кривыми нагрузки $M_n(n_n)$, построенными для различных значений передаточного отношения гидротрансформатора (рис. 1). Поэтому, решая совместно уравнения (2) и (3), получим формулу для определения n_n при любом значении λ_1 и, следовательно, i' :

$$n_n = \frac{2 a n_N}{-b + \sqrt{b^2 + a \left(4 c + \frac{0,0056 \gamma D_a^5 n_n^3 \lambda_1}{N_{e \max}} \right)}}. \quad (4)$$

Рабочая область безразмерной характеристики гидротрансформатора (рис. 2) находится в интервале передаточных отно-

шений $0 - i'_k$. При передаточном отношении i'_k коэффициент трансформации равен единице. Выберем некоторое промежуточное значение передаточного отношения i'_c и по формуле (4) определим значения n'_n , соответствующие $i' = 0$, $i' = i'_c$ и $i' = i'_k$. В интервалах $0 - i'_c$ и $i'_c - i'_k$ с высокой степенью точности можно принять линейную зависимость числа оборотов насосного колеса от числа оборотов турбинного колеса. Тогда

$$\left. \begin{array}{l} n'_n = p_1 + u_1 n_T; \\ n''_n = p_2 + u_2 n_T, \end{array} \right\} \quad (5)$$

где n'_n и n''_n — текущие значения числа оборотов насосного колеса в выбранных интервалах передаточных отношений; p и u — постоянный член и угловой коэффициент прямой $n_n(p_T)$.

С учетом принятых обозначений (рис. 1 и 2)

$$\begin{aligned} p_1 &= n_{n0}; \\ p_2 &= \frac{\left(i'_k - i'_c \right) n'_{n0} n''_{n0}}{i'_c n''_{n0} - i'_0 n'_{n0}}; \\ u_1 &= \frac{n'_{n0} - n_{n0}}{i'_c n'_{n0}}; \\ u_2 &= \frac{n''_{n0} - n'_{n0}}{i'_k n''_{n0} - i'_c n'_{n0}}, \end{aligned}$$

где n_{n0} , n'_{n0} , n''_{n0} — соответственно числа оборотов насосного колеса при $i' = 0$, $i' = i'_c$, $i' = i'_k$, полученные по формуле (4).

Аналитической зависимости, связывающей к.п.д. η_2 гидротрансформатора и передаточное отношение i' , в настоящее время нет. Для одноступенчатых гидротрансформаторов кривая $\eta_2(i')$ имеет параболический характер. Проведенный анализ показал, что эта кривая с достаточной степенью точности описывается формулой

$$\eta_2 = \eta_{2 \max} \left[r \frac{i'}{i'_\eta} + e \left(\frac{i'}{i'_\eta} \right)^2 - l \left(\frac{i'}{i'_\eta} \right)^3 \right], \quad (6)$$

где $\eta_{2 \max}$ — максимальный к.п.д. гидротрансформатора; i'_η — передаточное отношение гидротрансформатора, соответствующее максимальному к.п.д.; r , e , l — коэффициенты, характеризующие протекание кривой $\eta_2(i')$.

Если по безразмерной характеристике оценить к.н.д. при $i = i_c$, то для определения коэффициентов r , e , l можно использовать следующие условия:

$$\text{при } i = i_c, \eta_z = \eta_{z \max} \text{ и } \frac{d \eta_z}{d i} = 0;$$

$$\text{при } i = i_c, \eta_z = \eta_{z,c}.$$

Средняя мощность, подводимая к турбинному колесу в определенном интервале значений n_T , а следовательно, и в определенном интервале скоростей движения автомобиля, находится из выражения

$$N_{T \text{ср}} = \frac{\int_{n_{T_1}}^{n_{T_2}} N_e(n_T) \eta_z(n_T) dn_T}{n_{T_2} - n_{T_1}}. \quad (7)$$

В общем случае $n_e = p + un_T$ и $i = \frac{n_T}{p + un_T}$. Поэтому

с учетом выражений (1) и (6) получим

$$\begin{aligned} n_{T_2} = N_{e \max} \eta_{e \max} \left[k_1 + k_2 (n_{T_1} + n_{T_2}) + \right. \\ + k_3 (n_{T_1}^2 + n_{T_1} n_{T_2} + n_{T_2}^2) + k_4 (n_{T_1} + n_{T_2}) \times \\ \times (n_{T_1}^2 + n_{T_2}^2) + \frac{k_5}{(p + un_{T_1})(p + un_{T_2})} + \\ \left. + \frac{k_6 \ln \frac{p + un_{T_2}}{p + un_{T_1}}}{n_{T_2} - n_{T_1}} \right] = \lambda_2 N_{e \max}. \quad (8) \end{aligned}$$

Коэффициент λ_2 учитывает влияние протекания кривой $N_e(n_e)$, а также преобразующих и нагружающих свойств гидротрансформатора на среднюю мощность, подводимую к турбинному колесу в рассматриваемом интервале значений n_T .

Благодаря этому можно всесторонне проанализировать влияние свойств двигателя и гидротрансформатора на $N_{T \text{ср}}$.

В случае установки непрозрачного гидротрансформатора число оборотов двигателя не зависит от числа оборотов турбинного колеса, т. е. $u=0$ и $p_1=p_2=n_{ho}$. Поэтому средняя мощность, подводимая к турбинному колесу, в определенном интервале значений n_T определяется из выражения

$$\begin{aligned} N_{T \text{ср}} = N_{e \max} \left\{ \eta_{e \max} \left[a \frac{n_{ho}}{n_N} + b \left(\frac{n_{ho}}{n_N} \right)^2 - c \left(\frac{n_{ho}}{n_N} \right)^3 \right] \times \right. \\ \times \left[\frac{r}{2d_\eta} (q_\eta + 1) + \frac{e}{3d_\eta^2} (q_\eta^2 + q_\eta + 1) - \frac{l}{4d_\eta^3} \times \right. \\ \left. \left. \times (q_\eta^3 + q_\eta^2 + q_\eta + 1) \right] \right\} = \lambda_2 N_{e \max}, \quad (9) \end{aligned}$$

где

$$q_\eta = \frac{i_2'}{i_1'};$$

$$d_\eta = \frac{i_\eta'}{i_1'};$$

i_1 и i_2 — передаточные отношения гидротрансформатора, соответствующие рассматриваемому интервалу скоростей.

На рис. 3 приведена зависимость времени разгона от скорости для автомобиля с механической коробкой передач.

В работе [4] была предложена формула для определения времени разгона автомобиля со ступенчатой коробкой передач без учета затраты времени на переключение.

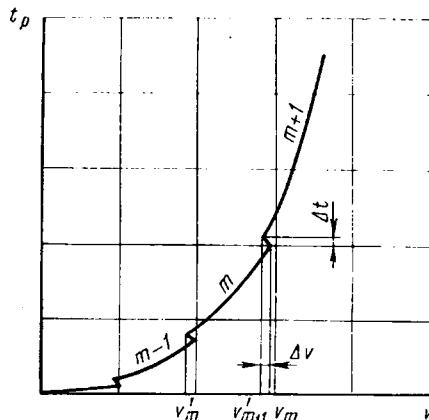


Рис. 3. Зависимость времени разгона автомобиля с механической коробкой передач от скорости

Для синхронизированной коробки передач время, затрачиваемое на переключение, равно $\Delta t = 0,5 \div 1$ сек. Уменьшение скорости движения за этот период с достаточной степенью точности можно определить из выражения

$$\Delta v = v_T - v_{T+1} = \frac{3,6g \left(f + \frac{p_w}{G_a} + f' \right) \Delta t}{\delta_n}, \quad (10)$$

где f' — условный коэффициент сопротивления, учитывающий трение в трансмиссии при выбеге; δ_n — коэффициент учета инерции вращающихся масс при отключении двигателе.

При отсутствии опытных данных об изменении f' с изменением скорости можно воспользоваться эмпирической формулой, рекомендуемой В. А. Иларionовым [5].

Таким образом, ранее предложенная формула [4] справедлива и для автомобилей с гидротрансформаторами при условии замены коэффициента $\lambda_{ср}$ на коэффициенты λ_2 или λ'_2 .

Допуская, что в пределах каждого интервала скорости автомобиль движется равноускоренно, путь разгона можно определить по формуле

$$S_p = \frac{(v_T + v_{T+1})}{7,2} t_p. \quad (11)$$

На основании выражения (11) путь, проходимый автомобилем с механической коробкой передач за время переключения, равен

$$\Delta S = \frac{\delta_n (v_T^2 - v_{T+1}^2)}{26g \left(f + \frac{p_w}{G_a} + f' \right)}. \quad (12)$$

Предположение о равноускоренном движении автомобиля в пределах каждого интервала скорости равносильно кусочно-линейной аппроксимации зависимости $t_p(v_a)$. Погрешность такой аппроксимации зависит от числа отрезков, которым аппроксимируется заданная функция. Если число интервалов скорости равно $k_p + 1$ (k_p — число разгонных передач), то, как показали многочисленные сравнительные расчеты, погрешность не превышает 1,5%. На два интервала приходится делить только диапазоны изменения скорости на высшей передаче или на режиме блокировки гидротрансформатора.

Таким образом, метод определения времени и пути разгона автомобиля, изложенный в работе [4], можно распространить и на автомобили с гидромеханическими передачами. Это значительно облегчает сравнительную оценку разгонных качеств однотипных автомобилей с механическими и гидромеханическими трансмиссиями.

На рис. 4 приведены расчетные и экспериментальные зависимости времени и пути разгона от скорости для автобусов ЛАЗ-695Е с механической коробкой передач (а) и ЛАЗ-695Ж с гидромеханической коробкой передач (б). Сопоставление этих зависимостей показывает, что при использовании эксплуатационных внешних скоростных характеристик двигателей расчетные и экспериментальные значения t_p и S_p отличаются не более чем на 2–3%. Такая разница между расчетными и экспериментальными данными вполне приемлема.

Изложенную выше методику определения времени и пути разгона можно применять и для определения параметров,

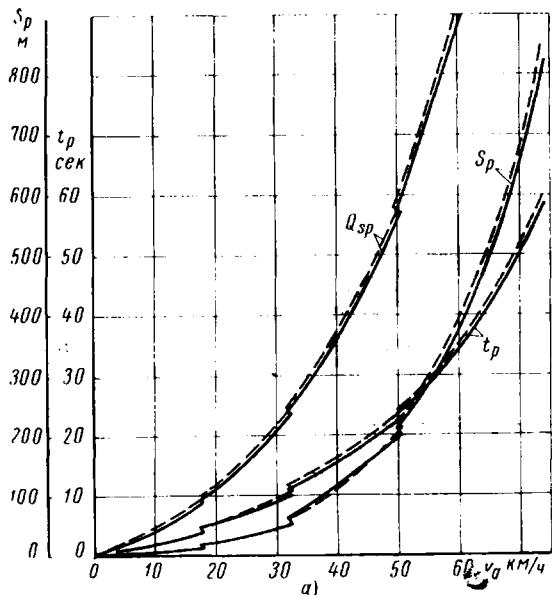
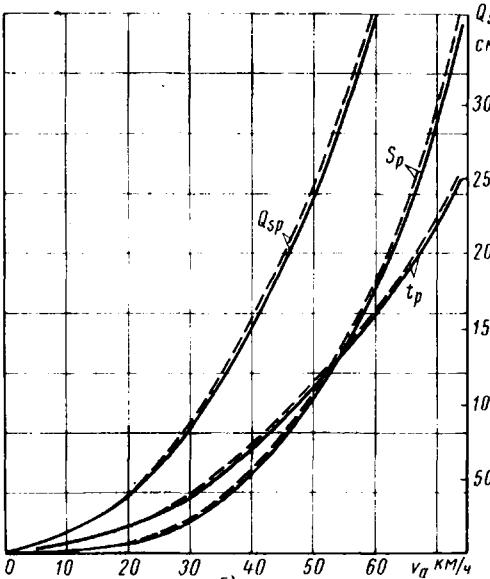


Рис. 4. Зависимость t_p , S_p и Q_{sp} от скорости для автобусов ЛАЗ-695Е (а) и ЛАЗ-695Ж (б) при $G_a=8880$ кг и $i_0=7,63$ (сплошные линии — расчетные данные, штриховые — экспериментальные)



характеризующих топливную экономичность автомобиля при разгоне и установившемся движении.

Согласно имеющимся опытным данным [6] при различных значениях n зависимости циклового расхода топлива от среднего эффективного давления описываются формулой

$$g_u = A + B p_e, \quad (13)$$

где p_e — среднее эффективное давление;
A и B — постоянные коэффициенты.

На основании выражения (13) С. М. Красиковым [1] была получена формула для определения расхода топлива на единицу пути разгона автомобиля с механической трансмиссией.

В случае применения гидромеханической трансмиссии

$$g_s = 8 \cdot 10^{-5} \frac{V_h i_m K}{r_k} (A + B p_e), \quad (14)$$

где V_h — рабочий объем двигателя;

g_s — расход топлива на единицу пути разгона в г/м;

K — коэффициент трансформации крутящего момента;

i_m — передаточное число механической части трансмиссии.

Так как

$$\frac{K}{\eta_e} = \frac{1}{i_m} = \frac{n_h}{n_t} \text{ и } p_e = \frac{M_e}{0,8 V_h},$$

то

$$g_s = 8 \cdot 10^{-5} \frac{V_h i_m}{r_k} A \frac{n_h}{n_t} + 10^{-4} \frac{i_m}{r_k} B M_e \frac{n_h}{n_t}.$$

Средний расход топлива на единицу пути разгона автомобиля

$$g_{s, cp} = \frac{\int_{n_{t1}}^{n_{t2}} g_s(n_t) dn_t}{n_{t2} - n_{t1}}.$$

С учетом равенств (2), (5) и (13) после интегрирования получим

$$g_{s, cp} = 8 \cdot 10^{-5} \frac{V_h i_m}{r_k} A \left(u + \frac{p}{n_{t2} - n_{t1}} \ln \frac{n_{t2}}{n_{t1}} \right) + \\ + 10^{-4} \frac{i_m}{r_k} M_{NB} \left[m_1 + \frac{m_2}{n_{t2} - n_{t1}} \ln \frac{n_{t2}}{n_{t1}} + \right. \\ \left. + m_3 (n_{t2} + n_{t1}) - m_4 (n_{t2}^2 + n_{t1} n_{t2} + n_{t1}^2) \right], \quad (15)$$

где m_1 , m_2 , m_3 и m_4 — коэффициенты, учитывающие влияние протекания кривой $N_e(n_e)$ и свойств гидротрансформатора на $g_{s, cp}$.

Если гидротрансформатор непрозрачный, то $u=0$, $p=\text{const}$ и $M_{NB}=\text{const}$. В случае применения механической трансмиссии $p=0$ и $u=1$. С учетом этих условий можно получить формулы, позволяющие определить $g_{s, cp}$ для этих частных случаев.

Таким образом, формула (15) дает общее решение задачи об определении расхода топлива на единицу пути разгона. Общий расход топлива при разгоне автомобиля в интервале $v_1 - v_2$

$$Q_{sp} = g_{sp} S_p.$$

При установившемся движении

$$M_e = M_N \left[a + \frac{b}{2n_N} (n_2 + n_1) - \frac{c}{3n_N^2} (n_2^2 + n_2 n_1 + n_1^2) \right] = \\ = \frac{(P_\psi + P_w) r_k}{\eta_m i_m p} = \text{const.}$$

Тогда

$$g_{sy} = 8 \cdot 10^{-5} \frac{V_h i_{up}}{r_k} A + 10^{-4} \frac{B}{r_k} (P_\psi + P_w) \quad (16)$$

и

$$Q_{sy} = g_{sy} S_y,$$

где g_{sy} — расход топлива при установившемся движении автомобиля в г/м;

S_y — путь установившегося движения в м;

Q_{sy} — общий расход топлива при установившемся движении.

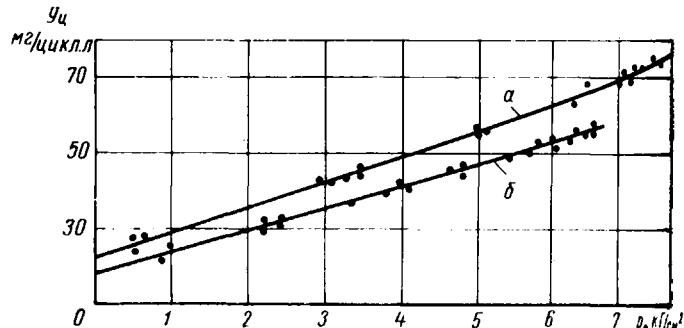


Рис. 5. Зависимость g_u от p_e при выключенном (а) и включенном (б) экономайзере, имеющем механический привод

Если выбег и торможение осуществляются при отключенном двигателе, то $p_e = 0$ и

$$g_{\text{нл}} = \frac{30n_{x,x}V_h}{3600 \cdot 1000} A = \frac{n_{x,x}V_h}{1,2 \cdot 10^5} A,$$

где $g_{\text{нл}}$ — расход топлива при выбеге или торможении в г/сек ;

$n_{x,x}$ — число оборотов холостого хода.

Определяя время выбега или торможения по известной методике [3], можно вычислить общий расход топлива за эти фазы движения.

На рис. 5 приведены зависимости $g_{\text{нл}}$ от p_e для двигателя ЗИЛ-130, полученные в условиях, регламентируемых для снятия эксплуатационных скоростных характеристик. Эти зависимости использованы для определения расходов топлива при разгоне автобусов ЛАЗ-695Е и ЛАЗ-695Ж. Как видно из кри-

вых, приведенных на рис. 5, результаты расчетов хорошо согласуются с опытными данными.

ЛИТЕРАТУРА

- Красиков С. М. Труды Московского автомобильно-дорожного института. Вып. 18. Автотрансиздат, 1956.
- Шейнин А. М. Эксплуатационная топливная экономичность автомобиля. Автотрансиздат, 1963.
- Токарев А. А. «Автомобильная промышленность», 1961, № 12.
- Генбом Б. Б. «Автомобильная промышленность», 1964, № 12.
- Иларионов В. А. Эксплуатационные свойства автомобиля. «Машиностроение», 1966.
- Ленин И. М., Малашкин О. М. и Самоль Г. И. Системы топливоподачи автомобильных и тракторных двигателей. Машгиз, 1963.

УДК 621.833.001.5

Экспериментальное исследование напряжений в ободьях зубчатых колес

Кандидаты техн. наук С. М. БАШЕЕВ, В. Е. АНТОНЮК

Белорусский политехнический институт, Минский тракторный завод

СУЩЕСТВУЕТ большая группа зубчатых колес, имеющих сравнительно тонкие ободья. Толщина обода этих колес составляет обычно 1,5—2,5 модуля зуба. Наибольшее применение такие зубчатые колеса получили в качестве сателлитов в планетарных передачах автомобилей и тракторов.

В случае применения таких зубчатых колес необходимо расчет прочности зубьев на изгиб выполнять с учетом напряжений в ободе колеса.

При экспериментальном исследовании напряжений в ободьях зубчатые колеса имели число зубьев $z=15$, $m=2,5 \text{ мм}$ и ширину обода $b=25 \text{ мм}$. В центральное отверстие устанавливается безобойменный игольчатый подшипник. Для достижения различной жесткости ободьев были изготовлены пять партий экспериментальных зубчатых колес с одинаковыми параметрами зубчатого венца, но с различной толщиной ободьев (за счет изменения диаметров отверстий под подшипники). Толщина ободьев при этом равнялась $1,92 \text{ м}$; $1,75 \text{ м}$; $1,55 \text{ м}$; $1,37 \text{ м}$ и $1,17 \text{ м}$.

Напряжения в ободе исследовали при помощи проволочных датчиков с базой 10 мм и сопротивлением $96,5 \text{ ом}$ и при помощи тензометрической аппаратуры, состоящей из осциллографа МПО-2 и усилителя ТУ-6М с блоком питания. Датчики наклеивали на внешнюю поверхность обода во впадине между зубьями (рис. 1). Для этого на зубчатом венце прорезали паз по ширине датчика. В связи с тем, что ширина паза по отношению к ширине обода была меньше в 6 раз, изменение жесткости обода в месте паза было незначительным (3—5%), поэтому в дальнейшем влияние паза не учитывали.

Предварительно было проведено исследование возможности использования зависимости для определения приведенного момента инерции обода, предложенной А. А. Обуховым [1], так как при выводе зависимости А. А. Обухов использовал зубчатые рейки с толщиной рейки во впадине от 6 до $1,5 \text{ м}$, а в приведенных исследованиях была применена толщина обода, меньшая $1,5 \text{ м}$.

С этой целью исследуемые зубчатые колеса с различной толщиной обода нагружались двумя диаметральными сжимающими силами и измерялись деформации обода в двух направлениях — в направлении приложения сил $\Delta_{\text{верт}}$ и в направлении, перпендикулярном

направлению приложения сил $\Delta_{\text{гор}}$.

Результаты определения деформаций $\Delta_{\text{верт}}$ и $\Delta_{\text{гор}}$ при диаметральной силе 1 кГ с использованием зависимости, предложенной А. А. Обуховым, и экспериментальным путем, приве-

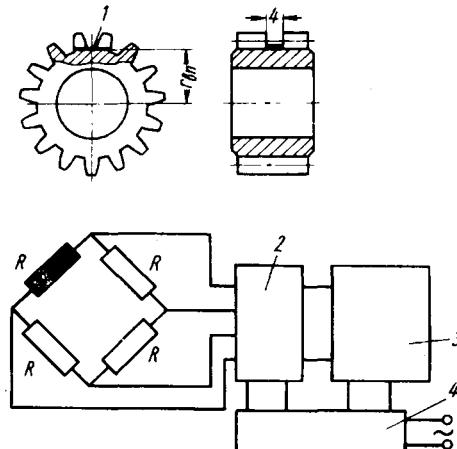


Рис. 1. Схема наклейки и включения датчика в измерительный мост:

1 — датчик; 2 — усилитель; 3 — осциллограф; 4 — выпрямитель

дены в таблице. Как видно из таблицы, расхождение между значениями деформаций, полученных экспериментальным путем и с использованием зависимости, предложенной А. А. Обуховым, составляет не более 3%, что позволяет руководствов-

Параметры	Деформация обода $b \cdot 10^{-5} \text{ мм}$ при толщине обода				
	$1,92 \text{ м}$	$1,75 \text{ м}$	$1,55 \text{ м}$	$1,37 \text{ м}$	$1,17 \text{ м}$
Определенные с учетом зависимости А. А. Обухова	5,02/4,64 4,92/4,53	7,15/6,64 7,35/6,65	10,38/9,55 10,30/9,70	14,96/13,76 15,40/14,10	22,80/21,00 23,10/21,35
Экспериментальные	$-1,98/-2,38$	$+2,80/+0,15$	$-1,70/+3,12$	$+2,96/+2,60$	$+1,30/+1,07$
Отклонение					

Примечание. В числителе $\Delta_{\text{верт}}$, в знаменателе $\Delta_{\text{гор}}$.

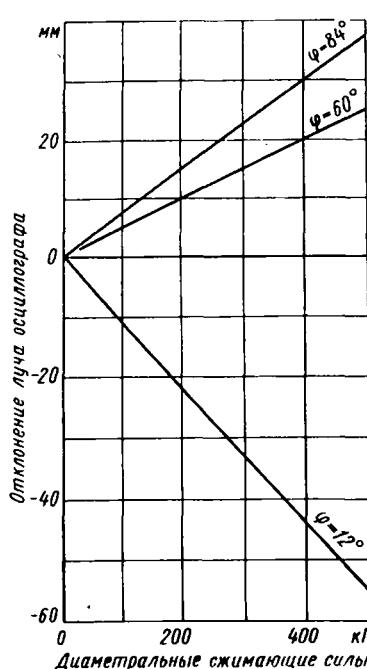


Рис. 2. Тарировочный график зубчатого колеса с толщиной обода 1,75t

где $M = 0,5Tr \sin \varphi - 0,3183Tr$ —

изгибающий момент в сечении эквивалентного кольца при нагружении его диаметральными сжимающими силами T [3];

$N = -0,5T \sin \varphi$ — нормальная сила в сечении эквивалентного кольца при нагружении его диаметральными сжимающими силами;

r_1 — радиус впадины зубьев, на котором наклеен датчик;

$z_1 = \frac{h^2}{12r} + \frac{h}{2}$ — расстояние от нейтральной оси до радиуса впадин зубьев;

$S = \frac{bh^3}{12}$ — статический момент площади сечения относительно нейтральной оси.

Средний радиус эквивалентного кольца

$$r = \frac{1}{2} \sqrt[3]{\frac{12I}{b}} + r_2.$$

где $I = I_0 + Fa^2$ — момент инерции эквивалентного кольца;

$I_0 = \frac{bh^3}{12}$ — момент инерции минимального сечения;

b — ширина обода;

h — толщина обода в минимальном сечении;

$a = 0,25\sqrt{m(h+0,3m)}$ — среднее смещение оси при изгибе для прямозубого зубчатого колеса;

r_2 — радиус внутреннего отверстия.

Теоретические значения напряжений определяли для всех положений датчиков ($\varphi = 12^\circ, 60^\circ, 84^\circ$) и значений сил (100, 200, 300, 400 и 500 кг). Затем подсчитывали цену деления шкалы осциллографа в kG/mm^2 на одну единицу деления шкалы для всех положений датчиков и значений сил и определяли ее среднее значение. Расхождение значений цены деления шкалы осциллографа для различных положений датчика и значений сил было сравнительно небольшим (до 8%), хотя напряжения в различных положениях датчика имели разные знаки.

После тарировки зубчатые колеса нагружали статической нагрузкой по схеме сил, соответствующей условиям работы сателлита в планетарной передаче. Приспособление для статического нагружения (рис. 3) представляет собой корпус 1, в котором на оси 2 игольчатого подшипника располагается экспериментальное зубчатое колесо 3. В корпусе на оси 4 и 5 расположены шестерни 6 и 7, скрепленные с рычагами 8 и 9. Рычаг 8 опирается на регулируемый упор 10, при помощи которого осуществляется окончательная регулировка положения датчика относительно действующих на сателлит сил. Рычаг 9 служит для нагружения испытуемого сателлита. Усилие на этот

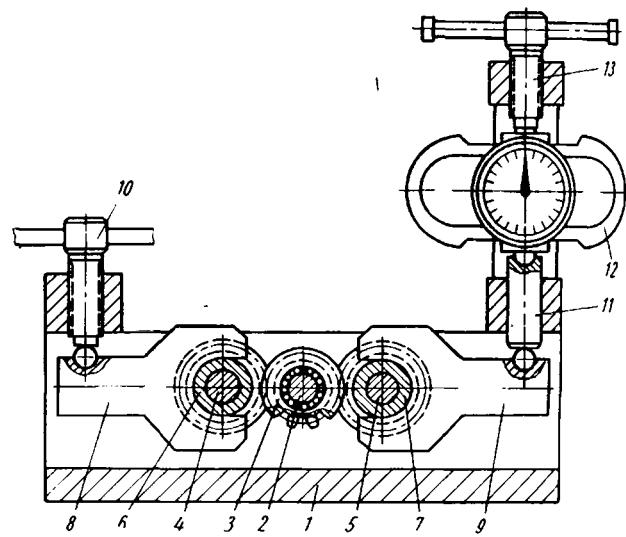


Рис. 3. Приспособление для нагружения зубчатых колес

рычаг передается через толкатель 11 и динамометр 12 от нагружающего винта 13.

Для измерения усилия применяли динамометр сжатия ДС-1. Зная величину усилия на динамометре и соотношение плеч рычага, легко подсчитать момент и окружное усилие на экспериментальном зубчатом колесе.

Для вывода проводов, присоединенных к датчику, шестерни 6 и 7 спаяны проточкой по середине зубчатого венца.

Положение датчика относительно действующих на зубчатом колесе сил изменяли путем поворота зубчатого колеса на один зуб относительно нагружающих шестерен 6 и 7, а окончательную регулировку осуществляли упором 10. Измерение напряжений выполняли при 15 положениях зубчатого колеса, но вследствие симметрии приложения нагрузки относительно вер-

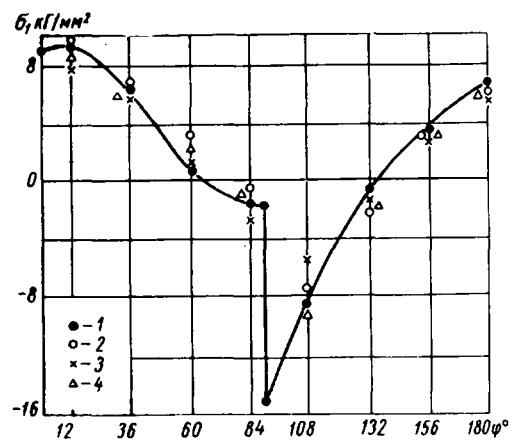


Рис. 4. Эпюры напряжений во внешних волокнах обода зубчатого колеса с толщиной обода 1,75t:

1 — теоретическая; 2 — для шестерни из стали 20XHR с $R = 0,85$ мм; 3 — для шестерни из стали 20XHR с $R = 1,3$ мм; 4 — для шестерни из стали 40Х с $R = 0,85$ мм

тической оси за окончательный результат принимали среднее значение для двух зеркальных положений датчика относительно вертикальной оси.

На основании результатов исследования были построены эпюры напряжений во внешних волокнах для пяти толщин обода. Все эпюры имели аналогичный характер, но отличались величиной наибольших сжимающих и растягивающих напряжений (при одинаковом окружном усилии на экспериментальных зубчатых колесах). На рис. 4 представлена эпюра напряжений во внешних волокнах обода для зубчатого колеса с толщиной обода 1,75 т.

Предложенная методика измерения напряжений в ободе зубчатого колеса может быть использована для измерения напряжений в ободьях любых зубчатых колес.

ЛИТЕРАТУРА

1. О б у х о в Л. А. Расчет обода и спиц зубчатых колес. «Труды Ростовского института инженеров железнодорожного транспорта». Трансжелдориздат. Вып. XVII, 1953.
2. Б е л я е в Н. М. Сопротивление материалов. Физматгиз, 1959.
3. Справочник машиностроителя. Т. 3. Машгиз, 1962.

УДК 629.114.53—585.92.001.42

Исследования по определению наивыгоднейшего передаточного числа главной передачи для городского автобуса

В. В. АЛЕШИН, Е. М. СКОКОВ, канд. техн. наук Н. Д. МАЗАЛОВ, канд. техн. наук А. А. ТОКАРЕВ, канд. техн. наук
К. М. АТОЯН, А. В. РЯБОВ, В. А. БЕСХЛЕБНЫЙ

НАМИ, ГСКБ по автобусам, Первый автобусный парк г. Киева

ИССЛЕДОВАНИЯ по выбору передаточного числа главной передачи для автобусов ЛАЗ-695Е и ЛАЗ-695Ж проводились в два этапа: лабораторно-дорожные¹ и эксплуатационные. При проведении эксплуатационных испытаний, как и в первом этапе, были использованы редукторы заднего моста с передаточными числами 6,45; 7,63 и 9,28.

Испытания проводились с целью определения эксплуатационных расходов топлива автобусами с механической и гидромеханической трансмиссиями с тремя передаточными числами главной передачи при эксплуатации автобусов на трех автобусных маршрутах г. Киева различной сложности; с целью сопоставления расходов топлива при разных передаточных числах главной передачи, полученных во время эксплуатационных испытаний с аналогичными расходами, определенными лабораторно-дорожными испытаниями; с целью выбора наиболее выгодного варианта передаточного числа главной передачи для автобусов ЛАЗ-695Е и ЛАЗ-695Ж.

К началу испытаний пробег автобуса ЛАЗ-695Е составлял около 50 тыс. км, а пробег автобуса ЛАЗ-695Ж (после капитального ремонта двигателя) — около 60 тыс. км.

Проведенные в мае 1966 г. в Киевском автобусном парке № 1 предварительные испытания пяти технически исправных и отрегулированных автобусов ЛАЗ-695Е ($i_0 = 7,63$) на одном и том же маршруте показали, что разница между средними расходами топлива, подсчитанными за 6—7 рейсов, у этих автобусов не превышает 5%. Это дало основание в дальнейшем все испытания проводить на одном автобусе ЛАЗ-695Е. Предварительные испытания автобусов ЛАЗ-695Ж не проводились, но был осуществлен в течение двух месяцев (май, июнь) учет суточного расхода топлива шестью автобусами. После обработки статистических данных были выявлены три автобуса, которые по расходу топлива на единицу пройденного пути мало отличались друг от друга. Один из них был использован для проведения испытаний.

Автобусами во время испытаний управляли водители парка. Автобусы подвергались рядовой эксплуатации в установленном порядке. Обслуживание их проводилось силами парка. Хранение — безгаражное.

Автобусы работали на трех маршрутах с разным продольным профилем. Первым был выбран маршрут № 62 с большой холмистостью (Печорский мост — Красная площадь). Протяженность маршрута 6,7 км; время прохождения его 27 мин. Средняя эксплуатационная скорость 15 км/ч.

Вторым был выбран маршрут № 17 со средней холмистостью (Автозаводская площадь — станция метро «Большевик»). Протяженность маршрута 9,7 км; время прохождения его 32 мин. Средняя эксплуатационная скорость 18,4 км/ч.

¹ В. В. Алешин, М. И. Лурье и др. «Автомобилестроение», № 11, 1967, № 24.

Третьим был выбран маршрут № 14 с малой холмистостью (Ленинградская площадь — Выставка). Протяженность маршрута 13,8 км; время прохождения его 40 мин. Средняя эксплуатационная скорость 20,8 км/ч.

Сложность маршрутов определялась исходя из средней эксплуатационной скорости, величины расхода топлива и личного опыта эксплуатационников автобусного парка № 1.

При испытаниях применялись топливо и масла, рекомендованные заводом-изготовителем. Обслуживались автобусы в соответствии с инструкцией по их эксплуатации. Нагрузка — эксплуатационная.

Расход топлива измерялся путем взвешивания мерного бачка с бензином в начале и в конце рейса. Точность взвешивания ±10 г.

Автобусы работали по одним и тем же графикам движения, установленным для каждого маршрута.

На автобусе ЛАЗ-695Е расход топлива измерялся при трех передаточных числах главной передачи: 7,63 (серийный редуктор); 6,45 и 9,28.

На автобусе ЛАЗ-695Ж эти измерения осуществлялись при двух передаточных числах: 7,63 и 6,45. Редуктор с передаточным числом 9,28 на автобус ЛАЗ-695Ж не устанавливался, так как ранее проведенные испытания автобусов ЛАЗ-695Е показали, что у автобуса с передаточным числом главной передачи 9,28 на всех трех маршрутах повышенный расход топлива по сравнению с автобусом, имеющим серийный редуктор.

Автобусы испытывались в течение одной рабочей смены с 6,30—7,00 до 15,00—15,30 ч. При этом нагрузка в автобусах менялась в значительных пределах (от максимальной в часы «пик» до минимальной). Средняя величина расхода топлива определялась как среднее арифметическое расходов, полученных за 6—7 рейсов.

В таблице приведены данные по расходам топлива в процентах, полученные при эксплуатации автобусов ЛАЗ-695Е с механической трансмиссией и ЛАЗ-695Ж с гидромеханической трансмиссией при эксплуатации их на разных маршрутах и с разными передаточными числами главной передачи. При этом за 100% принимались расходы топлива, соответствующие серийному редуктору с передаточным числом 7,63. Сравнение приведенных данных показывает, что на маршрутах № 14 и № 17 с легким и среднехолмистым профилем расходы топлива у автобусов с передаточным числом главной передачи 6,46 на 5—9% меньше, а расходы топлива у автобусов с передаточным числом главной передачи 9,28 на 6—12% больше по сравнению с расходами автобуса с передаточным числом главной передачи 7,63.

Однако на маршруте № 62 с более тяжелым профилем расходы топлива на автобусах с передаточным числом главной передачи 6,45 оказались на 2—4% выше по сравнению с серийным.

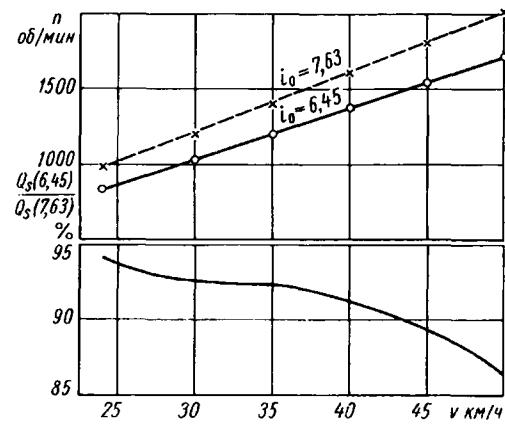
№ маршрута	Заданная эксплуатационная скорость в км/ч	Автобус	Расходы топлива в % при передаточных числах главной передачи		
			6,45	7,63	9,23
14	21	ЛАЗ-695Е	95	103	112
		ЛАЗ-695Ж	94	100	—
17	18	ЛАЗ-695Е	91	100	106
		ЛАЗ-695Ж	94	100	—
62	15	ЛАЗ-695Е	102	100	109
		ЛАЗ-695Ж	101	100	—

Еще нагляднее разницу по расходам топлива Q_s в процентах при применении передаточных чисел 6,45 и 7,63 можно проследить по топливной характеристике установленногося движения автобуса ЛАЗ-695Ж весом 10260 кг (см. рисунок), снятой на прямой передаче. Испытания проводились на ровном горизонтальном участке дороги. За 100% принималась расход топлива, соответствующий передаточному числу главной передачи 7,63. С увеличением скорости движения при передаточном числе 6,45 за счет уменьшения чисел оборотов и смещения их средних значений в зону наименьших удельных расходов расход топлива (в % на 100 км) снижается до 13%.

По результатам эксплуатационных испытаний автобусов ЛАЗ-695Е с механической трансмиссией и ЛАЗ-695Ж с гидромеханической трансмиссией с разными передаточными числами главной передачи можно сделать следующие выводы:

При применении указанных выше передаточных чисел глав-

ной передачи существенной разницы в средних скоростях автобусов не установлено, автобусы свободно укладывались в графики движения на всех трех маршрутах. Однако при передаточном числе 6,45 оборотность двигателя снижается на 10—12% по сравнению с передаточным числом 7,63.



На маршрутах с малой и средней холмистостью средние расходы топлива у автобусов при передаточном числе главной передачи 6,45 на 5—9% меньше, чем при 7,63, а на маршруте с большей холмистостью, наоборот, на 2—4% больше.

Данные эксплуатационных испытаний согласуются с данными лабораторно-дорожных испытаний. Учитывая это, представляется целесообразным выпустить партию автобусов ЛАЗ-695 с передаточным числом главной передачи 6,45 для широкой эксплуатационной проверки данной рекомендации и последующего внедрения в серийное производство.

УДК 629.113—578.001.5

О ВЛИЯНИИ НЕКОТОРЫХ ПАРАМЕТРОВ НА КОЭФФИЦИЕНТ ТРЕНИЯ НАКЛАДОК АВТОМОБИЛЬНОГО СЦЕПЛЕНИЯ В РЕАЛЬНЫХ УСЛОВИЯХ

Г. М. ЩЕРЕНКОВ, В. А. СОКОЛОВ, И. И. ВАСИЛЬЕВ

Всесоюзный научно-исследовательский и конструкторско-технологический институт асбестовых технических изделий

СОБЕННОСТИ конструкции и режимы работы сцепления оказывают заметное влияние на величину и стабильность коэффициента трения накладки. Наблюдается как прямая, так и обратная связь между фрикционной накладкой и узлом сцепления, которая и обуславливает наличие реального значения коэффициента трения пары и всей эксплуатационной характеристики узла сцепления.

Определение реальных, эксплуатационных значений коэффициента трения пары и параметров, влияющих на его стабильность, необходимо проводить непосредственно на автомобиле и при натурных стендовых испытаниях.

Для получения коэффициентов трения сцепления и их зависимостей от некоторых параметров в реальных условиях был оборудован автомобиль ЗИЛ-130. Метод измерения необходимых параметров, а также оборудование автомобиля контрольно-измерительной аппаратурой были подробно описаны ранее [1]. Параметры рабочего процесса сцепления записывались при трогании груженого автомобиля с места ($G_a=9500$ кг) на второй передаче на ровном участке асфальтированного шоссе. Образец записи параметров дан на рис. 1.

Путем обработки записанных на ленту осциллографа данных получены следующие расчетные величины.

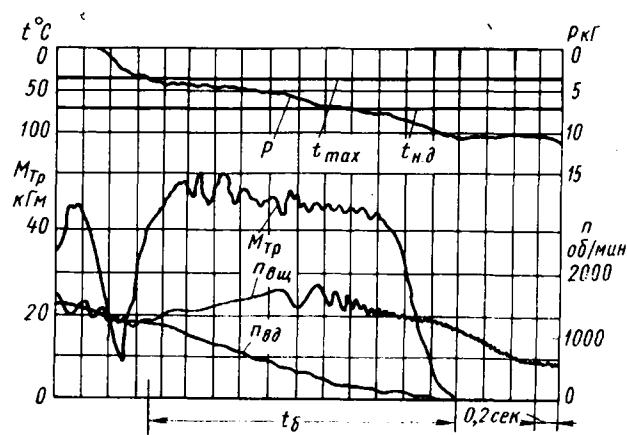


Рис. 1. Образец записи параметров рабочего процесса сцепления при трогании автомобиля с места. Запись параметров выполнена справа налево

Угол буксования

$$\varphi = Sab \frac{\pi}{30} \text{ рад},$$

где S — площадь диаграммы в мм^2 , заключенная между кривыми (рис. 1) $n_{вщ} = f(t_0)$ и $n_{вд} = f(t_0)$; a — масштаб оборотов по оси ординат в $\text{об/мин}/\text{мм}$; b — масштаб времени по оси абсцисс в $\text{сек}/\text{мм}$; $n_{вд}$ и $n_{вщ}$ — числа оборотов соответственно ведомых и ведущих частей сцепления в минуту.

Работа буксования

$$A_0 = M_{mp, cp} \varphi \text{ кГм},$$

где $M_{mp, cp}$ — средний момент в процессе буксования в кГм . Скорость буксования

$$v_0 = \frac{\pi R_{cp} (n_{вщ} - n_{вд})}{30} \text{ м/сек},$$

где R_{cp} — средний радиус трения в м .

Нажимное усилие и удельное давление в процессе буксования

$$P_{н.у} = P_{ном} - P_{i_n} i_c \text{ кГ}; P_0 = \frac{P_{н.у}}{S_n} \text{ кГ/см}^2,$$

где $P_{ном}$ — давление нажимного диска при полностью включенном сцеплении в кГ ; i_n, i_c — передаточные отношения соответственно привода включения и рычагов сцепления; S_n — площадь накладки в см^2 ; P — усилие на педали сцепления в кГ .

Скорость приложения нагрузки

$$w = \frac{\Delta P_{н.у}}{\Delta t_0} \text{ кГ/сек}.$$

Коэффициент трения в процессе буксования

$$\mu = \frac{M_{mp}}{P_{н.у} R_{cp} i},$$

где i — число поверхностей трения.

Ускорение автомобиля в процессе буксования

$$j = \frac{\Delta v_a}{\Delta t_0} \text{ м/сек}^2,$$

При передаточных числах главной передачи $i_0 = 6,45$ и коробки передач $i_k = 4,1$ и радиусе колеса $r_k = 0,49 \text{ м}$

$$j = 1,95 \cdot 10^{-3} \frac{\Delta n_{вд}}{\Delta t_0} \text{ м/сек}^2,$$

где Δv_a — приращение скорости автомобиля за время буксования Δt_0 .

Параметры процесса буксования записывались при разных темпах включения $\tau = \frac{dM_{mp}}{dt_0}$ («бросок», $t_0 = 0,5 \div 0,8 \text{ сек}$; нормальное включение, $t_0 = 1,2 \div 2 \text{ сек}$; замедленное включение $t_0 = 4 \div 5 \text{ сек}$).

Характер изменения параметров по времени буксования при разных темпах включения сцепления автомобиля показан на рис. 2.

Индекс 1 соответствует $t_0 = 0,5 \div 0,8 \text{ сек}$, индекс 2 — $t_0 = 1,2 \div 2 \text{ сек}$, индекс 3 — $t_0 = 4 \div 5 \text{ сек}$.

Графики показывают, что под воздействием температуры, скорости буксования и удельного давления в процессе буксования сцепления коэффициент трения имеет тенденцию к уменьшению со стабилизацией значения к концу буксования (рис. 2, а).

Увеличение темпа включения τ , обусловленное скоростью приложения нагрузки w (рис. 2, б), приводит также к уменьшению абсолютной величины коэффициента трения μ . Однако несмотря на снижение величины μ , с увеличением τ происходит возрастание среднего момента, передаваемого сцеплением (рис. 2, а). Это объясняется более эффективным (при «броске» — динамическим) возрастанием удельного давления P_0 (рис. 2, б). Удельное давление, при котором заканчивается процесс буксования, снижается с уменьшением темпа включения (рис. 2, б) и составляет соответственно 100; 69 и 44% от номинального удельного давления.

При этом обеспечение необходимого момента трения сцепления, который определяется зависимостью $M_{mp} = p_0 S_n \mu R_{cp} i$, происходит при малых значениях τ за счет повышения абсолютной величины μ , а при больших значениях τ за счет возрастания абсолютной величины p_0 . При сохранении постоянных внешних условий нагружения автомобиля эти величины под влиянием темпа включения будут изменяться так: с увеличением $\tau \mu \rightarrow \text{min}$, а $p_0 \rightarrow \text{max}$, с уменьшением $\tau \mu \rightarrow \text{max}$, а $p_0 \rightarrow \text{min}$.

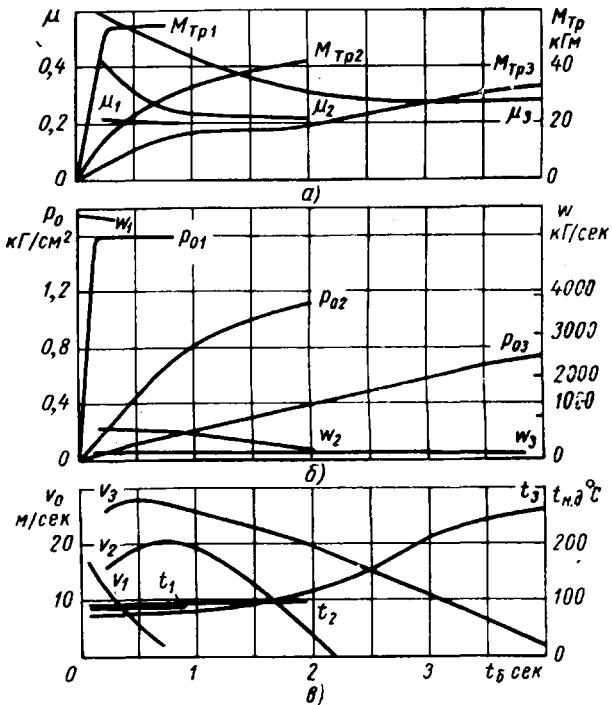


Рис. 2. Изменение параметров сцепления в процессе буксования по времени t_0 :

а — момент трения M_{Tp} и коэффициент трения μ ; б — удельное давление p_0 и скорость приложения нагрузки w ; в — скорость буксования v_0 и температура $t_{н.д}$

Кривые изменения скорости буксования по времени при разных темпах включения, как это видно из рис. 2, в, проходят через максимум с дальнейшим уменьшением до нулевого значения к концу буксования. Максимум по кривой объясняется повышением чисел оборотов двигателя в начальный момент буксования. Резкое падение числа оборотов двигателя при «броске» педали сцепления не дает максимума на кривой изменения скорости буксования. В зависимости от темпа включения τ скорость буксования изменяется по величине, характер изменения остается тем же.

Одной из важных величин, определяющих процесс буксования, является температура. Как показали опыты, температура нажимного диска, как правило, превосходит температуру маховика в 1,5—1,6 раза. При нормальном отпускании педали и при «броске» температура нажимного диска находится в пределах 80—100° и является в первом приближении установившейся (рис. 2, в). С уменьшением темпа включения наблюдается значительное повышение температуры нажимного диска (до 260—300°). Это связано с увеличением работы буксования, которая, как видно из рис. 3, находится в обратной зависимости от величины τ .

Увеличение темпа включения значительно повышает среднее ускорение автомобиля в процессе буксования сцепления (рис. 3), причем ускорение автомобиля без учета пробуксовывания колес может меняться от +18 до -4 м/сек² при «броске» и от +3 до +0,5 м/сек² при нормальном отпускании педали.

Такой диапазон изменения ускорения обуславливает рывки (дергания) автомобиля, характерные для начального периода трогания. Они связаны, по-видимому, как с конструктивными особенностями сцепления, так и с фрикционными свойствами пары трения. Последние особенно сильно влияют на появление в упругих системах, каковой является трансмиссия автомобиля, релаксационных колебаний, которые подробно рассмотрены в статье Ю. И. Костерина и И. В. Крагельского [2].

Анализ кривых, изображенных на рис. 2, 3, показывает, что для обеспечения наивыгоднейших износно-фрикционных характеристик пары трения сцепления, определяемых работой буксования, необходимо увеличить значение t , однако для улучшения комфортабельности автомобиля и снижения величины динамических нагрузок в трансмиссии надо уменьшить значение t . К сожалению, оптимальная величина t для удовлетворения этих противоречивых требований не установлена.

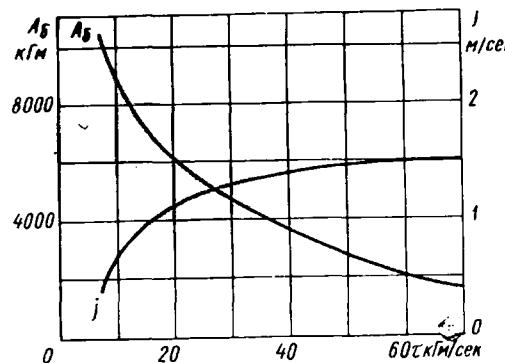


Рис. 3. Зависимость работы буксования A_b и ускорения автомобиля j от темпа включения t

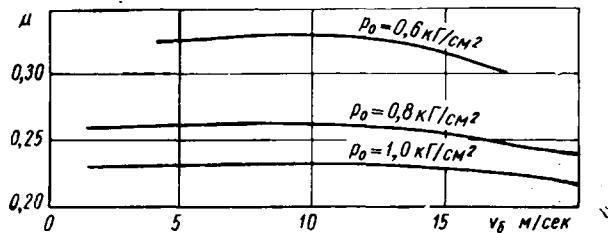


Рис. 4. Зависимость коэффициента трения μ от скорости буксования v_b при различных удельных давлениях ρ_0

Совместное воздействие ρ_0 , v_b , t на величину μ (рис. 2, а) не дает возможности судить о степени влияния того или иного параметра в отдельности на величину и характер изменения коэффициента трения. Поэтому в результате графической обработки зависимостей $\mu = f(t_b)$, $\rho_0 = f(t_b)$, $v_b = f(t_b)$ и $t = f(t_b)$ (полученных из осциллограмм трогания автомобиля в реальных дорожных условиях) с дальнейшим распределением результатов по группам:

$$\mu = f(\rho_0) \text{ при } v_b \text{ и } t = \text{const},$$

$$\mu = f(v_b) \text{ при } \rho_0 \text{ и } t = \text{const},$$

$$\mu = f(t) \text{ при } \rho_0 \text{ и } v_b = \text{const}$$

были построены графики зависимостей коэффициента трения в отдельности от каждого из указанных параметров (рис. 4 и 5).

Как видно из графиков, наибольшее влияние на величину коэффициента трения имеют удельное давление и температура. Увеличение удельного давления от 0 до 1,1 кг/см² (характерный диапазон изменения ρ_0 в процессе буксования сцепления при нормальном t) и температуры нажимного диска от 60 до 280° приводят к значительному падению коэффициента трения. Падение коэффициента трения при увеличении ρ_0 объясняется

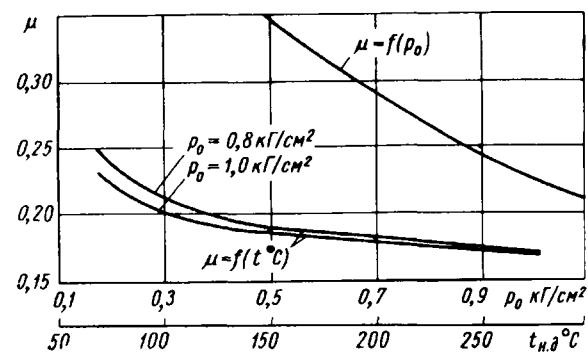


Рис. 5. Зависимость коэффициента трения μ от удельного давления ρ_0 и температуры нажимного диска $t_{н.д}$

тем, что фактическая площадь касания увеличивается медленнее, чем нагрузка [3]. Падающая зависимость $\mu = f(\rho_0)$ обусловлена снижением механических свойств материалов, находящихся в контакте. Такая зависимость характерна для большинства материалов пар трения и особенно асбофрикционных материалов на комбинированном связующем. Этим можно объяснить характер изменения коэффициента трения по времени буксования на рис. 2, а, где нарастание удельного давления по мере отпускания педали сцепления и повышения температуры (при замедленном отпускании педали) приводит к падению коэффициента трения. Однако нарастание удельного давления происходит более интенсивно, чем падение коэффициента трения. Этим и обеспечивается надежная передача сцепления крутящего момента от двигателя к трансмиссии.

Изменение скорости буксования v_b от 2 до 20 м/сек при установленной температуре нажимного диска в пределах 60–90° на величину коэффициента трения практически не влияет (рис. 4), так как механические свойства материалов пары, во многом определяющие коэффициент трения, лишь незначительно зависят от v_b [3].

Некоторое снижение величины μ при увеличении v_b обусловлено повышением контактной температуры трения, практическое определение которой крайне затруднительно.

ЛИТЕРАТУРА

- Шеренков Г. М., Васильев И. И. «Автомобильная промышленность», 1967, № 6.
- Костерин Ю. И., Крагельский И. В. Сб. «Конструирование, исследование и испытания автомобилей», 1956, № 2.
- Крагельский И. В. Трение и износ. Машгиз, 1962.

О требованиях к рулевым приводам управляемых колес полуприцепов

Н. И. КРЫШЕНЬ

Минский тракторный завод

В НАСТОЯЩЕЕ время начинает широко проявляться тенденция к созданию длиннобазных полуприцепов с управляемыми колесами для улучшения маневренных свойств автопоездов. Одним из узловых вопросов, разрешающих проблему управляемых колес, является выяснение требований к рулевым приводам с целью обеспечения ими движения колес полуприцепа по колее задних колес тягача.

В работе [1] были выяснены требования к рулевым приводам колес полуприцепов и даны зависимости, при выполнении которых колеса полуприцепа будут следовать по колее задних колес тягача на круговых траекториях.

Дальнейший анализ зависимостей, полученных в работе [1] для рулевого привода, в сочетании с анализом работы [2] приводит к следующим функциональным зависимостям передаточного числа i для круговых траекторий.

Для одноосного полуприцепа, когда колеса полуприцепа следуют по колее задних колес тягача,

$$i = \frac{\operatorname{ctg} \gamma - \frac{2e}{L_n \sin \gamma}}{\operatorname{ctg} \varphi_n} = 1,$$

где γ — угол складывания автопоезда;
 φ_n — приведенный угол поворота управляемых колес полуприцепа;

e — смещение оси сцепки тягача с полуприцепом вперед относительно заднего моста;

L_n — база полуприцепа.

Для двухосного полуприцепа, когда передние колеса тележки полуприцепа следуют по колее задних колес тягача,

$$i = \frac{\operatorname{ctg} \gamma - \frac{2e}{(L_n - 0,5l) \sin \gamma}}{\operatorname{ctg} \varphi_{n.p.}} = 1,$$

где $\varphi_{n.p.}$ — приведенный угол поворота передних колес тележки полуприцепа;
 l — база тележки полуприцепа.

Для двухосного полуприцепа, когда задние колеса тележки полуприцепа следуют по колее задних колес тягача,

$$i = \frac{\operatorname{ctg} \gamma - \frac{2e}{(L_n + 0,5l) \sin \gamma}}{\operatorname{ctg} \varphi_{n.z}} = 1,$$

где $\varphi_{n.z}$ — приведенный угол поворота задних колес тележки полуприцепа.

Для двухосного полуприцепа, когда траектория середины базы тележки полуприцепа совпадает с траекторией середины заднего моста

$$i = \frac{\operatorname{ctg} \gamma - \frac{2e}{L_n \sin \gamma}}{\operatorname{ctg} \varphi_m} = 1,$$

где φ_m — приведенный угол поворота колес тележки полуприцепа.

Если ось сцепки (шкворень) полуприцепа с тягачом находится над задним мостом у двухосного тягача или над центром тележки у трехосного тягача, т. е. при $e=0$, значения передаточного числа рулевого привода для всех перечисленных схем на круговых траекториях соответственно будут

$$i = \frac{\gamma}{\varphi_n} = 1; \quad i = \frac{\gamma}{\varphi_{n.z}} = 1;$$

$$i = \frac{\gamma}{\varphi_{n.p.}} = 1; \quad i = \frac{\gamma}{\varphi_m} = 1.$$

Работами [2, 3] и др. доказано, что лучшими из всех схем движения являются следующие:

1) колеса одноосного полуприцепа следуют по колее задних колес тягача;

2) передние колеса тележки полуприцепа следуют по колее задних колес тягача.

Эксплуатационная практика автомобилей и автопоездов показывает, что основными траекториями движения являются не круговые, а так называемые входные и выходные траектории [4]. Круговая траектория может входить в основную как составная часть.

Работой [2] установлено, что при входе в поворот траектория тележки полуприцепа не совпадает с траекторией заднего моста тягача, а смещается в сторону, противоположную центру поворота, при выходе из поворота полуприцеп смещается к

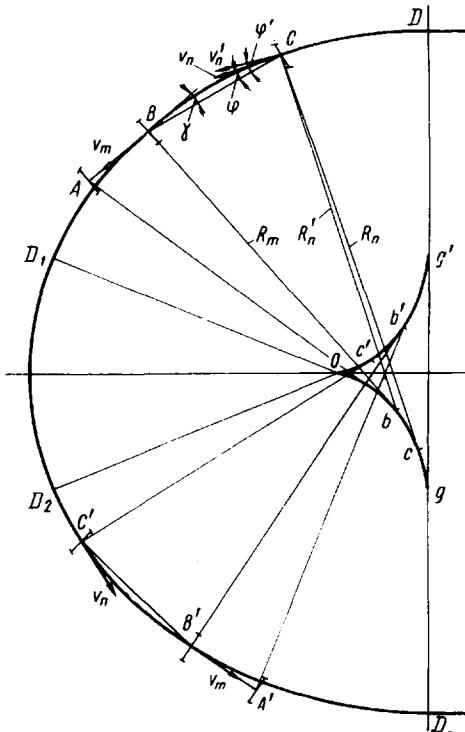


Рис. 1

центру поворота. Входные и выходные траектории получаются путем одновременного движения тягача и поворота управляемых колес и характеризуются кривизной K . На рис. 1 показана основная траектория движения тягача, состоящая из следующих элементов: входной траектории DD_1 ; круговой траектории D_1D_2 ; выходной траектории D_2D_3 .

Кривизна каждой точки траектории [5]

$$K = \frac{1}{R},$$

где R — радиус кривизны в данной точке траектории.

Если на круговой траектории автопоезд движется вокруг неподвижного центра поворота, то на переходных траекториях центр поворота (кривизны) непрерывно перемещается по кривой, так называемой эволюте ($g-O-g'$) данной траектории.

На входной траектории радиус поворота уменьшается от бесконечности до минимального значения, а на выходной — увеличивается от минимального значения до бесконечности.

Так как необходимым условием движения автопоезда с управляемыми колесами полуприцепа является совпадение траекторий тягача (точка B) и полуприцепа (точка C), то, как

видно из рис. 1, при движении автопоезда точка C автопоезда будет повторять движение точки B с опозданием по времени

$$t = \frac{\Delta S}{v_n},$$

где ΔS — длина дуги траектории от точки B до точки C .

Значит, на переходных траекториях центр кривизны с точки C будет отставать от центра кривизны b точки B на то же время t . Вследствие несовпадения центров кривизны радиусы кривизны R_n точки C и R_m точки B будут неодинаковыми, а именно: на входной траектории $R_n > R_m$, а на выходной $R_n < R_m$.

Если точка B передвигается со скоростью v_m , то точка C будет передвигаться со скоростью v_n , причем вектор $v_m \perp R_m$ и вектор $v_n \perp R_n$ и составляют с продольной осью полуприцепа углы соответственно γ (угол складывания автопоезда) и φ (приведенный угол поворота колес полуприцепа).

Если мгновенный центр поворота полуприцепа с совместить с мгновенным центром поворота тягача b , то R_n займет положение R_n' , а вектор v_n займет положение v_n' , угол φ' станет больше угла φ и, следовательно, во время движения точки C начнет выходить за пределы траектории DD_1 в сторону, противоположную от центра поворота.

Соответственный анализ движения автопоезда на выходной траектории приводит к выводу, что полуприцеп будет смещаться от траектории тягача к центру поворота.

На основании изложенного можно заключить, что передаточное число i рулевого привода должно быть:

на входной траектории

$$i_{ax} = \frac{\gamma}{\varphi} > 1;$$

на выходной траектории

$$i_{ayx} = -\frac{\gamma}{\varphi} < 1,$$

причем передаточное число на переходных траекториях не должно быть постоянным.

Таким образом, привод, проектированный из условия обеспечения движения колес полуприцепа по колее задних колес тягача на круговой траектории, не сможет обеспечить совпадения траекторий тягача и полуприцепа на переходных траекториях, а будет поворачивать управляемые колеса полуприцепа так, что полуприцеп будет смещаться: на входной траектории — в сторону, противоположную от центра поворота, и на выходной — к центру поворота.

Следовательно, основной причиной несовпадения колес полуприцепа и тягача при движении автопоезда на переходных траекториях является то, что привод проектируется из условия движения автопоезда по круговой траектории.

Однако бесконечное множество траекторий, которые зависят как от индивидуальных свойств водителя, так и от внешних факторов, затрудняет проектирование привода с обеспечением совпадения траекторий тягача и полуприцепа на всех траекториях движения автопоезда.

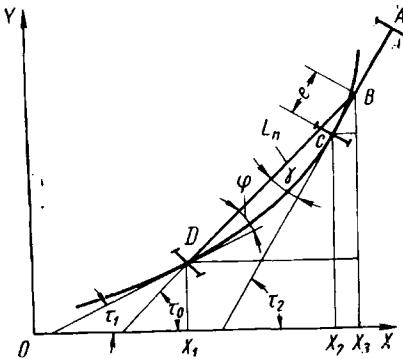


Рис. 2

Практически обеспечить движение колес полуприцепа по колее задних колес тягача на всех траекториях можно лишь в том случае, когда колесами полуприцепа будет управлять оператор. Но этот метод управления колесами требует дополнительной единицы обслуживающего персонала и поэтому в практике почти не встречается.

Гидромеханический привод с копиром теоретически может обеспечить совпадение траекторий полуприцепа и тягача лишь на одной так называемой характерной траектории, т. е. такой траектории, которая встречается наиболее часто в эксплуатации автопоездов. Практически гидромеханический привод сможет обеспечить совпадение колес полуприцепа с колеей задних колес тягача на многих траекториях, которые по своим характеристикам будут мало отличаться от характерной траектории.

Если имеется уравнение $y=f(x)$ характерной траектории и база L_n проектируемого полуприцепа и смещение оси сцепки автопоезда вперед e , можно определить изменение передаточного числа i рулевого привода на характерной траектории следующим образом (рис. 2):

1. Задаемся любой точкой $C(X_2, Y_2)$ траектории.

2. Определяем угол наклона касательной к траектории в точке $C(X_2, Y_2)$:

$$f'(X_2) = \operatorname{tg} \tau_2 = k_2;$$

$$\tau_2 = \operatorname{arctg} k_2.$$

3. Определяем координаты точки $B(X_3, Y_3)$:

$$X_3 = X_2 + e \cos \tau_2.$$

$$Y_3 = Y_2 + e \sin \tau_2.$$

4. По уравнению

$$L_n^2 = (X_3 - X_1)^2 + (Y_3 - Y_1)^2$$

определяем координаты точки $D(X_1, Y_1)$. Точка $D(X_1, Y_1)$ общая для данной траектории и прямой BD . Тогда

$$L_n^2 = (X_3 - X_1)^2 + [Y_3 - f(X_1)]^2.$$

Определив X_1 , найдем Y_1 .

5. Определяем угол наклона прямой BD (L_n):

$$\frac{Y_3 - Y_1}{X_3 - X_1} = \operatorname{tg} \tau_0 = k_0; \tau_0 = \operatorname{arctg} k_0.$$

6. Определяем угол наклона касательной к траектории в точке $D(X_1, Y_1)$:

$$f'(X_1) = \operatorname{tg} \tau_1 = k_1;$$

$$\tau_1 = \operatorname{arctg} k_1.$$

7. Угол складывания автопоезда

$$\gamma = \tau_2 - \tau_0.$$

8. Приведенный угол поворота колес

$$\varphi = \tau_0 - \tau_1.$$

9. Передаточное отношение

$$i = \frac{\gamma}{\varphi}.$$

Определив несколько значений γ и φ , можно проследить характер изменения передаточного числа рулевого привода на характерной траектории и учесть это изменение при проектировании задающего устройства (копира) рулевого привода полуприцепа. Если ось сцепки автопоезда находится над задним мостом ($e=0$), определение изменения передаточного числа привода ведется описанным способом. Если нет уравнения характерной траектории, то, чтобы определить изменение передаточного числа рулевого привода на характерной траектории, можно воспользоваться графическим методом построения углов γ и φ на характерной траектории.

Таким образом, теоретический анализ показывает, что смещение траектории полуприцепа относительно траектории тягача вызвано тем, что задающее устройство (копир) проектируется из условия движения автопоезда по круговым траекториям (вокруг неподвижного и общего для тягача и полуприцепа центра поворота) с передаточным числом рулевого привода $i=1$, в то время как на самом деле автопоезд движется не по круговым, а по переходным траекториям. Чтобы траектории тягача и полуприцепа совпадали, необходимо, чтобы задающее устройство изменяло передаточное число рулевого привода в зависимости от получаемой траектории в нужных пределах по условию, что $i_{ax} > 1 > i_{ayx}$.

Совпадение траекторий тягача и полуприцепа на всех траекториях движения автопоезда может обеспечить такое задающее устройство, которое будет в зависимости от скорости движения автопоезда, скорости поворота колес тягача и параметров автопоезда L_m и L_n изменять в нужных пределах передаточное число i рулевого привода полуприцепа. В качестве основного конструктивного параметра для рулевого привода должно быть передаточное число $i = \frac{\gamma}{\varphi}$, характер изменения которого на характерной траектории необходимо учитывать при проектировании рулевых приводов управляемых колес полуприцепов.

ЛИТЕРАТУРА

- Крышени Н. И. «Автомобильная промышленность», 1965, № 2.
- Ермилов С. С., Колпаков А. П. «Автомобильная промышленность», 1964, № 9.
- Аксенов П. В., Ширяев П. П. «Автомобильная промышленность», 1963, № 11.
- Закин Я. Х. Методы анализа маневровых свойств автопоездов. Автотрансиздат, 1961.
- Лузин Н. Н. Дифференциальное исчисление. Госиздат «Советская наука», 1949.

УДК 629.113:62—567.2.001.5

Режимы работы амортизаторов подвесок грузовых автомобилей

Канд. техн. наук С. К. ПРУТЧИКОВ, Ю. Б. ВИНОГРАДОВ

ДО НАСТОЯЩЕГО времени реальные режимы работы амортизаторов подвесок грузовых автомобилей изучены недостаточно глубоко. Для исследований этих режимов в дорожных условиях авторами были проведены специальные эксперименты. Рассмотрим некоторые из них для наиболее характерных видов дорог. Накопление, систематизация и учет подобного экспериментального материала помогут правильно проектировать, испытывать и дорабатывать конструкции амортизаторов.

В качестве объектов исследований использовались амортизаторы подвесок автомобилей ГАЗ-66 и «Урал-375». На автомобилях измерялись и регистрировались следующие параметры: силы неупругого сопротивления и температуры нагрева амортизаторов, динамические прогибы рессор, вертикальные ускорения в кабине и в центре платформы кузова, а также на неподрессоренных массах ведущих мостов.

Силы сопротивления амортизаторов измерялись тензодатчиками. Проволочные сопротивления наклеивались на специально изготовленные динамометрические кронштейны, которые служили опорой крепления исследуемых амортизаторов. Питание тензодатчиков и преобразование их электросигналов осуществлялись трехканальным усилителем ТДА-3 (производство ЧССР) с батарейным питанием. При исследовании температурного режима амортизаторов записывались температуры их нагрева в процессе движения автомобиля с помощью термопар, которые через определенные промежутки времени включались специальным переключателем в электроизмерительную цепь для регистрации показаний.

Динамические прогибы рессор измерялись потенциометрическими датчиками, включаемыми как полумост в электроизмерительную цепь. Вертикальные ускорения измерялись датчиками перегрузок типа МП-68 и МП-66 с реохордными преобразователями. Результаты измерений регистрировались осциллографами К-12-21. При тарировках и специальных контрольных испытаниях было установлено, что электроизмерительная аппаратура обеспечивает требуемую линейность рабочих характеристик датчиков, а максимальные погрешности измерений не превышали 3—5% при измерениях динамических прогибов рессор и усилий сопротивления амортизаторов и 10% при измерениях ускорений.

Испытания проводились на следующих дорожных участках протяженностью 150—200 м: малоизношенном асфальтированном шоссе без выбоин на поверхности; сильноизношенном булыжном шоссе с выбоинами глубиной до 11 см; разбитой грунтовой дороге с выбоинами глубиной до 22 см. Автомобиль двигался по участку с равномерной скоростью. Величины скоростей (3—5 различных значений) выбирались в эксплуатационном диапазоне, характерном для движения автомобилей по данным дорожным участкам. Автомобили испытывались с полной нагрузкой в кузове и при номинальном давлении воздуха в шинах.

Перед началом испытаний на специальных стендах были определены рабочие характеристики шин, рессор и амортизаторов, а также конструктивные параметры, характеризующие подрессоривание автомобилей. Все эти параметры и характеристики (табл. 1) соответствовали техническим условиям и нормативам.

Параметры	ГАЗ-66		Урал-375
	Передняя часть	Задняя часть	Передняя часть
Осевой вес в кг	2837	2992	3900
Вес подрессоренной части в кг	2317	2512	2800
Суммарная жесткость рессор в кг/см	196	196	330
Полный рабочий ход подвески в мм	195	205	165
Статический прогиб подвески в мм	103	100	83
Передаточное число привода амортизатора от прогиба рессоры	0,79	0,83	1,00
Сопротивление амортизаторов при скорости перемещения штока 52 см/сек в кг:			
на ходе сжатия	56	45	115
на ходе отбоя	258	240	614
Отношение сил трения подвески к статической нагрузке в %	11,2	12,0	20,7
Относительный коэффициент затухания свободных колебаний подрессоренной части автомобиля	0,23	0,31	0,28
Частота свободных колебаний подрессоренной части автомобиля в кол/мин	115	110	103
Радиальная жесткость шины при статическом прогибе в кг/см	400	400	500
Статический прогиб шины в мм	36	38	40

Характерен тот факт, что, хотя подрессоренные массы передней части автомобилей «Урал-375» и ГАЗ-66 различаются всего на 20%, усилия сопротивления амортизаторов у автомобиля «Урал-375» выбраны в 2,5 раза большими. Это обусловлено тем, что у подрессоренных частей этих грузовых автомобилей значительно отличаются моменты инерции относительно центральной поперечной оси. Кроме того, подрессоренные части совершают интенсивные продольные угловые колебания. Демпфирование этих колебаний у автомобиля ГАЗ-66 обеспечивается одновременной работой амортизаторов передней и задней подвески. У автомобиля «Урал-375» центр тяжести значительно смешен к задней балансирующей подвеске, не имеющей амортизаторов. Поэтому демпфирование продольных угловых колебаний подрессоренной части автомобиля «Урал-375» обеспечивается в основном амортизаторами передней подвески, которые вследствие этого и должны обладать повышенным сопротивлением.

Рабочие характеристики амортизаторов автомобилей ГАЗ-66 и «Урал-375» (рис. 1 и 2) определялись на специальном стенде при одинаковой амплитуде колебаний штока (100 мм), но при различных частотах (100—400 кол/мин). Температура нагрева амортизатора при этом составляла 25—40°. Динамические сопротивления амортизаторов измерялись тензометрическими датчиками опорных динамометрических звеньев стенда. Питание тензодатчиков и преобразование сигналов осуществлялось усилителем 8-АНЧ-7М, а регистрация сигналов — с помощью осциллографа Н-700. Из полученных характеристик видно, что с увеличением частоты колебаний усилие сопротивления амор-

тизатора значительно возрастает и может в несколько раз превышать значения, определяемые при контрольной скорости штока 52 см/сек. Таким образом, клапанные системы с увеличением скорости перемещения штока, сохраняют для амортизатора значительную нагрузку.

15 км/ч. Из полученных осциллограмм видно, что динамические прогибы рессор изменяются с различной частотой. Наблюдаемые при этом толчки, соответствующие условному полупериоду изменения динамических прогибов, имеют различную продол-

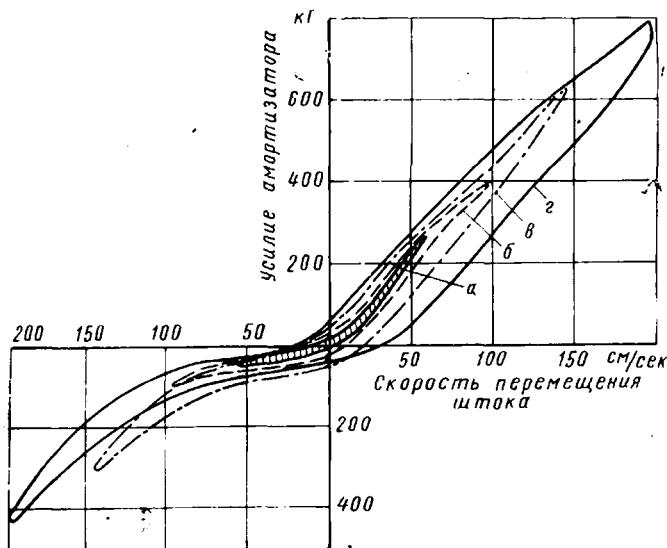


Рис. 1. Рабочие характеристики амортизаторов автомобиля ГАЗ-66:

а — 117 кол/мин; б — 195 кол/мин; в — 290 кол/мин;
г — 395 кол/мин

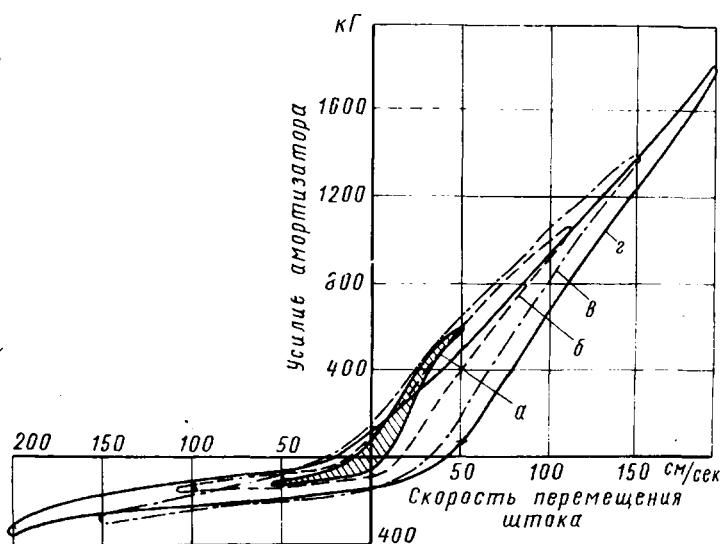


Рис. 2. Рабочие характеристики амортизатора автомобиля «Урал-375»:

а — 105 кол/мин; б — 218 кол/мин; в — 290 кол/мин; г — 395 кол/мин

заторов высокий уровень динамических нагрузок. Наличие петли гистерезиса у рабочих характеристик обусловлено эмульсированием жидкости воздухом, а также упругими сопротивлениями резиновых втулок (узлов крепления амортизаторов) и сальниковых уплотнений.

При выбранных дорожно-эксплуатационных условиях испытаний обеспечивалось возмущение весьма разнообразных режимов колебаний автомобилей как по частотному, так и по амплитудному спектру изменения колебательных параметров. Вертикальные ускорения, испытываемые подрессоренными и неподрессоренными массами, имели значения, характерные для автомобилей при эксплуатации на неровных дорогах, и не превышали допускаемых пределов.

На рис. 3 представлен образец осциллограммы с записью некоторых колебательных параметров автомобиля «Урал-375» во время движения по разбитой грунтовой дороге со скоростью 10—

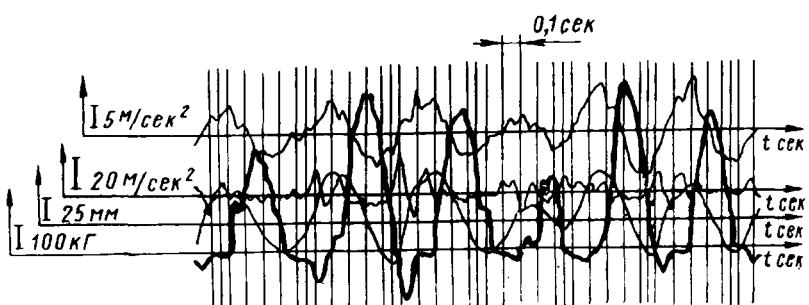


Рис. 3. Образец осциллограммы с записью колебаний автомобиля «Урал-375» (з — ускорения, измеряемые на полу кабины; х — ускорения, измеряемые на правом переднем колесе; у — прогиб правой передней рессоры при ходе колеса вверх; R_0 — усилие сопротивления правого амортизатора при отбое)

Таблица 2

Дорожный участок	Марка автомобиля	Подвеска	Диапазон скоростей в км/ч	Максимальные ускорения в долях g подрессоренной массы	Максимальные ускорения в долях g неподрессоренной массы	Динамические прогибы рессор в мм			Максимальные скорости прогибов рессор в см/сек	Максимальные скорости штока амортизатора в см/сек	Максимальное сопротивление амортизатора в кг	Среднеквадратичное сопротивление амортизатора в кг	Максимальная температура наружная амортизатора в °С				
						максимальный вверх	максимальный вниз	среднеквадратичный		отбой	сжатие						
Ровное асфальтированное шоссе	ГАЗ-66	Передняя	20—60	0,7	0,8	25	20	6,7	44	54	35	43	196	45	29	24	35—45
Сильноизношенное булыжное шоссе	Урал-375-ГАЗ-66	Задняя	20—60	0,5	1,1	23	20	10,4	45	48	37	40	170	41	38	23	35—45
Разбитая грунтовая дорога	Урал-375-ГАЗ-66	Передняя	20—60	0,6	1,8	15	12	4,0	35	41	35	41	390	60	100	18	—
		Задняя	20—40	1,5	2,0	46	52	14,6	98	103	77,5	82	310	70	105	48	65—75
		Передняя	20—40	0,7	2,0	44	74	17,7	104	115	86	97	314	91	116	47	65—75
		Задняя	20—40	0,8	3,8	38	43	14,5	47	71	47	71	690	130	256	38	—
		Передняя	10—30	1,3	2,5	100	69	38	136	128	101	107	425	115	134	52	50—60
		Задняя	10—30	1,3	3,0	84	84	33	112	131	93	109	370	140	127	66	50—60
		Передняя	10—30	1,2	5,0	77	65	32	105	120	105	120	1120	329	395	66	—

Примечание. Указаны максимальные значения измеряемых параметров для нескольких испытательных заездов автомобилей на дорожных участках с различными скоростями равномерного движения в указанном диапазоне скоростей.

жительность т действия. Можно выделить три характерные группы таких толчков: низкочастотные при $t=0,15-0,30$ сек, высокочастотные при $t=0,05-0,15$ сек и вибрационные при $t\leq 0,06$ сек.

Наибольшие амплитуды изменения динамических прогибов рессор (указанные в табл. 2) обычно характерны для низкочастотных толчков. Суммарная продолжительность действия низкочастотных толчков варьировалась в пределах 50—80% всего времени колебаний. Амплитуды прогибов при высокочастотных толчках достигали 45—50 мм у передних рессор автомобиля «Урал-375» и 60—70 мм у рессор автомобиля ГАЗ-66. Высокочастотные динамические прогибы рессор происходят, так же и на разбитой грунтовой дороге при движении автомобилей со скоростью 20 км/ч и выше. Суммарная продолжительность действия всех высокочастотных толчков, главным образом при движении автомобилей по булыжному покрытию, достигала 30—40% общего времени колебаний. Динамические прогибы рессор вибрационной частоты в чистом виде наблюдались сравнительно редко и только на малоизношенных участках дорог. Их амплитуды не превышали 5—10 мм.

В табл. 2 приведены также результаты тензометрических измерений усилий сопротивлений амортизаторов в различных дорожно-эксплуатационных условиях. При обосновании программ испытаний надежности и долговечности амортизаторов следует учитывать, что в реальных условиях эксплуатации они могут испытывать не только низкочастотные (1—3 гц), но и длительное время высокочастотные (до 6—10 гц) колебания с большими амплитудами перемещений штока. При этом суммарная продолжительность высокочастотных толчков изменения динамических сопротивлений амортизаторов может достигать 40—

50% общего времени колебаний автомобиля. Развиваемые амортизаторами силы сопротивления могут в 1,5—2 раза превышать значения, регламентируемые техническими условиями. Суммарная продолжительность высокочастотных толчков изменения сопротивления амортизаторов при движении автомобиля по шоссе с булыжным покрытием может превышать продолжительность высокочастотных изменений динамических прогибов рессор. Последнее, по-видимому, обусловлено тем, что силы сухого трения рассматриваемых подвесок значительны (см. табл. 1) и часто блокируют рессоры при невысоких динамических нагрузках. Однако, так как рессоры этих автомобилей закреплены в резиновых подушках, при заблокированных рессорах мосты могут совершать небольшие (с амплитудой 2—3 мм) колебания относительно рамы, которые и воздействуют на шток амортизатора.

Максимальные скорости перемещений штока амортизатора при высокочастотных колебаниях достигают 109 см/сек у автомобиля ГАЗ-66 и 120 см/сек у автомобиля «Урал-375».

Температура нагрева амортизаторов в обычных дорожно-эксплуатационных условиях работы автомобилей не превышала 70—80°.

Значения температур амортизаторов, указанные в табл. 2, были получены при движении автомобиля со скоростью: 60 км/ч по асфальтированному шоссе; 40 км/ч по сильнознешенному булыжному шоссе и 20 км/ч по разбитой грунтовой дороге.

Постоянный температурный режим амортизаторов устанавливался после 30—40 мин непрерывного движения. Температуры измерялись в летнее сухое время года при температуре окружающей среды 20—25°.



УДК 621.74.04.015:621.74.002.6

Повышение качества отливок путем применения прогрессивных технологических процессов

Канд. техн. наук Б. П. ПЛАТОНОВ, А. Я. МАЛЬЕВ, канд. техн. наук В. А. ЗАХАРОВ

Горьковский автозавод

ЗАПОСЛЕДНИЕ годы на Горьковском автозаводе разработаны и внедрены в производство новые технологические процессы, позволившие повысить качество отливок в литейных цехах и улучшить экономические показатели производства. Работа проводилась совместно с НИИТАвтоПромом.

В 1958 г. впервые в автомобилестроении СССР был разработан и внедрен в производство технологический процесс изготовления литых коленчатых валов для автомобильных двигателей.

Коленчатые валы отливаются из высокопрочного чугуна в оболочковые формы с последующей термической обработкой на структуру зернистого перлита.

Глубокая дисульфурация чугуна в дуговой электропечи с основной футеровкой позволила ликвидировать дефекты отливок по черным пятнам и обеспечить устойчивые результаты модификации.

Модификация чугуна осуществляется в автоклаве под давлением 5—6 атм путем ввода в ковш с жидким металлом 0,07% металлического магния, заложенного в графитовый патрон. При переливе жидкого металла в заливочный ковш под струю дается 0,3% 75%-ного FeSi и 0,05% криолита. Состав чугуна: 3,4—3,6% С; 1,9—2,2% Si; 1,15—1,30% Mn; до 0,002% S; до 0,10% P; 0,15—0,25% Cr; 0,02—0,04% Mg.

Благодаря повышенному содержанию карбиообразующих элементов в чугуне (магнезии и хрома), а также стабилизирующему действию магния образуются устойчивые карбиды. Для разложения карбидов и получения структуры зернистого перлита необходим высокотемпературный отжиг, который про-

водится по режиму: выдержка при 950° в течение 12—14 ч, охлаждение до 720—730° и выдержка при такой температуре в течение 8—10 ч.

Механические свойства магниевого чугуна с зернистым перлитом в матрице:

Твердость НВ	207—250
Предел прочности на изгиб в кг/мм ²	100—120
Стрела прогиба в мм	10—15
Предел прочности на разрыв в кг/мм ²	50—65
Удлинение в %	3—7

Высокие механические свойства магниевого чугуна со структурой зернистого перлита в сочетании с конструктивными изменениями самого вала обеспечили высокую надежность в эксплуатации. Рекламации по причине поломки литых валов полностью отсутствуют. Наиболее эффективным конструктивным мероприятием по упрочнению вала явилось уменьшение напряжения изгиба и удельных нагрузок на коренные подшипники за счет увеличения перекрытия шеек вала и увеличения диаметра шатунных шеек.

Для получения более равномерных толщин тела в различных сечениях и получения равномерной структуры литой вал выполняется с полыми коренными и шатунными шейками. Это позволило получать валы без усадочных дефектов.

Десятилетний опыт массового производства литых коленчатых валов для новых автомобильных двигателей Горьковского автозавода подтвердил их преимущества перед коваными стальными валами.

Сравнение эксплуатационных качеств чугунных литых и

стальных кованых валов показало, что износ шатунных и коренных шеек чугунного вала значительно ниже, чем стального.

Межремонтный пробег автомобилей с чугунными валами увеличился до 120—150 тыс. км вместо 60—70 тыс. км на автомобилях с коваными валами.

Таблица 1

Валы автомобилей	Шейки	
	шатунные	коренные
Литые:		
М-21	0,42	0,75
ГАЗ-13	0,3	0,45
ГАЗ-53	0,55	0,7
Кованые:		
М-20	1,66	1,32
ГАЗ-12	1,31	0,90
ГАЗ-51	1,90	1,20

Таблица 1 приведены данные по износу шатунных и коренных шеек коленчатых валов автомобильных двигателей Горьковского автозавода в 1000 км .

Производство литых чугунных коленчатых валов для автомобильных двигателей, особенно при массовом производстве, дает народному хозяйству страны большую экономию. С внедрением чугунных валов упрощается и удешевляется технологическая оснастка, уменьшается объем механической обработки и значительно снижается расход металла за счет полостей в шейках вала. При замене кованых валов литыми только для одного автомобиля «Волга» экономия стального проката составляет более 1,5 тыс. т в год.

Таблица 2

Автомобиль	Вес кованого вала в кг			Вес литого вала в кг	
	Заготовки для поковки	Поковки	Вала после механической обработки	Отливки	Вала после механической обработки
ГАЗ-51	49,8	37,0	30,0	—	—
М-20 «Победа»	38,5	30,5	23,8	—	—
М-21 «Волга»	30,0	26,0	18,5	19,0	16,0
М-13 «Чайка»	—	—	—	32,5	26,6
ГАЗ-66	—	—	—	40,0	30,0

В табл. 2 приведены весовые характеристики коленчатых валов автомобильных двигателей Горьковского автозавода.

Изготовление валов в оболочковых формах со стержнями, полученными по горячим ящикам, обеспечило высокую точность и чистоту отливок. Опыт производства оболочковых форм и стержней по горячим ящикам, приобретенный при производстве коленчатых валов, позволил распространить применение этого метода и на другие отливки.

Повышение точности отливок является важнейшей проблемой машиностроения. Повышение точности размеров отливки достигается уменьшением величин отклонений всех элементов форм. Одним из способов повышения точности песчаных стержней является формование их в горячих ящиках из смесей на основе термореактивной смолы — пульвербакелита. Формование осуществляется насыпным или пескодувным способом. При насыпном способе сухая стержневая смесь, содержащая 7% пульвербакелита, засыпается в стержневой ящик, нагретый до температуры 220—240°C. После выдержки в течение 40—50 сек и более (в зависимости от требуемой толщины оболочек) излишек смеси высыпается. Затем ящик вместе с оболочкой нагревается для окончательного отвердения стержня. Отклонения размеров стержней от размера стержневого ящика при обычном методе составляют $\pm 0,6\%$, а по горячим ящикам $\pm 0,15\%$.

Метод изготовления стержней по горячим ящикам применен для коробчатых кронштейнов рессор, отливаемых из ковкого чугуна. Вес отливки 4—4,5 кг с толщиной стенок 4—5 мм. По техническим условиям кронштейны подвергаются правке в трех плоскостях с доведением точности в каждой плоскости под щуп 0,3 мм. Кроме того, обусловлен допуск на размеры детали $\pm 0,5$ мм при высоких требованиях к чистоте внутренних поверхностей.

Песчаные стержни, изготавливаемые обычным способом, не могут обеспечить указанных требований. Размеры стержня, получаемого обычным способом, колеблются в пределах $\pm 1,8$ мм.

Для получения литья с заданными требованиями был разработан технологический процесс изготовления кронштейнов с применением оболочковых стержней, формуемых по горячим ящикам. Отклонения по размерам стержней сократились до $\pm 0,4$ мм.

Усадка металла на деталях с оболочковыми стержнями в среднем равна 1,58% вместо 0,37% на отливках со стержнями, изготавливаемыми обычным способом.

Несмотря на увеличение усадки, высокая податливость и выбиваемость оболочковых стержней на пульвербакелите обеспечили резкое сокращение брака отливок по трещинам. Так, например, по переднему кронштейну рессор брак по трещинам снижен с 19,0 до 2,4%, или на 85%, и по заднему кронштейну с 16,0 до 2,0%, или на 86,7%, по сравнению с технологией изготовления отливок с песчаными обычными стержнями.

Значительное повышение точности и качества отливок получено применением прессового формования при высоком удельном давлении. Формы для отливки тормозных барабанов ранее изготавливались на встряхивающих формовочных машинах с подпрессовкой при удельном давлении 3—4 кг/см². Теперь эти же формы производятся на прессовом формовочном автомате. Удельное давление прессования 15 кг/см². Плотность формовочной смеси вместо 50—60 единиц стала 90—95, поэтому уменьшилась деформация формы при заполнении ее металлом. Это видно из сравнения веса P отливок по старому и новому методам (табл. 3).

Вес по старой технологии $18,738 \pm 0,336$ кг, а по новой $17,574 \pm 0,216$ кг. Снижение веса составило 6,2%. Сократились отклонения по внутреннему диаметру отливки (табл. 4). Значительно выше стала чистота поверхности отливки.

Таблица 3

Таблица 4

Вес отливки тормозного барабана в кг	Количество отливок в %, полученное при удельном прессовании в кг/см ²		Внутренний диаметр отливки тормозного барабана в мм	Количество отливок в %, полученное при удельном прессовании в кг/см ²	
	3—4*	15		3—4 (со встряхиванием)	15
17,25—17,50	—	20	186,00—186,25	4	—
17,50—17,75	—	46	186,25—186,50	32	—
17,75—18,00	—	34	186,50—186,75	36	—
18,00—18,50	33	—	186,75—187,00	32	12
18,50—19,00	52	—	187,00—187,25	—	76
19,00—19,50	14	—	187,25—187,50	—	14
19,50—20,00	1	—			

* Прессование происходило с дополнительным встряхиванием.

Примечания: 1. Размер модели отливки 188,00 мм.
2. Номинальный размер отливки после механической обработки 189,00 мм.

Прессовые формовочные машины конструкции НИИАвтоПрома на Горьковском автозаводе работают с начала 1963 г. За это время они зарекомендовали себя надежными и высоко производительными машинами. Среднечасовой съем формы за месяц составляет 145—155 опок при одном рабочем-операторе вместо 80 опок при 8 рабочих на старых машинах.

Применение стали НИПРА для крестовин дифференциала автомобилей МАЗ-200 и МАЗ-205

Ю. П. РЯБУШКИН
Минский автозавод

ВОПРОСЫ повышения надежности и долговечности в последнее время приобретают первостепенное значение. На автомобилях семейства МАЗ-200 крестовина дифференциала (детали 200-2403060) является основной деталью, лимитирующей долговечность дифференциала заднего моста. При первом ремонте отбраковывается до 78% этих деталей [1].

Крестовина и вращающиеся на ее пальцах сателлиты изготавливаются из стали 18ХГТ и подвергаются термической обработке по следующему режиму: цементация в печах Ц-105 на глубину 1,3—1,6 мм при температуре 1000°, охлаждение на воздухе, нагрев под закалку в конвейерной электрической печи до температуры 830°, охлаждение в масле, отпуск при 180°. При вращении сателлитов на пальцах крестовин осуществляется трение скольжения стали по стали.

В результате анализа изношенных деталей установлено, что новой причиной преждевременного выхода деталей из строя является схватывание, которому детали подвержены особенно в результате приработки.

Изготовление трущихся деталей из сталей одинаковых марок увеличивает возможность схватывания [2].

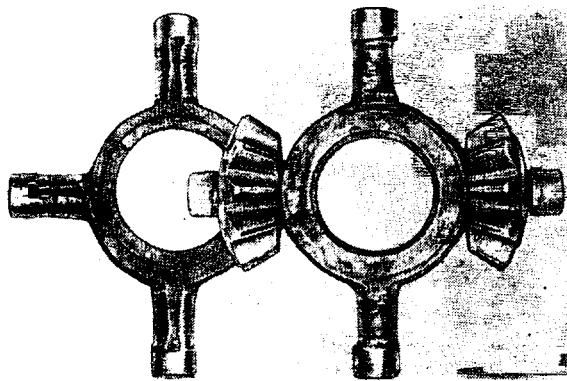


Рис. 1

Известно [3], что схватывание проявляется в виде: едва заметного переноса металлов; наволакивания металла одной детали на поверхность другой; приваривания сравнительно больших частиц металла одной детали к поверхности другой; заедания.

Наволакивание и приваривание приводят к катастрофическому износу (рис. 1). Заедание как крайняя степень схватывания приводит к поломке пальцев крестовины и выходу из строя остальных деталей дифференциала.

Для увеличения долговечности крестовин дифференциала рекомендуется электролизное борирование [1], которое, в частности, уменьшает явления молекулярного схватывания.

Борирование рекомендуется как конечная операция. Но увеличение размеров после борирования не может гарантировать обеспечения точности пальцев крестовины, заданной чертежом (диаметр 30—0,021 мм). Это достигается правкой и последующим шлифованием (0,25 мм). При правке крестовин, имеющих борированный слой с трещинами в переходной зоне [1], могут возникнуть более глубокие трещины. Следовательно, для данных деталей не приемлемо применение электролизного борирования. Кроме того, борирование, как дополнительная операция, требует увеличения затрат.

Целью настоящей работы явилось повышение надежности и долговечности крестовин дифференциала путем замены марки стали с последующим применением поверхностного покрытия.

По мнению некоторых исследователей [3, 4] одним из наиболее эффективных способов, предотвращающих схватывание и обеспечивающих лучшую приработку трущихся поверхностей, является фосфатирование. Проведенные центральной заводской

лабораторией опыты на дифференциалах с фосфатированными и без покрытия деталями подтвердили это.

Другой мерой, уменьшающей схватывание, является изменение материала. В этом случае выбор материала и технологическая схема термической обработки должны удовлетворять требованиям: эксплуатационным (материал после соответствующей термической обработки должен иметь необходимый комплекс свойств, обеспечивающих достаточную долговечность узла); технологическим (иметь хорошую обрабатываемость, отсутствие склонности к образованию шлифовочных трещин, обезуглероживанию, короблению); экономическим (отсутствие дефицитных легирующих элементов и невысокую стоимость).

Учет этих обстоятельств позволил рекомендовать для крестовин дифференциала стали пониженной прокаливаемости 55ПП и НИПРА.

Химический состав стали 55ПП: 0,58% С; 0,30% Мп; 0,13% Si; 0,05% Cr; 0,08% Ni; 0,024% S; 0,015% P; состав стали НИПРА: 0,57% С; 0,19% Si; 0,25% Мп; 0,08% Cr; 0,13% Ni; 0,021% S; 0,024% P.

Таблица 1

Марка стали	Температура отпуска в °С	Твердость HRC	Предел прочности в кг/мм ²	Предел текучести в кг/мм ²	Относительное удлинение в %	Относительное сужение в %	Ударная вязкость в кг/м с·м ²
55ПП	580	20—23	82—86	76—77	10—11	51—60	8—10
	550	25	88—93	80—83	9—10	43—56	7—8
	500	29—30	103—104	92—94	8—10	46—51	6—7
	460	37—38	119—125	109—113	6—8	45—51	5—6
	400	41—42	136—139	130	7—8	47—50	4—5
	350	46—47	151—164	147—150	4—5	34—38	3—4
	200	51—53	175—190	—	—	—	—
	600	25	97—100	90—96	9—11	48	10—11
	550	28—30	109	99—102	8—10	47—51	8
	500	31—34	117—120	109—110	7—8	41—53	7—8
	450	36—38	134—138	121—128	7	42—49	6—7
НИПРА	400	41—45	158—166	141—148	4—5	—	5—6
	350	47—49	181—184	164—169	4—5	24—38	3
	200	52—53	183—195	—	—	—	—

Примечание. Нагрев под закалку до 820—830°С осуществлялся в соляной ванне, С-100, охлаждающая среда — вода.

Для сравнения этих сталей исследовались механические свойства после закалки и отпуска при различных температурах (табл. 1, 2). Ударная вязкость определялась при обычной и отрицательных температурах.

Таблица 2

Температура испытания в °С	Ударная вязкость стали в кг/м·см ²		Температура испытания в °С	Ударная вязкость стали в кг/м ²	
	55ПП	НИПРА		55ПП	НИПРА
+20	9	9	-50	4—5	6—7
0	8—9	8—9	-60	5	5—6
-10	7—9	8	-70	4—5	5—6
-20	5—8	7—8	-80	4—5	5
-30	5—6	7—8	-90	4	5
-40	5—6	6—7	-100	1—3	4—5

Из таблиц видно, что сталь НИПРА несколько лучше по прочности и ударной вязкости по сравнению со сталью 55ПП. Определение величины зерна показало, что сталь НИПРА характеризуется не только меньшей величиной зерна при стандартной температуре его определения, но и меньшей склонностью к росту с повышением температуры нагрева. Этим, по-видимому, объясняется несколько лучшее значение ударной вязкости стали НИПРА. Кроме того, наличие в стали НИПРА селена позволяет повысить режимы резания на 15—20% и уменьшить расход режущего инструмента на 25—30% [5].

Селен, как аналог серы, способствует лучшей приработке трущихся поверхностей, повышает износостойкость. Все это предопределило выбор стали НИПРА для изготовления крестовин дифференциала. НИПРА — низколегированная легированная автоматная сталь, разработана она в Челябинском научно-исследовательском институте металлургии [6].

Выплавка этой стали полностью освоена на Челябинском металлургическом заводе. Марочный состав стали согласно ТУ 8-66 следующий: 0,52—0,60% C; 0,20—0,35% Mn; 0,10—0,30% Si; 0,15% Cr; 0,15% Ni; 0,04% S; 0,04% P; 0,04—0,10% Al_{ost}; 0,04% Se *расчет.*

В 1963 г. была изготовлена опытная партия крестовин из стали НИПРА. Все детали были обработаны по следующему режиму: нагрев до температуры 820° в конвейерной электрической печи К-80, скорость движения ленты 1 ч, охлаждающая среда — 5%-ный водный раствор NaOH, отпуск при 180° в течение 2 ч. Твердость закаленной поверхности деталей HRC 58—61 с понижением до HRC 30—25% в центре сечения. Глубина закаленного слоя около 2 мм, на поверхности слоя —

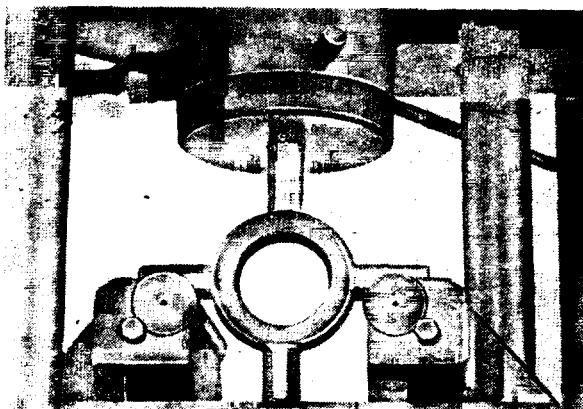


Рис. 2

бесструктурный мартенсит; сердцевины — сорбит закалки. После шлифования детали фосфатировались.

Дорожным испытаниям предшествовало определение прочности на деталях при статическом изгибе.

Крестовина устанавливалась противоположными пальцами на опоры универсальной машины усилием 35 т (рис. 2), расстояние между которыми 180 мм. Нагрузка давалась на один из перпендикулярных пальцев.

Крестовины из стали НИПРА выдерживали нагрузку до разрушения в среднем 31 830 кг. Одновременно испытывались серийные крестовины из стали 18ХГТ, средняя нагрузка при разрушении которых составляла 23 030 кг.

В 1964 г. детали из стали НИПРА были установлены на девяти автомобилях МАЗ-205 и МАЗ-200. Автомобили были взяты под наблюдение. В настоящее время пробег опытных деталей составил более 80 тыс. км. Три детали были сняты с автомобилей и исследованы. Износ был незначительный, рабочая поверхность гладкая, блестящая без задиров. Детали были пригодны для дальнейшей эксплуатации. Остальные детали будут испытываться до полного износа.

Таким образом, замена стали 18ХГТ на сталь НИПРА для крестовин дифференциала с последующим фосфатированием готовых деталей благоприятно сказывается на приработке деталей в процессе эксплуатации, что в конечном итоге увеличивает долговечность дифференциала. Сталь НИПРА лучше обрабатывается на станках, что дает возможность увеличить скорости резания и снизить расход инструмента. Детали из стали НИПРА имеют статическую прочность при изгибе на 35% выше по сравнению с деталями из стали 18ХГТ. Сокращается длительность процесса термической обработки за счет ликвидации цементации и очистки деталей. Уменьшается расход жароупорных и нагревательных материалов, электроэнергии. Ожидаемая годовая экономия от внедрения стали НИПРА взамен 18ХГТ более 15 тыс. руб.

В 1968 г. завод намечает переход на изготовление крестовин дифференциала из стали НИПРА.

ЛИТЕРАТУРА

- Яковлев Г. М. и др. «Промышленность Белоруссии», 1964, № 12.
- Мишин Ю. А., Сухоруков П. В. Международная конференция по зубчатым передачам. Машгиз, 1962.
- Семенов А. П. Схватывание металлов. Машгиз, 1958.
- Любарский Н. М. и др. «Металловедение и термическая обработка металлов», 1960, № 3.
- Гольдштейн Я. Е., Жижакина О. Д. «Сталь», 1961, № 9.
- Гольдштейн Я. Е. Низколегированные стали в машиностроении. Машгиз, 1960.

УДК 539.377:62.923

Влияние тепловых деформаций на точность при врезном шлифовании

Канд. техн. наук П. М. ПОЛЯНСКИЙ, Г. М. ДЕМИДЕНКО

Московский автомеханический институт

ОДНИМ из наиболее распространенных видов окончательной обработки деталей автомобиля, обеспечивающих получение высокой точности размеров и формы, является шлифование. Однако при шлифовании возникают тепловые деформации детали, являющиеся следствием высокой температуры в зоне резания, что приводит к снижению точности. Часть тепла уходит в деталь, вследствие чего растет температура поверхностного слоя и температура внутренних слоев металла.

В работе А. Н. Исаева и С. С. Силина [1] на основании расчета температуры шлифования, основанного на использовании теории мгновенных источников, показано, что в зависимости от условий шлифования в деталь уходит 60—85% общего количества тепла, в стружку 0,5—30% и в круг 9—13%.

Основным является вопрос о распределении тепла между обрабатываемой деталью и шлифовальным кругом. В деталь переходит примерно 73% общего количества тепла [2] или 58—

62% от общего количества работы, так как при шлифовании 15—20% работы резания [3] превращается в потенциальную энергию деформации кристаллической решетки.

Возникающий при шлифовании тепловой процесс отличается мгновенностью нагрева, высокими температурами, развивающимися в месте контакта шлифовального круга с деталью. В результате высокого градиента температуры тепло очень быстро отводится в массу детали, что приводит к образованию структурных и фазовых превращений, сопровождающихся изменениями физико-механических свойств поверхностного слоя металла и, как следствие, изменениями размера деталей.

Таким образом, тепловые процессы, происходящие при шлифовании и зависящие от таких технологических и физических параметров, как материал детали и круга, величина снимаемого припуска, величина подачи и т. д., ограничивают возможности интенсификации процесса из-за опасности возникновения

приковов на поверхности деталей и оказывают существенное влияние на точность шлифования (особенно в автоматическом цикле) из-за колебаний в нагреве деталей.

Изучению температурных явлений, возникающих в процессе шлифования, посвящен ряд работ, но большинство из них рассматривают процесс плоского и круглого шлифования с продольной подачей.

Исследования, проводимые для определения погрешности обработки вследствие температурных деформаций заготовки в процессе шлифования, основывались на предположении, что температурное поле в детали является одномерным [1, 4]. Такое допущение полностью оправдывается только в случае отсутствия теплообмена между окружающей средой и боковыми поверхностями обрабатываемой детали. Во всех других случаях границы применения этого предположения зависят от методов и условий обработки. Учет теплоотдачи с торцов детали необходим при рассмотрении вопроса о влиянии температурных деформаций на форму поверхности, особенно при круглом шлифовании методом врезания и при расчете температурных деформаций коротких шеек валов. Интенсивность переноса тепла в осевом направлении детали обуславливается не только охлаждением торцов охлаждающей жидкостью, но и в значительной степени общей геометрической формой заготовки и способом ее зажима. Так, например, при обработке шеек валов в центрах, колец подшипников в мембранных патронах перенос тепла в осевом направлении обусловливается как конвективным теплообменом, так и теплопроводностью. Поэтому градиент температуры вдоль оси детали отличен от нуля. В результате происходит перенос тепла в направлении к торцам детали, температура которых оказывается ниже средней температуры внутренних сечений образца. Следовательно, с ее остыvанием шлифованной детали диаметральные размеры сечений, имевших наибольшую среднюю температуру, уменьшаются на большую величину, чем диаметры сечений, имевших меньшую среднюю температуру. В результате возникает погрешность геометрической формы — корсность, величина которой зависит от режимов обработки деталей.

Для определения связи между величинами тепловых деформаций, параметрами заготовки и режимами обработки в Московском автомеханическом институте были экспериментально исследованы температурные поля шлифуемых деталей в условиях, близких к производственным.

Шлифование осуществлялось на круглошлифовальном станке ХСЗ ЗА151, оснащенным механизмами и приборами системы автоматизации Московского автомеханического института [5] и электрической схемой управления, позволяющей осуществлять автоматические циклы с различными структурами, например, вариант I цикла:

- 1) врезание до срабатывания реле тока;
- 2) черновая подача до размерной команды датчика прибора активного контроля;
- 3) реверс до размерной команды датчика;
- 4) чистовая подача до размерной команды датчика;
- 5) быстрый отвод шлифовального круга.

В варианте II этапы 3 и 4 цикла заменяются выхаживанием до достижения требуемого размера.

Схема позволяет также осуществлять простые одноступенчатые циклы по времени с постоянной подачей или с постоянным напрямом. Во всех вариантах предусмотрена возможность плавного изменения скоростей поперечных подач на всех этапах рассматриваемых циклов.

Определялись тепловые деформации не только на основании расчета их по средним избыточным температурам, но и непосредственно с помощью прибора активного контроля. Для этого был использован пневмотензометрический способ регистрации съема припуска на всех этапах цикла, представленный блок-схемой на рис. 1. Оба пневматических датчика включены параллельно в одну измерительную цепь, т. е. на одно измерительное сопло.

Как показали исследования, такое включение позволяет значительно расширить пределы измерения размеров детали в процессе обработки на всех этапах автоматического цикла шлифования, т. е. возможность рассчитать скорость съема припуска и текущую способность круга в любой момент времени цикла. Кроме того, один из пневматических датчиков, предназначенный для измерения съема припуска на последнем (чистовом) этапе цикла и для подачи сигнала на прекращение обработки и отвод шлифовального круга, настраивается на малую цену деления, что позволяет достаточно точно измерять тепловую деформацию детали сразу же после шлифования на рабочем месте.

Шлифовались образцы длиной $l=50$ мм из различных марок сталей кругами III 600×50×305 Э920СТ1К и Э940СТ1К, имеющими наибольшее распространение в автомобильной промышленности.

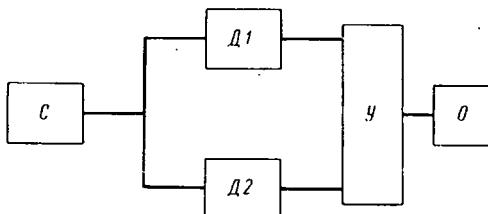


Рис. 1. Блок-схема устройства для измерения и записи съема припуска при шлифовании:
 С — двухконтактная скоба; D1, D2 — пневматические сильфонные датчики с тензометрическими пластинами [6]; Y — тензометрический усилитель; О — осциллограф Н-700

В процессе исследований изменялись следующие параметры режима:

1. Удельное радиальное усилие P_y в пределах 1—10 кГ/см. В течение цикла величина P_y поддерживалась постоянной с помощью регулирования напряжения в цепи якоря двигателя постоянного тока механизма поперечных подач. Она измерялась тензометром, сигнал с которого после прохождения через усилитель записывался на осциллограф Н-700.

2. Скорость вращения изделия v_u в пределах 18—42 м/мин при скорости вращения круга 35 м/сек.

3. Материал образца — стали 45, 40Х и ШХ15, закаленные до разной твердости, а также сталь 45 незакаленная.

3. Диаметр образца в пределах 40—100 мм.

Исследования температурных полей и расчеты тепловых деформаций проводились при шлифовании в одноступенчатых циклах, длительность которых определялась достижением температурного насыщения в детали, чему соответствовало постоянство температуры различных точек во времени. Для расчета тепловых деформаций измерялась избыточная температура детали одновременно в нескольких точках по радиусу. Для измерения был выбран способ встречного включения термопар, причем температура вращающейся детали измерялась относительно температуры охлаждающей жидкости. Электрическая связь между вращающимися датчиками и регистрирующей аппаратурой осуществлялась с помощью разработанного токосъемного устройства, позволяющего исключить погрешность от паразитных т.э.д.с.

Результаты измерения фиксировались с помощью осциллографа Н-700. Термопары приваривались в отверстиях измеряемого образца, просверленных в торце и в оправке, и Δt заливались kleem. Температура одновременно измерялась в нескольких точках, расположенных на различных расстояниях r_i и a_i от оси и торцов образца. По результатам измерения строилась кривая распределения температуры (рис. 2). По оси абсцисс отложены значения координат r_i точек, в которых приваривались термопары, а по оси ординат — соответствующие значения избыточных температур Δt_i . Величина тепловой деформации Δ определялась из выражения

$$\Delta = 2\beta \sum_{i=1}^n \Delta t_i \Delta r_i, \quad (1)$$

где β — коэффициент линейного расширения металла детали. Значение средней избыточной температуры в соответствующем поперечном сечении образца определяется из уравнения

$$\Delta t_{cp} = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta t_i \Delta r_i}{\sum_{i=1}^n \Delta r_i}. \quad (2)$$

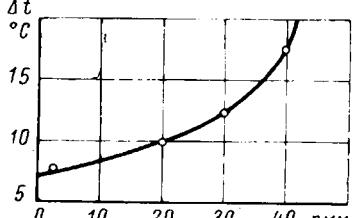


Рис. 2. Кривая распределения температур в радиальном направлении при шлифовании детали из стали 45, не термообработанной кругом 3920СТ1К

Сравнение результатов, полученных при расчете тепловых деформаций и при измерении их непосредственно прибором, дало удовлетворительное совпадение.

Рассмотрим влияние параметров режима на среднюю температуру и величину тепловых деформаций.

Из рис. 3 следует, что зависимость средней по сечению температуры от радиального усилия для всех рассмотренных сталей, закаленных и незакаленных, близка к линейной. При одинаковых условиях шлифования наибольшее значение средней температуры получено при шлифовании образца из нетермообработанной стали 45. Наименьшая температура при шлифовании закаленных до одинаковой твердости образцов из сталей 45, 40Х, ШХ15 получена для стали ШХ15, что объясняется отличием теплофизических параметров разных металлов и

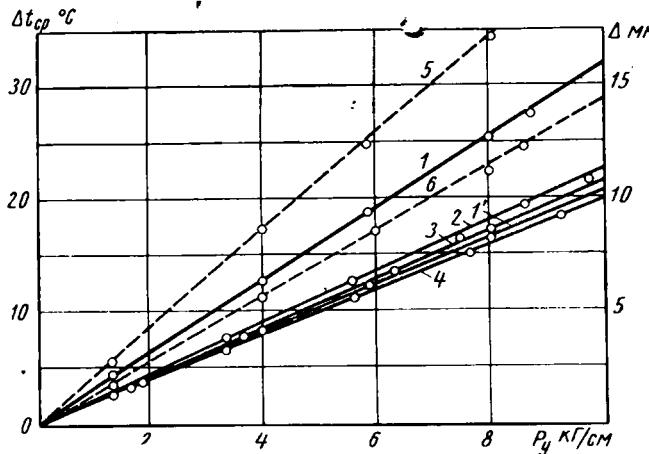


Рис. 3. Зависимость средней избыточной температуры Δt_{cp} детали и тепловой деформации Δ от величины удельного радиального усилия P_y :

1 — изменение Δt_{cp} в среднем сечении детали из стали 45 незакаленной; 1' — изменение Δt_{cp} в торцовом сечении детали из стали 45 незакаленной; 2 — изменение Δt_{cp} в среднем сечении детали из стали 45, закаленной до твердости HRC 45; 3 — изменение Δt_{cp} в среднем сечении детали из стали 40Х, HRC 45; 4 — изменение Δt_{cp} в среднем сечении детали из стали ШХ15, HRC 45; 5 — изменение Δt_{cp} в среднем сечении детали из стали 45 незакаленной; 6 — изменение Δ в торцовом сечении детали из стали 45 незакаленной

изменением их после термообработки в результате изменения структуры, а также различием в значениях мощности, затрачиваемой при шлифовании сталей разных марок, а также сталей одной марки, но различной твердости при одном и том же радиальном усилии P_y .

Линии 1, 2, 3 соответствуют значениям температур, измеряемым в среднем поперечном сечении образца. Линия 1' относится к температурам в торцовых сечениях образца из незакаленной стали 45. Разность температур в этих сечениях, увеличивающаяся с ростом натяга, объясняется существованием значительного теплоотвода с торцовых поверхностей в случае применения охлаждающей жидкости. Это свидетельствует о том, что градиент температуры вдоль оси образца не равен нулю, а следовательно, температурное поле при таком методе шлифования не является одномерным.

Линии 5 и 6 дают с точностью до 10% зависимость тепловой деформации Δ от P_y для среднего сечения (линия 5) и торцового сечения (линия 6). Разность температурных деформаций в рассматриваемых сечениях достигает 30% от величины температурной деформации в среднем сечении, причем с уменьшением длины l для одинаковых значений P_y корсетьность уменьшается, так как

$$\frac{\Delta S}{S} < \frac{\Delta V}{V},$$

где S — полная теплоотдающая поверхность детали;

V — объем детали;

ΔS — приращение поверхности при уменьшении длины l ;

ΔV — приращение объема при уменьшении длины l .

Влияние изменения скорости детали представлено на рис. 4, 5. Из рис. 4 следует, что средняя избыточная температура в рассматриваемом интервале изменения V_u при постоянном радиальном усилии P_y лишь незначительно меняется в торцовом

сечении (кривая 2) и остается постоянной в среднем сечении детали (кривая 1). На рис. 5 даны результаты расчета тепловых деформаций в среднем сечении Δ_c , совпадшие для $v=18$ и 42 м/мин, и торцовом сечении Δ_m (для $v_u=18$ м/мин) и Δ_t (для $v_u=42$ м/мин). Из этих кривых видно, что корсетьность (кривая 4) изменяется незначительно с увеличением скорости вращения детали и для детали диаметром 80 мм, длиной 25 мм составляет 0,2 мк при радиальном усилии $P_y=8$ кг/см.

Исследования, проведенные для установления зависимости средней температуры от диаметра изделия, показали, что отношение

$$\frac{P_z}{P_y}$$

практически остается постоянным при изменении диаметра в принятом интервале значений (y — коэффициент, зависящий от условий шлифования; P_z —

тангенциальная составляющая усилия резания; P_y — радиальная составляющая усилия резания). Следовательно, при шлифовании с постоянным радиальным усилием P_y затрачиваемая мощность $N=P_z v_k$ (где v_k — скорость круга) практически остается постоянной при любой величине диаметра детали. Вследствие этого плотность теплового потока на обрабатываемой поверхности образца при уменьшении диаметра детали будет увеличиваться, что приведет к повышению температуры.

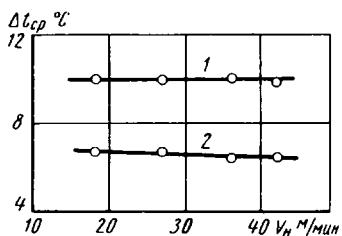
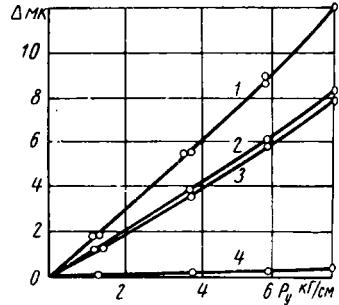


Рис. 4. Зависимость средней избыточной температуры от скорости вращения детали: 1 — в среднем сечении; 2 — в торцовом сечении

Рис. 5. Зависимость тепловых деформаций детали от удельного радиального усилия P_y при скорости вращения детали 18 и 42 м/мин:

1 — в среднем сечении при $v_u=18$ и $v_u=42$ м/мин; 2 — в торцовом сечении при $v_u=18$ м/мин; 3 — в торцовом сечении при $v_u=42$ м/мин; 4 — изменение погрешности формы в продольном сечении детали



Зависимость средней температуры от диаметра при шлифовании образцов из незакаленной стали 45 представлена на рис. 6. Вид кривой на рис. 6 очень схож с графиком уравнения, представляющего равностороннюю гиперболу.

Следовательно, величина тепловых деформаций, рассчитываемая по уравнению (1), незначительно зависит от радиуса детали в рассматриваемом диапазоне изменения R .

В результате проведенных исследований установлено следующее:

1. В процессе врезного шлифования с применением охлаждающей жидкости с некоторого момента наступает тепловое насыщение детали (температурное равновесие). Однако значения температур в разных точках детали как до установления насыщения, так и после него могут отличаться на значительную величину в зависимости от размеров детали и режимов шлифования, что обуславливается в основном дополнительным теплоотводом с торцовых поверхностей детали. Следовательно, для точного расчета тепловых деформаций в производственных условиях необходимо учитывать неодномерность температурного поля.

2. Теплоотвод с торцовых поверхностей детали в реальных условиях происходит как за счет конвективного теплообмена, так и за счет теплопроводности, зависящих от геометрической формы детали. Наличие теплоотвода с торцовых поверхностей

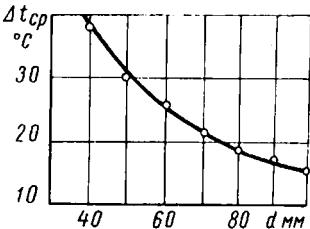


Рис. 6. Зависимость средней избыточной температуры детали от диаметра

шлифуемых деталей является при врезном шлифовании одной из причин возникновения погрешностей формы в продольном сечении (корсетности), достигающих при обычных режимах шлифования 5—6 мк.

3. Установлено, что зависимость средних избыточных температур и величин тепловых деформаций деталей от радиальной составляющей силы резания (натяга) P_y является линейной. С повышением натяга увеличиваются тепловые деформации детали и погрешность размера. При $P_y = 9 \text{ кГ/см}$ величина тепловой деформации в среднем сечении достигает 20 мк.

4. При шлифовании с сохранением постоянной величины натяга тепловые деформации деталей в интервале диаметра 40—100 мм остаются постоянными.

5. Изменение скорости вращения изделия в применяемых обычно пределах (18—42 м/мин) при постоянном значении радиального усилия незначительно сказывается на величине температурных деформаций.

6. Тепловые деформации деталей при врезном шлифовании на обычных режимах с охлаждением в автоматических циклах с постоянной поперечной подачей достигают значительной величины и оказывают существенное влияние на точность размеров формы шлифуемых деталей.

7. Для повышения точности процесса можно рекомендовать разработку автоматических циклов с поддержанием постоянства радиального усилия шлифования, что позволяет стабилизировать средние избыточные температуры и тепловые деформации деталей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Исаев А. И., Силин С. С. «Вестник машиностроения», 1957, № 5.

2. Дубинский Ш. М. Количество тепла, переходящего в изделие при шлифовании. «Известия вузов. Машиностроение», 1958, № 3, 4.

3. Кузнецова В. Д. Физика твердого тела. Т. 3. Томск, изд-во «Красное знамя», 1944.

4. Подзей А. В., Новиков Н. Н., Логинов В. И. «Станки и инструмент», 1957, № 10.

5. Полянский П. М., Савельев Ю. Н. и др. Механизмы и электроавтоматика промышленного образца устройств комплексной автоматизации круглошлифовального станка 3151. ГОСИНТИ. Т. II, № М62-124/5, 1962.

6. Полянский П. М., Погорелый В. С. «Автомобильная промышленность», 1965, № 12.

УДК 629.113.011.2.002.72:621.757.06

Установка для переворота рам с мостами в сборе автомобилей «Урал»

Р. П. ПЕТУХОВ
Уральский автозавод

ТЕХНОЛОГИЧЕСКИМ процессом сборки автомобилей «Урал» предусматривается переворот рам с мостами в сборе при непрерывно движущейся сборочной ленте. Рама кляпаная. Вес рамы с установленными на ней мостами составляет 3200—3300 кг. Длина рамы не постоянна и в зависимости от модели автомобиля может быть равной 6990—7505 мм. Мосты связаны с рамой через тележки нежестко и не допускают резких толчков и рывков при перевороте. На Уральском автозаво-

дке сконструирована установка для переворота рам с мостами в сборе, позволяющая механизировать эту операцию.

Установка представляет собой сборно-сварную конструкцию (рис. 1). Сборочной базой всей установки служит подвеска 1, состоящая из балки двутаврового сечения, усиленной листовой сталью, и закрепленных к ней переднего 2 и заднего 3 кронштейнов, вырезанных из стального листа и усиленных уголковым прокатом и листовой сталью.

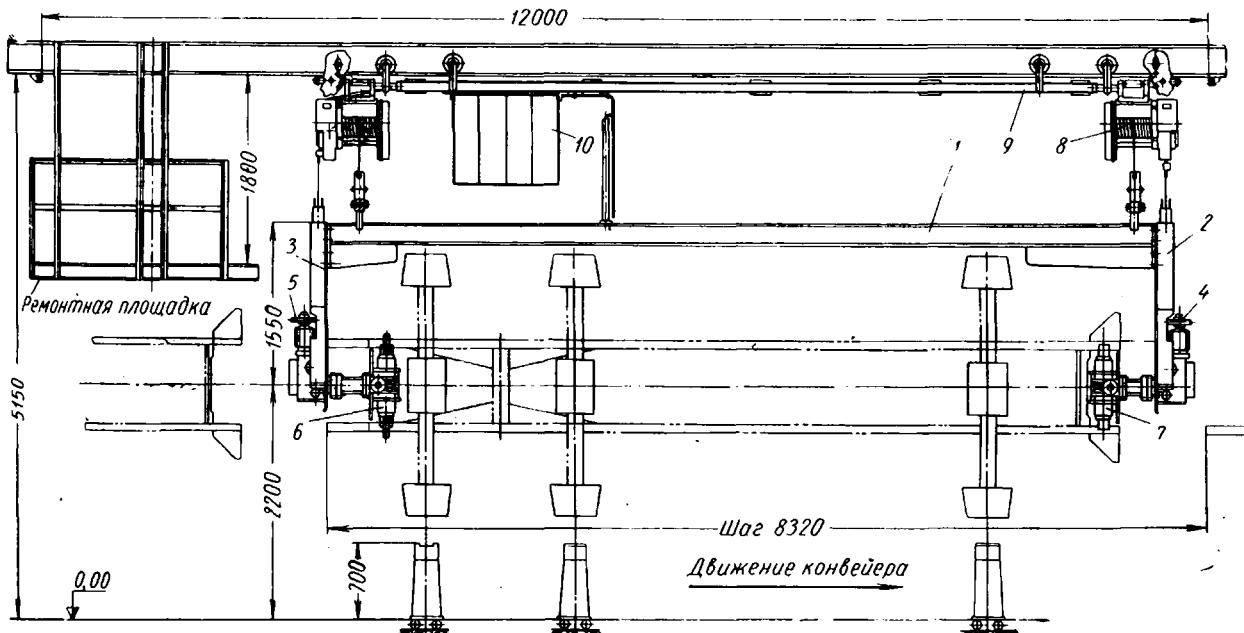


Рис. 1

де была разработана и изготовлена установка для переворота рам с мостами в сборе. Особое внимание при этом уделялось максимальному высвобождению рабочего от тяжелого физиче-

ского труда. Все команды подаются оператором от кнопочного пульта, закрепленного на установке.

На специально обработанных площадках кронштейнов установлены механизмы переворота рамы. Оба механизма переворота идентичны и представляют собой двухступенчатый чепвяч-

ный редуктор с общим передаточным числом 900. Корпуса редукторов литье из стали 35Л. Приводом каждого из редукторов служит фланцевый электродвигатель типа АО31-4 ($N=0,6$ квт, $n=1410$ об/мин). Крышка и вентилятор у электродвигателей сняты, а на задний конец вала посажен тормозной барабан 4. Он охватывается колодками электротормоза 5 (ТК100), закрепленного на кронштейне. На заднем конце выходного вала редуктора закреплен барабан 1 (рис. 2) с Т-образным круговым пазом для установки кулачков 2, подающих через конечные выключатели 3 (ВК-211) команду на отключение. К фланцу выходного вала каждого из редукторов прикреплены стальные пластины 4, на которых эксцентрично, через удлинители 5, установлены механизмы зажима 6 и 7 (рис. 1) рамы. Эксцентрикитет нужен для переворота рамы вокруг ее центра тяжести.

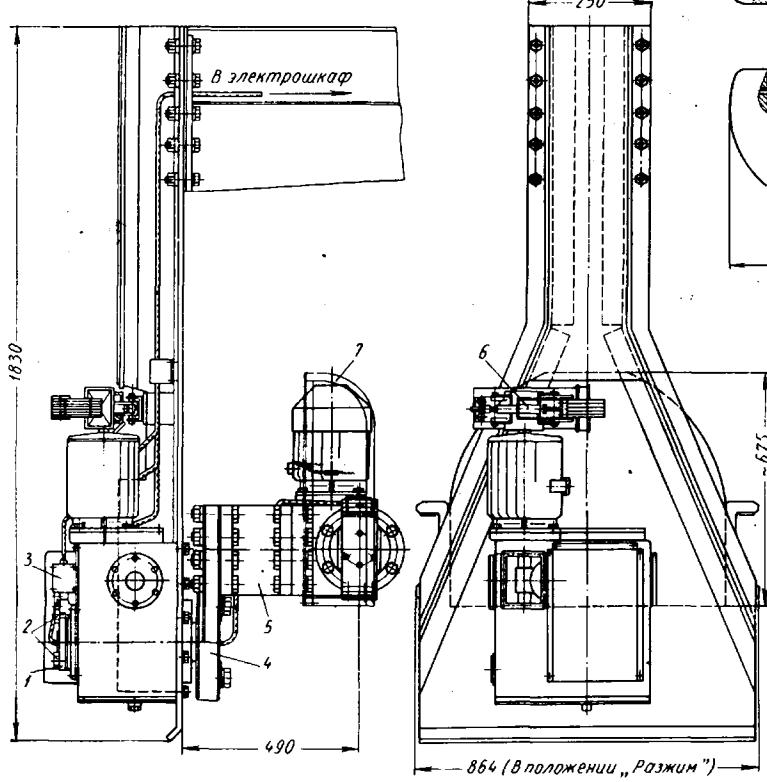


Рис. 2

Механизм зажима — сборная конструкция (рис. 3). Базовой деталью служит корпус 1 одноступенчатого червячного редуктора ($m=2$; $i=27$). К корпусу редуктора прикрепляются левый 2 и правый 3 корпусы ползунов 4. Ползуны получают движение от винта 5 редуктора через пару винт—гайка. Винт жестко связан с червячным колесом 6 редуктора и установлен на двух конических подшипниках 7. Ползуны заднего механизма зажима выполнены в виде двусторонних зубчатых реек, которые входят в зацепление с паразитными шестернями 8. Шестерни передают движение захватам 9, имеющим круговую зубчатую нарезку. Захваты с запрессованными в них бронзовыми втулками 10 установлены на оси 11 в корпусах 2, 3 ползунов.

В момент зажима рамы они охватывают лонжероны спаружи, а выдвинувшиеся ползуны поджимают лонжероны изнутри. Силовая цепь замыкается.

Передний зажим отличается от заднего отсутствием зубчатой нарезки на ползунах, нет паразитных шестерен и захватов, на концы выдвижных ползунов установлены специальные ско-

бы, которые охватывают лонжероны рамы по верхней и нижней полкам.

Собранная установка подвешена тросами к двум электротроллям 8 (рис. 1) ТЭЗ-511, которые передвигаются по монорельсу двутаврового сечения. Монорельс установлен по оси сборочного конвейера. Для синхронности движения электротролли между собой соединены дистанционной балкой 9, на которой закреплен

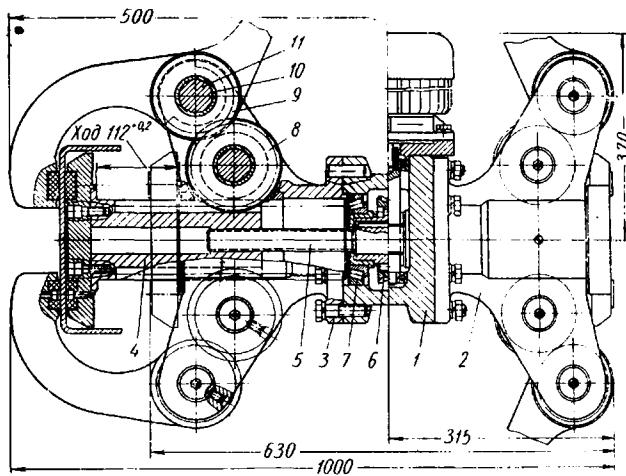


Рис. 3

электропривод 10 с аппаратурой управления всем циклом работы установки. Для ремонта установки предусмотрены две площадки, расположенные по концам монорельса. Установка работает на полуавтоматическом цикле или в наладочном режиме. Цикл работы следующий. На стойки непрерывно движущейся ленты сборочного конвейера уложены рамы с мостами в сбое. После подхода рамы в зону ее переворота рабочий нажимает кнопки «Пуск» и «Вниз» и одновременно заводит задний и передний зажимы между лонжеронами рамы. Для облегчения ввода зажимов в раму на корпусы редукторов зажима установлены специальные направляющие щиты 7 (рис. 2).

В конце хода «Вниз» грузы, установленные на подвесной балке и свободно подвешенные тросами к рычагам конечных выключателей ВК-211, повисают, автоматически отключая электродвигатели на переднем и заднем конце установки независимо друг от друга, что определяется наладкой.

Рабочий включает «Зажим». Рама зажимается, причем усилие зажима ограничиваются реле максимального тока. Затем установка вместе с рамой поднимается до конечных выключателей электротроллей, после чего сразу же рама начинает поворачиваться. Окончание переворота точно фиксируется с помощью конечных выключателей и электротормозов (ТК100).

Рабочий подводит установку с рамой к стойкам, с которыми сняли, нажимает кнопку «Вниз», ставит раму на стойки движущейся ленты и включает кнопку «Разжим», который проходит с помощью путевых конечных выключателей. Затем установка поднимается и возвращается в исходное положение. Цикл длится 140 сек.

Внедрение установки для переворота рам в комплексе с механизацией сборки мостов обеспечило непрерывность процесса сборки автомобилей.

Аналогичная установка с некоторыми конструктивными изменениями внедрена в цехе, изготавливающем кузова на участке сборки рам. Эксплуатация установок показала надежность работы.

И Н Ф О Р М А Ц И Я

УДК 621.436.038:629.113.001.5 (430.1) (437)

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ ЗАРУБЕЖНОЙ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ ДЛЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

В СВЯЗИ с наметившейся дизелизацией автомобильного парка в ЦНИИА была испытана зарубежная топливная аппаратура, предназначенная для установки на быстроходных восьмицилиндровых автомобильных дизелях. Были проведены безмоторные испытания разных насосов и форсунок фирмы Р. Буш (ФРГ) и предприятия Моторпаль (ЧССР). Конструктивные параметры испытанных насосов и распылителей форсунок приведены в таблице, из которой видно, что параметры насосов отличаются незначительно. Регулировка

в комплекте с трубками, а также при перестановке одной форсунки с трубкой на различные секции насоса. Определены коэффициенты неравномерности регулятора числа оборотов, коэффициента подачи топлива и неравномерности подачи секциями насосов. Исследованы распылители.

Результаты пролива распылителей приведены на рис. 1 в виде гидравлических характеристик. Из рисунка видна разница максимальной величины подъема иглы распылителей $h_{игл}$, значения эффективного проходного сечения μ_f и

подъеме иглы. Гидравлическая характеристика распылителей Моторпаль

Параметры	Изготовитель	
	Р. Буш	Моторпаль
Из насосов		
Модель	РЕ8А75В312РУ6968	PV8R7P817
Число секций	8	8
Диаметр плунжера в $мм$	7,5	7
Ход плунжера в $мм$	7,5	8
Размерность	A	R
Способ дозирования топлива	Отсечной кромкой в конце подачи	Тангенциальный, симметричный
Профиль кулачков на рабочем участке	6×1,85	6×1,85
Диаметр и разгрузочный ход нагнетательного клапана в $мм$	23-25	10-15
Давление открытия нагнетательных клапанов в $кГ/см^2$	13,4	15
Корпус	Неразъемный симметричный из алюминиевого сплава	Механический двухрежимный без ускоряющей передачи
Вес насоса в сборе в $кГ$	452×145×214	452×145×214
Габариты насоса ($L \times B \times H$) в $мм$		
Тип регулятора скорости	RQ400/1400A-390A	RN7R250/105-
Модель регулятора		751
Способ включения пусковой подачи	Автоматический	Ручной
Вес регулятора в $кГ$	2,75	4,9
Тип подкачивающего насоса	Поршневой	СД5Р
Модель	FP/КЕ22АД161/3	1,0
Вес в $кГ$		1,1
Тип распылителя*	Штифтовой	
Модель	ДН851	ДС40S620
Плотность распылителя в $сек$	(5×1×8 ²)	(6×2×40 ²)
Номинальное число оборотов кулачкового вала насоса в минуту	11-21	16-25
Номинальная цикловая подача топлива в $мм^3/цикл$	1400	1400
	52	52

* Испытание проводилось в корпусах форсунок Ногинского завода топливной аппаратуры.

насосов идентична. Насосы представляют собой классическую конструкцию рядных насосов размерности A.

Из существенных отличий можно указать на разные схемы протока топлива: насосы Буш одноканальные тупиковые; насосы Моторпаль двухканальные с петлеобразным протоком топлива в головке. Разворот плунжеров для изменения штоковой подачи осуществляется у первых рейкой через зубчатые венцы и поворотные втулки, надеваемые на втулки плунжеров, у вторых — рейкой со штифтами, при этом штифты рейки входят в пазы венцов поворотных втулок.

Испытание топливной аппаратуры выполнялось на стендах Моторпаль и Миркодизель [1] в соответствии с принятой в ЦНИИА методикой [2]. Испытание насосов начиналось со снятия регуляторной характеристики в состоянии поставки. Для всех насосов сняты расходные и скоростные характеристики. Проверена стабильность цикловых подач при перекрестной перестановке форсунок

характера протекания зависимости $\mu_f = \psi(h_{игл})$. Обращает на себя внимание протекание гидравлических характеристик. У распылителей Буш ДН851 при подъеме иглы на 0,2 м.и., что соответствует примерно $1/3$ общей величины подъема, эффективное проходное сечение достигает примерно $0,2 \text{ } м^2$ и на протяжении половины общего хода иглы (в средней части его) остается почти постоянным. Только в конце подъема проходное сечение увеличивается. Такая характеристика распылителей является наиболее приемлемой вследствие того, что изменение в широком диапазоне режима работы дизеля не вызывает изменения неравномерности подачи топлива по цилиндром.

Аналогичная картина наблюдается у распылителей Моторпаль ДС40S620; только горизонтальная площадка у этих распылителей наполовину короче и абсолютное значение проходного сечения при этом составляет примерно 6% от наибольшего, наблюдающегося при полном

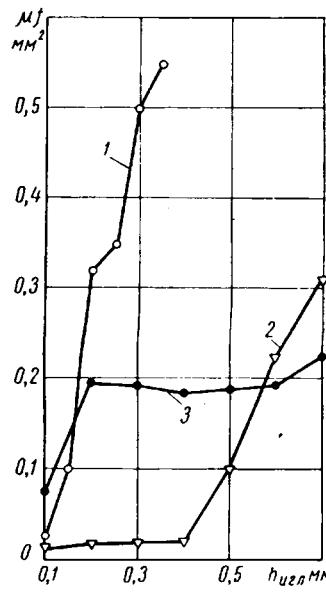


Рис. 1. Гидравлические характеристики распылителей:
1 — Моторпаль DC40S620; 2 — Моторпаль DCe12S610; 3 — Буш DN851

DC40S620 значительно отличается от рассмотренных выше. Здесь отсутствует горизонтальная площадка, подъем иглы в 2 раза меньший, а значение проходного сечения в 2 раза большее. Зависимость $\mu_f = \psi(h_{игл})$ выражается прямой с большим углом подъема. Такая характеристика распылителей менее благоприятна для получения удовлетворительной равномерности подачи топлива по цилиндром при изменении нагрузки и скорости двигателя.

У распылителей Буш DN851 диаметр иглы равен 5 $мм$, диаметр штифта 1 $мм$, угол распыливания 8° . У распылителей Моторпаль DCe12S610 и DC40S620 — соответственно диаметр штифтов 1 и 2 $мм$, угол распыливания 12 и 40° , диаметр иглы в обоих случаях составляет 6 $мм$. На рис. 2 приведены регуляторные характеристики насосов, испытанных в состоянии поставки. Из графиков видно, что оба насоса отрегулированы при номинальном числе оборотов на часовую подачу $G_m = 30 \text{ кг/ч}$. Неравномерность подачи топлива по секциям в диапазоне чисел оборотов $n_k = 400 \div 1400 \text{ об/мин}$ колеблется в пределах $\Delta = 2 \div 12\%$ и при номинальных условиях $\Delta_{ном} = 8\%$. При $n_k < 400 \text{ об/мин}$ действуют пусковые обогатители. У насоса Моторпаль это устройство включается вручную, поэтому регуляторная характеристика этого насоса при указанном числе оборотов представлена двумя линиями: с включенным и выключенным обогатителем. Степень неравномерности регулятора $\delta = 7 \div 9\%$. Коррекция топливоподачи нет у обоих насосов.

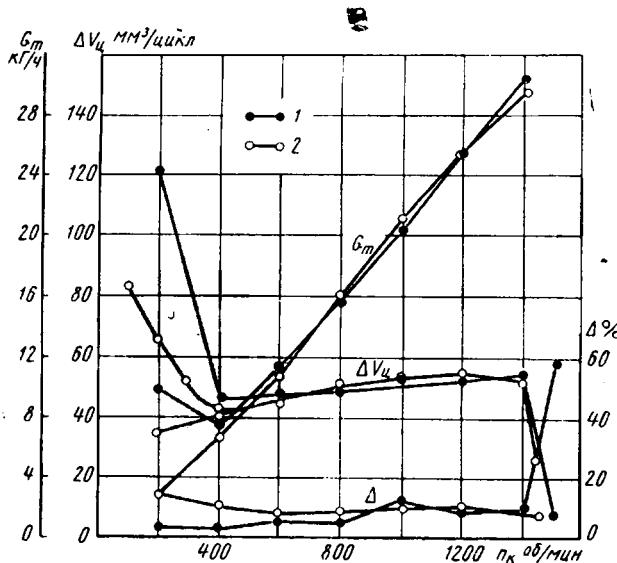


Рис. 2. Регуляторные характеристики насосов:
1 — Бош PE8A75B312RV 1968; 2 — Моторпал PV8R7P817-V0722

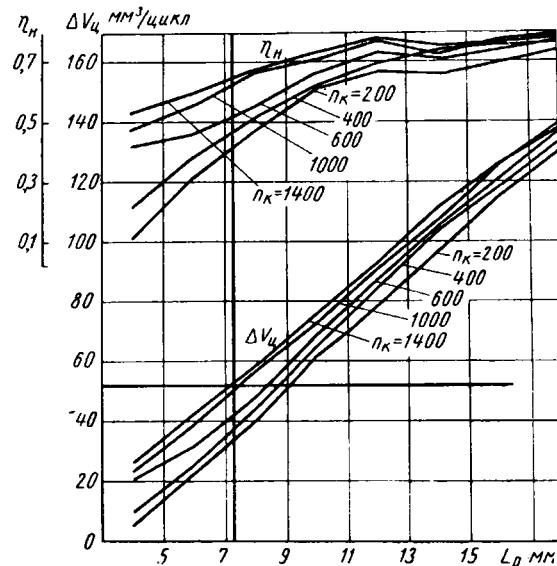


Рис. 3. Расходные характеристики насоса Бош

На рис. 3 показаны расходные характеристики насоса Бош, т. е. изменение величины цикловых подач в зависимости от положения рейки для различных чисел оборотов кулачкового вала насоса. Там же приведены графики изменения коэффициента подачи топлива насосом, представляющего собой отношение действительно поданного количества топлива к теоретическому (геометрическому). Аналогичные характеристики на рис. 4 показаны для насоса Моторпала.

Из графиков видно, что зависимости $\Delta V_4 = f(L_p, n_k)$ в обоих случаях почти прямолинейны при более крутом подъеме у насоса Моторпала. При полном вдвиге рейки $L_{p\max}$ у обоих насосов цикловые подачи превышают номинальные значения примерно в 2,5 раза, что, является свидетельством большого запаса возможности форсирования насосов по подачам и обеспечения необходимых пусковых подач.

У этих насосов по-разному протекают изменения коэффициентов подачи топлива $\eta_H = f(L_p, n_k)$, что по-разному характеризует топливную систему в целом. У насоса Бош при номинальном числе оборотов коэффициент подачи колеблется в пределах $\eta_H = 0,52 \div 0,79$, у насоса Моторпала при тех же условиях $\eta_H = 0,46 \div 1,15$. В пределах $L_p = 9,5 \div 16$ мм у насоса Моторпала наблюдается значительное дросселирование топлива во всасывающих и отсечных окнах. Это приводит к тому, что при указанном положении рейки значение коэффициента подачи не только возрастает с увеличением числа оборотов, но становится даже большим единицы.

По программе работ необходимо было выяснить изменение величины цикловой подачи, коэффициента подачи и степени неравномерности подачи топлива секциями насоса при работе с закрепленной рейкой (в положении $L_p = \text{const}$) и изменение числа оборотов кулачкового вала насоса. Для этого на-

сосы были отрегулированы с таким расчетом, чтобы при номинальных условиях $\Delta \leq 3\%$. Результаты испытаний по этому пункту программы приведены на рис. 5. В пределах рабочих скоростей $n_k = 900 \div 1400$ об/мин изменение цикловых подач идентично. Незначительно от-

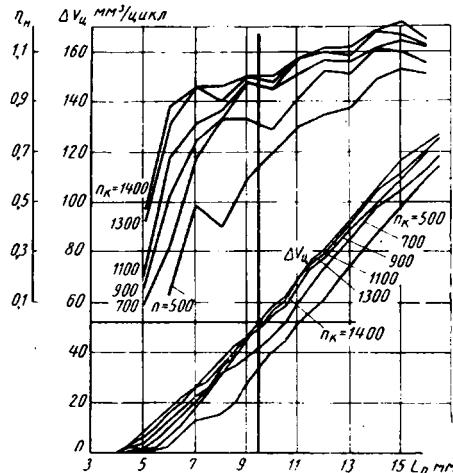


Рис. 4. Расходные характеристики насоса Моторпала

личаются при этом коэффициенты неравномерности подачи по секциям насоса. Обращает на себя внимание абсолютное значение этих коэффициентов. В указанных пределах скоростей $\Delta \leq 6\%$. У насоса Бош при снижении числа оборотов до 400 в минуту коэффициент неравномерности не вышел за пределы 9% (при первоначальной регулировке $\Delta_{\text{ном}} = 3\%$). Это является свидетельством высокого качества изготовления насоса (геометрия отсечных кромок плунжеров, отсутствие зазоров в приводе плунжеров, идентичность работы нагнетательных клапанов и др.). Этому же способствовала своеобразная гидравлическая характеристика распылителей, о чем указывалось выше. У насоса Моторпала при снижении числа оборотов не-

равномерность подачи по секциям насоса была в 2 раза большей, чем у насоса Бош.

Коэффициент подачи топлива и в этом случае у насоса Моторпала был выше, чем у насоса Бош (примерно на 35%).

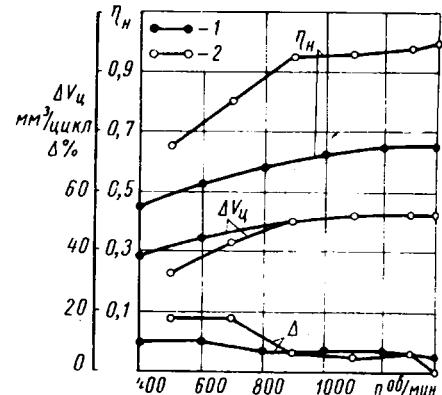


Рис. 5. Скоростные характеристики насосов:
1 — Бош; 2 — Моторпала

При $\eta \geq 1$ стабильность работы топливной системы меньшая, чем при $\eta < 1$. Суммарный разбег по секциям насоса Бош составляет $4,5 \text{ мм}^3/\text{цикл}$, что не является лучшим показателем этих насосов. Так, например, при испытании насосов Бош PE4A85B320LS552 суммарный разбег цикловых подач составлял $1,5 \div 2 \text{ мм}^3/\text{цикл}$. У насоса Моторпала PV8R7P817 суммарный разбег составил $4 \text{ мм}^3/\text{цикл}$.

ЛИТЕРАТУРА

- Файнлейб Б. Н., Голубков И. Г., Ключев Л. А. Оборудование и приборы для исследования топливной аппаратуры автотракторных дизелей. Обзор зарубежных конструкций, 1964, стр. 6-18.
- Файнлейб Б. Н., Голубков И. Г., Ключев Л. А. Методы испытаний и исследований топливной аппаратуры автотракторных дизелей. Изд-во «Машиностроение», 1965.

М. А. ПОЖАРОВ

* Насос Моторпала PV8R7P817 испытывался с распылителями Моторпала DC40S620.

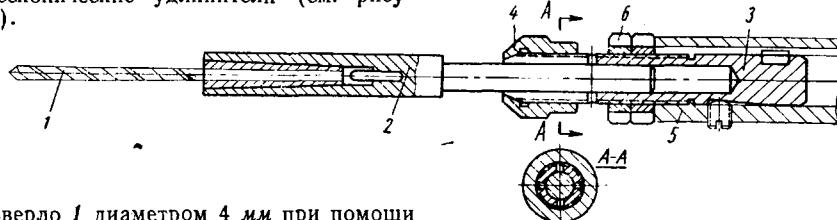
ТЕЛЕСКОПИЧЕСКИЙ УДЛИНИТЕЛЬ К АГРЕГАТНО-СВЕРЛИЛЬНЫМ СТАНКАМ

В МНОГОШПИНДЕЛЬНЫХ головках специальных сверлильных станков сверла устанавливаются в шпинделах при помощи регулируемых втулок, которые позволяют разместить весь инструмент с одинаковым вылетом и компенсировать уменьшение его длины после переточки.

Существующие конструкции узла крепления инструмента в многошпиндельных головках имеют ограниченный диапазон регулирования инструмента по длине, обычно не более 15—20 мм.

Для сокращения расхода сверл и увеличения срока их эксплуатации на Ярославском моторном заводе на операции сверления масляных каналов в поршнях четырехтактных двигателей, где расход сверл был особенно высоким, внедрены

телесякопические удлиниители (см. рисунок).



Сверло 1 диаметром 4 мм при помощи переходной конической втулки устанавливается в выдвижную втулку 2, которая выдвигается из основной втулки 3 в зависимости от длины сверла и стопорится затяжной гайкой 4 цангового зажима. Основная втулка закрепляется в шпинделе 5 агрегатно-сверлильного станка двумя регулировочными гайками 6.

Внедрение телесякопических удлиниителей позволило вдвое сократить расход сверл за счет увеличения числа переточек.

И. А. ЗАК

Ярославский моторный завод

НОВОСТИ ЗАРУБЕЖНОЙ ТЕХНОЛОГИИ

УДК 621.7.027:621.357

Новый метод удаления ржавчины

В ГДР разработан новый высокоеффективный метод химического удаления ржавчины. Удаление ржавчины по новому процессу осуществляется в две фазы. Для получения чистой металлической поверхности изделия, с которых удаляют ржавчину, на первом этапе травят в ванне с 12%-ной фосфорной кислотой. Процесс травления ускоряют примесью смачивающего агента. Затем изделия погружают в пассивирующую ванну со специальным химическим составом, обеспечивающим образование на поверхности изделий нерастворимых фосфатов. Такое покрытие предотвращает образование ржавчины. Преимуществом этого метода является то, что не устанавливаются ограничения относительно толщины и размеров изделий. После 18 мес. выдержки в агрессивных атмосферах ржавчина под покрытием обработанных изделий не образуется. Стоимость обработки новым методом составляет 30% от стоимости обработки стальной дробью. Капиталовложения, требуемые для нового метода, составляют только 50% тех, которые требуются для установок дробеструйной обработки. «Product Finishing», ноябрь 1967, т. 20, № 11, стр. 90.

УДК 621.357.7:669.248.7

Износостойкое никелевое покрытие для стальной поверхности

Разработан новый процесс для нанесения износостойкого никелевого покрытия непосредственно на стальную поверхность (ФРГ). Чтобы достичь износостойкости, в состав никелевой ванны включают мелкие зерна карбida кремния, который поддерживается в ней в виде суспензии энергичным перемешиванием.

Эти частицы затем внедряются в никелевый осадок. Предварительно необходимо очень тщательно подготовить поверхность: за щелочным обезжириванием следует травление в серной или соляной кислоте (но не в фосфорной) и электрическое обезжиривание в щелочном цианиде. Травление стали осуществляют 2—3%-ной серной кислотой. Никелевая ванна, применяемая для покрытия, содержит NiSO_4 , NiCl_2 , H_3BO_3 и 50 г/л карбida кремния гранулометрией 280. Покрытие выполняют при 50°C, используя никелевые аноды с отношением поверхности анодов—катод 1:1. Плотность тока 3 а/дм². «Product Finishing», декабрь 1967, т. 20, № 12, стр. 69.

УДК 621.793.3:678.029.68

Устойчивость органических покрытий

Проведено исследование срока службы винилхлоридных и винилхлоридных (изобутилвинилэфирных) сополимеров, пигментированных различными материалами (Польская Народная Республика). Проводились испытания как в естественной промышленной атмосфере, так и ускоренные. Материалы для покрытий пигментировались двуокисью Fe , окисью цинка, желтым кроном, красной окисью железа или желтой окисью железа и наносились толщиной 30, 50 и 70 мк. В течение первого полугодия образцы контролировались ежемесячно, а в последующее полугодие — через каждые два месяца. Покрытия оценивались по степени загрязненности, потере блеска и цвета, шелушению, ржавлению. Более толстые покрытия не показали значительного разрушения, но после 1 года выдержки в атмосферных условиях и при ускоренных испытаниях в агрессивной атмосфере покрытие толщиной 30 мк винилхлорид/1,1 — дихлорэтиленом по-

казало лучшую коррозионную стойкость независимо от вида пигмента.

«Electroplating and Metal Finishing», ноябрь 1967, т. 20, № 11, стр. 367.

УДК 621.793.3:669.248

Химическое никелирование

Первые опыты по химическому никелированию проводились в щелочной среде. Недостатком химического никелирования в щелочной среде является быстрое нарушение равновесия и быстрое изменение значения pH. Наблюдается неравномерное осаждение, начиная с толщины слоя 3 мк. Если не наблюдать постоянно за значением pH, осаждение уступит место простому высвобождению водорода. В кислотной среде условия для равномерного осаждения более благоприятные, так как регулирование значения pH несколько проще вследствие того, что нарушение равновесия более медленное. Предлагается формула химического никелирования в кислотной среде: 20—25 г/л сульфат никеля; 25—30 г/л гипофосфит натрия; 2—4 г/л фторид натрия; 15—20 г/л сукцинат натрия; 35—40 г/л 80%-ной молочной кислоты; 1—3 г/л свинца. «Galvano», октябрь 1967, № 369, стр. 757.

УДК 621.791.754.053.6:620.171:669.71—41

Некоторые механические свойства швов, полученных при сварке алюминиевых листов

В США проведено исследование механических свойств швов, полученных дуговой сваркой вольфрамовым электродом на алюминиевых листах (содержащих Mg , Si , Cr , Cu) толщиной 0,125 дюйма. В качестве присадочного металла применяли алюминий с высоким содержанием Si и Mn . Испытания показали, что при использовании присадочного металла

Al—Si увеличивается предел текучести швов, но наплавленный металл отличается пониженной прочностью на разрыв. Швы с присадкой Al—Mn имеют сравнительно невысокий предел текучести, но прочность на разрыв наплавленного металла оказалась значительной. Закалка и искусственное старение швов обеспечивают некоторое улучшение обоих показателей по сравнению с одним искусственным старением. Однако для швов с высоким содержанием Mg предел текучести после указанной термообработки понижается. Было также показано, что при более высоких скоростях сварки в некоторых случаях улучшается прочность на разрыв наплавленного металла.

«Welding Journal», октябрь 1967, т. 45, № 10, стр. 457.

УДК 621.791.927.539:669.38

Влияние меди на свойства наплавленного металла при сварке низкоуглеродистой стали

Проведено изучение влияния меди на свойства наплавленного металла при сварке малоуглеродистой и низколегированной стали в среде CO_2 электродной проволокой с медным покрытием, используемым для улучшения подвода тока к электродам и предотвращения коррозии проволоки. Медь в процессе сварки переносилась через дугу и осаждалась в металле шва с незначительными потерями. Если толщина медного покрытия оставалась постоянной по всему диаметру проволоки, то чем меньше диаметр проволоки, тем больше содержание меди в металле шва. Присутствие меди даже в небольшом количестве (0,2%) вредно влияет на способность стали подвергаться горячей обработке при окисляющей атмосфере в печи. Медь снижает ударные свойства наплавленного металла, если ее больше 0,4%. Для детального исследования влияния меди использовали сваренные дуговой сваркой в среде CO_2 образцы с присадкой меди и без нее. Для изготовления образцов использовали два вида проволоки: из малоуглеродистой стали и с 2% Ni. В качестве раскислителей в обоих случаях применялись добавки Mn и Si. Проволока медью не покрывалась, а до сварки в образцах вдоль специальных канавок укладывали медные полосы толщиной 0,1 мм. Таким образом, концентрацию меди в швах из мягкой стали получали 1,12%, а в швах из низколегированной — 1,43%. В результате испытаний установлено, что добавка меди в металле шва при сварке стали в среде CO_2 плавящимся электродом обеспечивает после 10 ч термообработки при 600°C увеличение предела текучести с незначительным снижением вязкости, а также увеличение переходной температуры между пластичным и хрупким разрушением. Увеличение прочности, снижение ударных свойств и вязкости швов, содержащих Si, являются следствием осаждения

меди внутри зерен наплавленного металла.

«British Welding Journal», ноябрь 1967, т. 14, № 11, стр. 592.

УДК 621.785.616

«Trip-сталь» как продукт термомеханической обработки по специальной схеме

Сталь особого состава, которая после термомеханической обработки по специальной схеме обладает при прочности 200—250 тыс. ф/кв.д. относительным удлинением 25—40%, при прочности 100 тыс. ф/кв.д. — удлинением 100%, получила название «Trip-сталь» (трип-сталь). Эксперименты с «Trip-сталью» проводятся в Калифорнийском университете. Плоские образцы «Trip-стали» (9 Cr; 8 Ni; 4 Mo; 2 Mn; 2 Si и 0,3 C) сечением $2\frac{1}{2} \times \frac{1}{4}$ " подвергаются аустенитизации при 2050°F в течение 2 ч, затем деформируются прокатыванием при температуре 70—1100°. Точка начала превращений на мартенсит (M_s) этой стали и точка мартенситных превращений, возбуждаемых деформацией (M_d), находятся ниже комнатной температуры. Во время деформации в нагретом до определенной температуры состоянии точки M_s и M_d перемещаются вверх, так что M_s остается по-прежнему ниже комнатной температуры, а M_d становится выше нее. Точка M_d всегда расположена на несколько сот градусов Форенгейта выше точки M_s . При деформации «Trip-стали» в ней возбуждается превращение на мартенсит при температуре гораздо выше M_s , причем это явление сопровождается образованием дисперсных мелкозернистых спецкарбидов, размеры зерен которых настолько мелки, что их можно заметить только под электронным микроскопом. Карбиды вызывают блокирование появляющихся в стали микротрещин, что и является причиной ее высокой пластичности. Наблюдения над образцом при испытаниях на растяжение с надрезом показывают, что в начале в вершине надреза появляется трещина. Затем вокруг трещины начинаются возбуждаемые деформацией мартенситные превращения, создающие пластическую зону, и сталь как бы «самозалечивается», трещина блокируется. Образец с надрезом имеет прочность 145 тыс. ф/кв.д.

«Steel», октябрь 1967, т. 161, № 15, стр. 73—76.

УДК 621.951.43:621.952.8

Пушечное сверление пакета деталей

Для сверления пакета деталей применяются сверла с измененной геометрией. При входении сверла в следующую деталь внутренним углом сверла вырежется небольшой конус. Этот конус должен быть наименьшим, но достаточным для предотвращения заедания инструмента. При слишком большом конусе может произойти заедание передней

части режущей кромки. Для решения проблемы было внесено три конструктивных изменения в геометрию режущей части сверла: вершина сверла стала ближе к центральной линии, что сделало конус меньшим; внутренний угол уменьшился до 2°; внешний угол уставновлен порядка 30°, что позволяет разбивать материал на мелкие стружки.

«Tooling and Production», июль 1967, т. 33, № 4, стр. 78.

УДК 621.951.43:621.952.8—229

Примеры сверления различных отверстий пушечным сверлом

На станке для пушечного сверления можно получить различные по конфигурации отверстия, если использовать различные зажимные приспособления, дельтальные головки, поворотные столы. Например, с помощью пушечного сверления можно получить отверстия: частичные, перекрывающиеся, пересекающиеся, угловые, параллельные, радиальные, ступенчатые, ступенчатые концентрические, прерывающиеся, ряд отверстий в пакете деталей, отверстия, расположенные по кругу, отверстия под запорный палец. С помощью пушечного сверления можно получить точный радиус в конце несквозного отверстия.

«Tooling and Production», август 1967, т. 33, № 5, стр. 76.

УДК 621.3.035.222.3

Выбор графита для электродов

В США используются следующие виды графитов для электродов. Пропитанный графит более дешевый, чем другие материалы для электродов, применяемых при электроэрозионной обработке. Он отличается хорошей обрабатываемостью и износостойкостью, используется преимущественно при неточной обработке. Чтобы предотвратить выкрашивание электродов, не рекомендуется обработка при высокой силе тока, низкой частоте, а также обработка полярностью. Величина частичек 0,75 мм. Плотный пропитанный графит стоит дороже, менее порист и отличается высокой сопротивляемостью. Он меньше выкрашивается, чем пропитанный графит, используется при более точной обработке. Сверхтонкий графит стоит дороже, менее порист и отличается высокой сопротивляемостью. Он меньшее выкрашивается, чем пропитанный графит, используется при более точной обработке. Сверхтонкий графит имеет величину частичек 0,0025 мм. Графит обеспечивает высокое качество поверхности обрабатываемой детали. Плотный, очень тонкий графит отличается высокой износостойкостью. Сопротивление на изгиб этого вида графита 12 кГ/мм². Графит, армированный медью, пористый с прослойкой расплавленной меди. Графит, спеченный с медью (с медным порошком), обладает та же сопротивляемостью, что и металлы. В качестве электродов данный материал снимает металл в 2 раза быстрее, чем чистая медь, обеспечивая в то же время высокое качество поверхности.

«Machine moderne», октябрь 1967, № 703, стр. 14.

ЧЕТЫРЕХШПИНДЕЛЬНЫЕ ХОНИНГОВАЛЬНЫЕ СТАНКИ ФИРМЫ НАУМБУРГ ГДР

На Ярославском моторном заводе внедрены в производство четырехшпиндельные хонинговальные станки SZSMK 4×125×300 фирмы Наумбург (ГДР) для окончательного хонингования и полирования гильзы блока цилиндров.

До внедрения станков Наумбург операции хонингования и полирования выполнялись раздельно на одношпиндельных хонинговальных станках ЗА83С Стерлитамакского станкостроительного завода им. Ленина. Внедрение четырехшпиндельных станков с полностью автоматизированным циклом работы повышает производительность труда, улучшает качество деталей и снижает брак.

Техническая характеристика станка следующая:

Диаметр обрабатываемого отверстия в мм	52—125
Максимальная длина отверстия в мм	320
Диаметр шпиндельной коробки в мм	320
Длина хода, бесступенчато-регулируемая, в м/мин	400
Количество рабочих шпинделей	3—15
Количество рабочих шпинделей	4
Расстояние между шпинделями в мм	300
Число оборотов шпинделей, плавно регулируемое в минуту	45—280
Диаметр поворотного стола в мм	1000
Габариты в мм	3900×3430×3800
Вес в т	7,5

Станок оснащен круглым поворотным столом 1 (рис. 1), рядом с которым

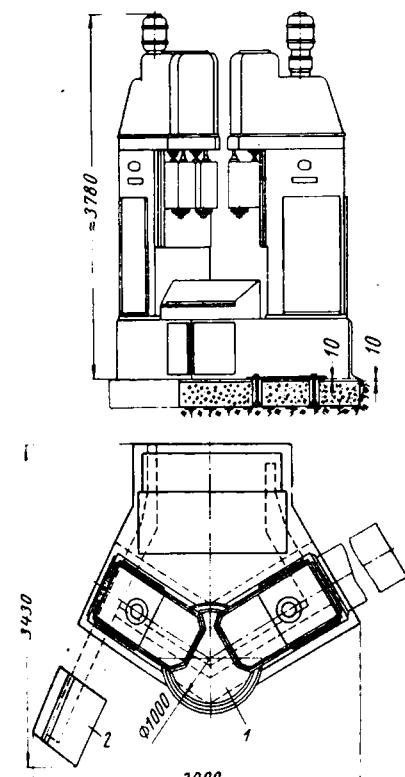


Рис. 1. Общий вид станка

установлены две колонны-стойки с размещенными в них элементами привода и управления 2.

Скользящая по каждой колонне шпиндельная коробка имеет два шпинделя и передвигается при помощи гид-

равлики. Привод шпинделей осуществляется через встроенную в колонну механическую бесступенчато-регулируемую передачу. Вращение на шпиндели от привода передается роликовой цепью. Привод стола также гидрофицирован. После каждого рабочего цикла стол поворачивается на 120°.

Шпиндели одной колонны предназначены для одновременного предварительного хонингования двух деталей. Они оснащены приборами активного контроля, работающими независимо друг от друга. Шпиндели другой колонны предназначены для полирования с управлением при помощи реле времени.

В начале хонингования давление прижима хонинговых брусков к необработанной стенке отверстия должно быть меньше, чем после удаления следов предварительной обработки, а при полировании, непосредственно перед окончанием хонингования, давление должно быть снижено. Время, в течение которого все шпиндели работают с меньшим давлением, устанавливается на соответствующих реле времени.

После того как у одного из шпинделей, предназначенных для предварительного хонингования, при достижении заданного размера измерительным устройством был подан импульс «на размер», соответствующий шпиндель переключается на «отвод», а после достижения заданного размера с помощью второго шпинделя шпиндельная коробка поднимается в верхнее конечное положение. Вращение шпинделей и охлаждение этой шпиндельной коробки отключается.

По истечении установленного времени работы шпинделей, предназначенных для полирования, с высоким давлением реле времени переключает эти шпиндели на кратковременный режим работы с низким давлением. Затем вторая шпиндельная коробка поднимается в верхнее положение, вращение шпинделей и охлаждение отключаются, станок останавливается.

Управление работой шпинделей предварительного хонингования осуществляется приборами активного контроля, работающими по пневмоэлектрическому принципу.

Сжатый воздух из сети под давлением 4—6 кг/см², пройдя фильтр предварительной очистки (водомаслоотделитель) 1 (рис. 2), установленный перед станком, попадает в редукционный клапан 2, который снижает давление воздуха до 2—3 кг/см². Затем сжатый воздух направляется в фильтр 3 для тонкой очистки, а оттуда в стабилизатор давления 4, который снижает давление воздуха до 500 мм вод. ст. и поддерживает его постоянным.

Из стабилизатора воздух подводится к измерительному прибору 5 и распределительному устройству 6, а также к встроенным в хонинговальных головках пневматическим калибрам 7. Одновременно включаются сигнальные лампочки 8 измерительного прибора.

Настройка измерительных приборов, а также хонинговых головок 8 осу-

ществляется при помощи эталона в положении режима работы «наладка». В положении режима работы «автоматика» измерительное устройство включается автоматически вместе с вращением шпинделей, охлаждением и подачей.

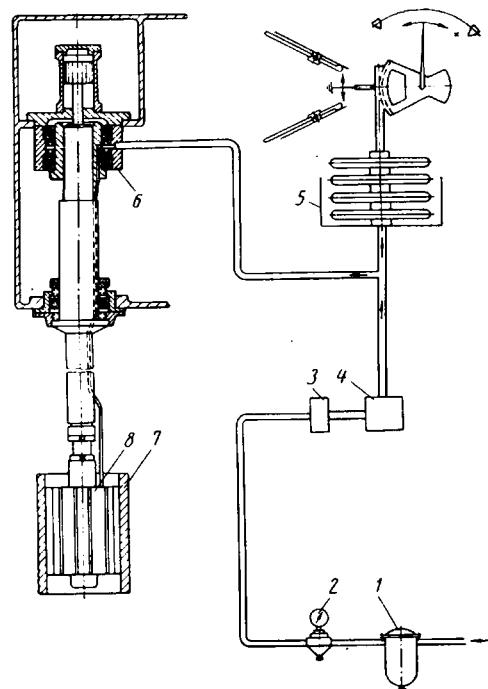


Рис. 2. Схема активного контроля

Во время работы зеленая сигнальная лампочка на измерительном приборе указывает, что диаметр отверстия меньше заданного размера. При достижении заданного размера в одной диаметральной плоскости зажигается белая сигнальная лампочка и включается реле времени, одновременно должно снижаться рабочее давление до предела, необходимого для выхаживания.

Однако если в последующей диаметральной плоскости размер отверстия еще не достиг заданного, реле времени отключается и продолжается процесс хонингования. Таким образом обеспечивается получение заданного размера по всей длине отверстия, после чего снова включается реле времени и в течение 15 сек устанавливается меньшее давление — 7 кг/см² для выхаживания детали. Съем металла при этом ничтожно мал и изменения размера детали практически не происходит.

Пневмоконтактное устройство хонинговальной головки (рис. 3) состоит из пневматического калибра 1 и щупов 2, которые контролируют диаметр хонингуемого отверстия. Щупы пружинами 3 и 4 прижимаются к обрабатываемой поверхности. Пружины 3 обеспечивают равномерное прижатие по всей площади щупов.

Пневматический калибр 1 может перемещаться в радиальном направлении в корпусе хонинговальной головки, а во втулке пневматического калибра пере-

мещается в радиальном направлении плунжер 5, который притерт к седлу втулки 6 пневмокалибра и прижат к нему пружиной 7.

Сжатый воздух, пройдя через стабилизатор давления, разветвляется на два потока: часть воздуха направляется в пневмоэлектрический датчик, часть —

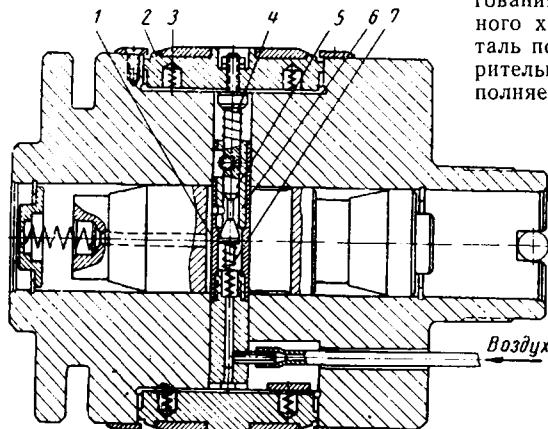


Рис. 3. Хонинговая головка с вмонтированным пневмоконтактным устройством для измерения диаметра отверстия в процессе хонингования

через сальниковое устройство по резиновой трубке подводится к вращающейся хонинговой головке. Затем воздух через отверстие в пневмокалибре поступает в камеру, откуда через кольцевой зазор между плунжером 5 и втулкой 6 через боковое отверстие в пневмокалибре 1 уходит в атмосферу.

Площадь кольцевого зазора зависит от размера обрабатываемого отверстия в данный момент. Расход воздуха, поступающего в головку, а следовательно, и деформация чувствительного элемента (силфона) пневмоэлектрического датчика также определяются площадью кольцевого зазора между плунжером и втулкой.

В процессе хонингования по мере съема припуска площадь кольцевого зазора уменьшается, что влечет за собой уменьшение расхода воздуха, поступающего в головку, вследствие чего давление сжатого воздуха в сильфоне увеличивается. Сильфон растягивается и приводит в действие электроконтактное устройство, управляющее работой станка. Чтобы исключить влияние износа щупов на точность работы измерительного устройства, контактирующая поверхность щупов армирована твердосплавными вставками.

На четырехшпиндельном хонинговальном станке обрабатывается гильза блока цилиндров, отлитая из специального чугуна следующего химического состава:

3,2—3,5% С; 0,6—0,8% Mn; 2,7—3,4% Si; 0,03—0,08% Ti; до 0,2% P; 0,15—0,4% Cu; 0,3—0,45% Cr; не менее 0,12% Ni; не более 0,12% S.

Диаметр отверстия гильзы $130^{+0,04}$ длина 285 мм. Внутренняя поверхность подвергается поверхностной закалке до твердости HRC 42—50. Процесс хонингования состоит из операций окончательного хонингования и полирования. Деталь поступает на станок после предварительного хонингования, которое выполняется на одношпиндельных станках ЗА83С Стерлитамакского станкостроительного завода им. Ленина, диаметр отверстия $129,96^{+0,03}$ мм с чистотой поверхности $\nabla 7$. Таким образом, максимальный припуск на окончательное хонингование составляет 0,08 мм, минимальный припуск 0,05 мм.

Припуск на полирование детали не предусматривается и находится в пределах допуска на размер. Колебание размера одной детали, поступающей на операцию, допускается не более 0,025 мм. Технологическое время для окончательного хонингования составляет 1,3 мин на одну деталь. Технологическое время для полирования гильзы 0,5 мин и перекрывается временем окончательного хонингования.

В результате обработки гильзы на четырехшпиндельных хонинговальных станках фирмы Наумбург достигается следующая точность формы и размера отверстия: колебание диаметра $130^{+0,04}$ мм для одной гильзы допускается не более 0,025 мм; непрямолинейность образующей поверхности диаметром $130^{+0,04}$ максимум 0,008 мм.

Готовые детали по наименьшему размеру отверстия сортируются на четыре группы через 0,01 мм. Согласно паспортным данным максимальный диаметр обрабатываемого отверстия на данном станке 125 мм. Увеличение диаметра отверстия до 130 мм не отразилось на эксплуатационных качествах станка.

Для окончательного хонингования гильзы до диаметра $130^{+0,04}$ применяется хонинговая головка, оснащенная алмазными брусками зернистостью АС-12 при 50% концентрации на связке М 1. Размеры брусков $150 \times 12 \times 30$ мм.

Для получения чистоты поверхности с высотой микронеровностей в пределах 0,3—0,7 мк, овальности до 0,025 мм и высокой производительности на станке установлены следующие режимы резания:

Скорость возвратно-поступательного движения v_{bp} в м/мин	14,3
Скорость вращательного движения v_{bp} в м/мин	38,5
Число оборотов в минуту n	94
Число двойных ходов в минуту n_x	32
Давление на бруски p в кГ/см ²	15
Смазочно-охлаждающая жидкость	Керосин

Для полирования зеркала гильзы хонинговальные головки были оснащены при внедрении станка керамическими брусками с зернистостью М20СМ₂. Однако в процессе эксплуатации с целью повышения стойкости керамические бруски заменены алмазными с зернистостью АСМ28 М-1 50% концентрации.

Режимы резания при полировании: $v_{bp} = 14,3$ м/мин, $v_{bp} = 41,3$ м/мин; $n = 106$ об/мин; $n_x = 32$ об.х./мин; $p = 7$ кГ/см².

При увеличении давления выше указанных пределов разрушается верхний слой зерна в алмазных брусках и ухудшается чистота гильзы.

Перед установкой в головку алмазные бруски подбираются с разностью по высоте не более 0,02 мм в комплекте. Для ускорения приработки алмазных брусков они собираются на специальную оправку с шестью пазами, которые имеют те же размеры, что и пазы хонинговальной головки, и шлифуются по наружному диаметру на круглошлифовальном станке кругом из зеленого карбида кремния. Продольные кромки брусков притупляются на нахадке и на нижнем конце делается заходная фаска под углом 20—30°.

Стойкость комплекта алмазных брусков на операции окончательного хонингования составляет 9—10 тыс. обрабатываемых деталей, на операции полирования — до 40 тыс. деталей.

На четырехшпиндельных станках детали зажимаются за буртик, что значительно уменьшает деформацию при зажиме. Деталь устанавливается в центрируемую выточку приспособления. Сверху устанавливается кольцо с выступами, которое проходит через пазы корпуса. Кольцо поворачивается на 45° и фиксируется в приспособлении.

При включении гидравлики втулка поджимает установленную деталь через бурт к кольцу. Давление зажима устанавливается таким, чтобы деталь не вращалась в приспособлении, но при этом надо учитывать, что слишком высокое давление может вызвать деформацию детали. При разжиме втулка опускается, кольцо удаляется и деталь освобождается.

Внедрение четырехшпиндельных хонинговальных станков позволило снизить трудоемкость операции чистового хонингования и полирования по сравнению с обработкой на одношпиндельных станках; несмотря на увеличение стоимости оборудования, достигнут значительный экономический эффект. Производительность труда повысилась в 2 раза, годовая экономия 5000 руб., срок окупаемости 0,4 года.

И. А. ЗАК

РЕФЕРАТЫ СТАТЕЙ

УДК 658.78.011.54:621.86

Комплексная механизация подъемно-транспортных и складских работ. Под дубликатом Ф. И., Астафьев М. И. «Автомобильная промышленность», 1968, № 6.

Оригинальным в механизированном складе штамповок является штабелирующее устройство, выполненное на базе типовых узлов мостовых электрических кранов. В механизированном складе двигателей заслуживает внимания механизм выгрузки двигателей из вагона. С внедрением механизированных складов повышается организация и культура производства, снижается трудоемкость и повышается уровень механизации на подъемно-транспортных и складских работах. *Таблицы 2. Иллюстрации 4. Библиографий*

УДК 621.43—242:629.113:62.97.001.5

Исследование температурного режима поршня двигателя ЗИЛ-130. Костров А. В., Ершов В. В. «Автомобильная промышленность», 1968, № 6.

Приведено сравнение температур поршня двигателя ЗИЛ-130, определенных расчетными способами и экспериментально. Применение для расчета температуры поршня автомобильного двигателя метода Б. Я. Гинцбурга возможно только с введением коэффициента, учитывающего охлаждение поршня маслом. Это существенно повышает точность расчета температуры в центре днища поршня. *Таблицы 3. Иллюстрации 3. Библиографий 7.*

УДК 621.436.03:620.113.001.5

Расчет ограничительной характеристики подачи топлива дизеля без наддува при изменении барометрического давления. Пьяничев Э. В., Пономарев О. П. «Автомобильная промышленность», 1968, № 6.

Обоснована необходимость уменьшения максимальной подачи топлива в дизелях без наддува при эксплуатации в горных условиях и изложены соображения по выбору ограничительной характеристики топливоподачи при изменении барометрического давления. Данна методика с примером расчета ограничительной характеристики и приведены результаты исследования макетного образца автоматического устройства для ограничения топливоподачи по давлению воздуха. *Таблицы 1. Иллюстрации 3. Библиографий 3.*

УДК 629.113.012.55.001.5

О качении автомобильных шин при быстро меняющихся режимах увода. Певзнер Я. М. «Автомобильная промышленность», 1968, № 6.

Исследуется качение автомобильного колеса при его колебаниях или резких поворотах, когда обычные соотношения теории бокового увода становятся неприменимыми. Результаты исследований предлагаются использовать при расчете кинематики подвески и рулевого привода. Исследовано также движение автомобиля при резких поворотах управляемых колес и выяснены причины большего запаздывания поворота автомобиля при шинах с радиальным крдом. *Таблицы 7. Иллюстрации 7. Библиографий 6.*

УДК 629.113.001.1

Общий аналитический метод определения параметров, характеризующих разгонные качества и топливную экономичность автомобилей. Генбом Б. Б., Никитин Н. Н., Дзядык М. Н., Ильинский Е. В. «Автомобильная промышленность», 1968, № 6.

Разработан общий аналитический метод исследования разгонных качеств и топливной экономичности автомобилей с гидромеханическими и механическими трансмиссиями. Применение метода при исследовании тягово-скоростных качеств и топливной экономичности автобусов ЛАЗ показало его преимущества перед графо-аналитическим методом и хорошее совпадение с данными экспериментов. *Таблицы 5. Иллюстрации 5. Библиографий 6.*

УДК 621.833.001.5

Экспериментальное исследование напряжений в ободьях зубчатых колес. Башеев С. М., Антонюк В. Е. «Автомобильная промышленность», 1968, № 6.

Предлагаемая методика измерения напряжений в ободе зубчатого колеса, которая может быть использована для любых зубчатых колес. В исследуемом колесе посередине зуб-

чатого венца прорезается паз по ширине тензодатчика до окружности впадин зубьев и тензодатчики наклеиваются на внешние волокна обода. Приведены результаты измерений напряжений зубчатого колеса. *Таблицы 4. Иллюстрации 4. Библиографий 3.*

УДК 629.113—578.001.5

О влиянии некоторых параметров на коэффициент трения на-кладок автомобильного сцепления в реальных условиях. Щеренков Г. М., Соколов В. А., Васильев И. И. «Автомобильная промышленность», 1958, № 6.

На автомобиль ЗИЛ-130 была установлена необходимая контрольно-измерительная аппаратура. Испытания позволили найти некоторые зависимости коэффициента трения сцепления от удельного давления, скорости буксования и температуры. Установлено также влияние темпа включения сцепления на величину коэффициента трения, работу буксования сцепления и ускорение автомобиля. *Таблицы 5. Иллюстрации 5. Библиографий 3.*

УДК 629.113:62—567.2.001.5

Режимы работы амортизаторов подвесок грузовых автомобилей. Прутчиков О. К., Виноградов Ю. Б. «Автомобильная промышленность», 1968, № 6.

Приводятся результаты экспериментальных исследований режимов работы амортизаторов автомобилей ГАЗ-66 и «Урал-375» в реальных условиях эксплуатации. Фактические максимальные скорости перемещения штоков и сопротивления амортизаторов значительно превышают расчетные значения. Это приводит к снижению надежности и долговечности амортизаторов, а также к ухудшению плавности хода автомобиля при высокочастотных колебаниях. *Таблицы 2. Иллюстрации 3. Библиографий 3.*

УДК 621.74.04.015:621.74.002.6

Повышение качества отливок с применением прогрессивных технологических процессов. Платонов Б. П., Мальев А. Я., Захаров В. А. «Автомобильная промышленность», 1968, № 6.

На Горьковском автозаводе с 1958 г. отливаются коленчатые валы из высокопрочного чугуна в оболочковые формы. Чугун модифицируется магнием в автоклаве. Вес литого коленчатого вала против стального снизился на 30%, межремонтный период увеличился в 2 раза. Получено значительное повышение точности чугунных отливок применением стержней, изготовленных в горячих ящиках и прессовым формированием. *Таблицы 4. Иллюстрации 4. Библиографий 6.*

УДК 629.113.587.002.3

Применение стали НИПРА для крестовин дифференциала автомобилей МАЗ-200 и МАЗ-205. Рябушкин Ю. П. «Автомобильная промышленность», 1968, № 6.

Приведены химический состав и механические свойства стали НИПРА. Показана возможность замены цементуемой стали на низкопрокаливающуюся. Объемная закалка вместо местной позволяет избавиться от переходных закалочных зон, что повысит усталостную прочность. Хорошая обрабатываемость стали, простая технологическая схема термической обработки позволяют сократить продолжительность цикла изготовления деталей и снизить себестоимость. *Таблицы 2. Иллюстрации 2. Библиографий 6.*

УДК 539.377:62.923

Влияние тепловых деформаций на точность врезного шлифования. Полянский П. М., Демиденко Г. М. «Автомобильная промышленность», 1968, № 6.

Изложены результаты исследований влияния скорости вращения детали, диаметра и материала детали, радиального усиления на тепловые деформации детали при круглом врезном шлифовании в цикле со сложением по натягу; дается краткое описание пневматического устройства с расширенными пределами измерения, которое может быть использовано для сложения за съемом припуска на всех этапах автоматического цикла. *Таблицы 6. Иллюстрации 6. Библиографий 6.*

*Всем, кто хочет быть в курсе последних достижений
машиностроительного производства.*

УВАЖАЕМЫЕ ТОВАРИЩИ!

Машиностроительные журналы — вестники технического прогресса.

**Не забудьте возобновить подписку
на журналы издательства «МАШИНОСТРОЕНИЕ»!**

Названия журналов	Кол-во номеров в год	Подписная цена на месяц
«Автомобильная промышленность»	12	40 коп.
«Автомобильная промышленность США» (Automotive Industries)	24	70 коп.
«Вестник машиностроения»	12	70 коп.
«Кузнечно-штамповочное производство»	12	50 коп.
«Литейное производство»	12	40 коп.
«Машиностроитель»	12	30 коп.
«Металловедение и термическая обработка металлов»	12	45 коп.
«Механизация и автоматизация производства»	12	50 коп.
«Приборы и системы управления»	12	70 коп.
«Сварочное производство»	12	40 коп.
«Станки и инструмент»	12	45 коп.
«Строительные и дорожные машины»	12	45 коп.
«Тракторы и сельхозмашины»	12	40 коп.
«Химическое и нефтяное машиностроение»	12	50 коп.
«Энергомашиностроение»	12	50 коп.

**Журналы издательства «Машиностроение» в розничную продажу не
поступают, распространяются только по подписке.**

Подписка принимается без ограничений.

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

ЭЛЕКТРОФОРЕЗНОЕ ОКРАШИВАНИЕ ПОГРУЖЕНИЕМ

drysys

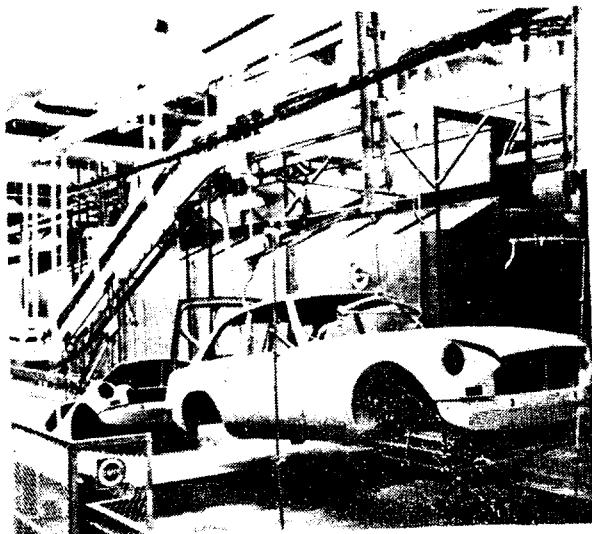
Фирма ДРАЙСИС — ведущий изготовитель оборудования для предварительной обработки и чистовой окраски. Она выпускает установки ЭЛЕКТРОДИП для электрофорезной окраски.

Установки ЭЛЕКТРОДИП для специфических красителей фирма разрабатывает совместно с изготовителями данного красителя. Кроме того, она поставляет установки общего назначения. Оборудование производится для непрерывного или для периодического режима работы.

Оборудование ЭЛЕКТРОДИП уже эксплуатируется в Англии, Франции, Италии и Швеции для отделки автомобильных кузовов, колес, радиаторов, стиральных машин, инструментальных ящиков и т. д.

Фирма Драйсис Эквипмент Лтд. — экспортная организация компании Карриер Энджениринг Компани Лтд., Лондон

За информацией о новейшей продукции фирмы ДРАЙСИС обращайтесь в В.О. ЕНЕШТОРГРЕКЛАМА, Москва, М-461, Каховка, 31.



Установка ЭЛЕКТРОКОТ, предназначенная для электрофорезной окраски погружением автомобильных кузовов на заводе Прессед Стил Фишер Лтд., Оксфорд, Англия. Непрерывный режим работы с использованием красителей Ай-Си-Ай. Оборудование разработано и установлено компанией Карриер Энджениринг Компани Лтд., Лондон



Drysys Equipment Limited
Carrier House, Warwick Row, London SW1
Telephone: 01-997 8811
Cables: Drysys London SW1
Telex: 23581

ПЕРВОЕ МЕСТО...

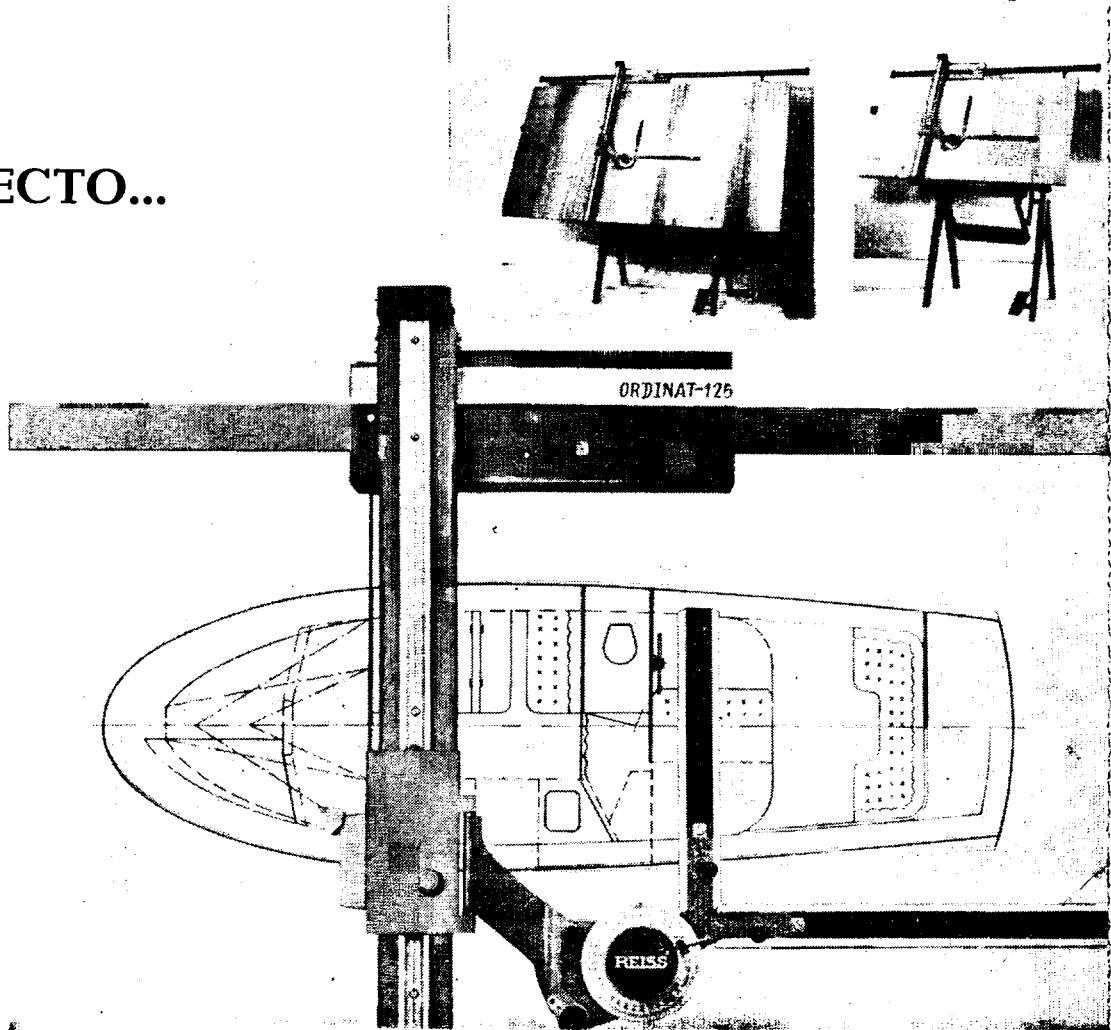
...Занимает чертежная установка типа Ординат с кареткой. Конструкции придана новая наглядная форма и изменена окраска. Наклонными роликами, вертикальной кареткой и надежным тормозом установка гарантирует абсолютную точность при работе. Горизонтально и вертикально расположенные рельсы из доброкачественной фасонной стали и ролики с резиновой обкладкой обеспечивают легкий и бесшумный ход.

Чертежные установки типа РЕЙСС ОРДИНАТ прогрессивны.

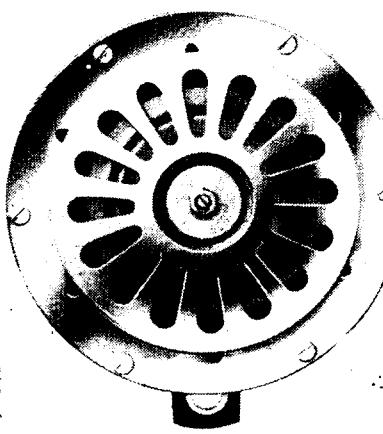
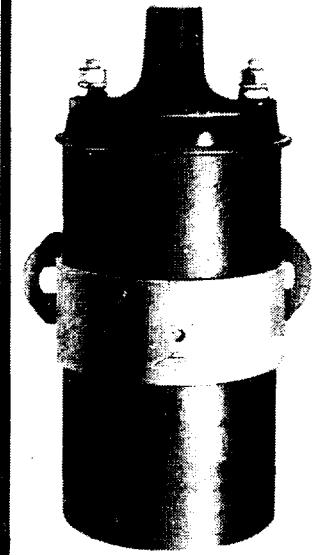
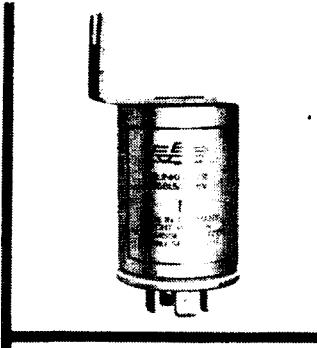
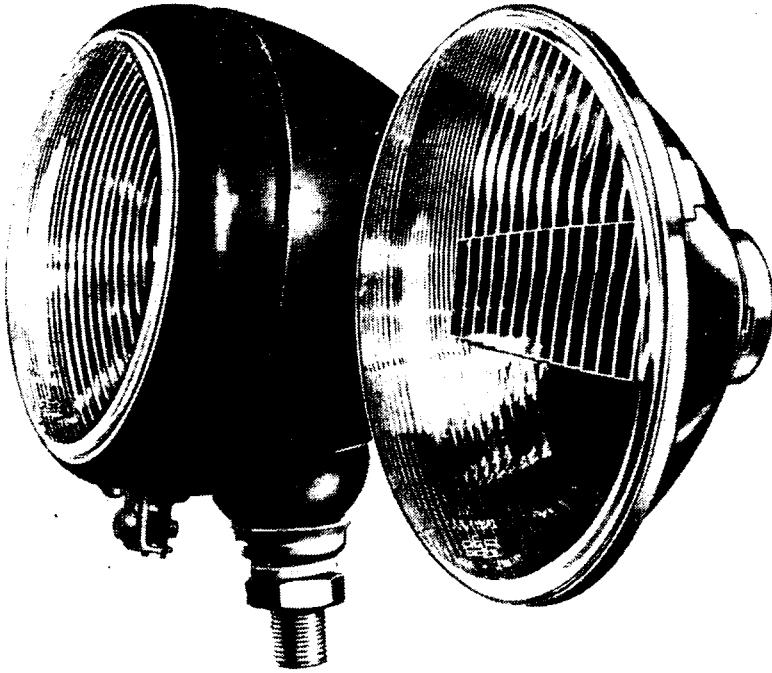
Экспортёр:

Deutsche Export- und Importgesellschaft Feinmechanik-Optik m.b.H. DDR
102, Berlin, Schicklersstr 7.

Германская
Демократическая
Республика



IKA ELECTRICA



ДАТЧИК МИГАЮЩЕЙ СВЕТОСИГНАЛЬНОЙ УСТАНОВКИ на 6, 12 и 24 в с плоским штепслем или винтовым присоединением
КАТУШКИ ЗАЖИГАНИЯ нормальные и повышенной мощности 6 и 12 в
СИГНАЛЫ 6, 12 и 24 в. Гудки и двухрежковые сирены

НАСАДКА НА ФАРЫ [номера заказов 8709.1/7 и 8709.1/8]. Диаметр выходного отверстия 170 мм, асимметричная для автомобилей «Москвич» и «Волга»
САМОСТОЯТЕЛЬНО УСТАНОВЛЕННАЯ ФАРА [номер заказа 8703.4/01]. Диаметр выходного отверстия 130 мм, лакированная

СПРАВКИ ДАЕТ:

Transportmaschinen Export-Import Deutscher Innen —
und Außenhandel 108 Berlin Taubenstraße 11—13

Германская Демократическая Республика