

# Автомобильная промышленность



2

1961

ГАЗ

# СОДЕРЖАНИЕ

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- А. Б. Дранников, Е. И. Милованов — Использование внутризаводского колесного безрельсового транспорта . . . . . 1

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- В. С. Соловьев, Б. С. Поспелов — Автоматическая передача автомобиля «Чайка» . . . . . 7
- М. Л. Минкин, Э. Е. Хмельницкий, А. Г. Шаевич, Б. И. Караваев, А. А. Папин — Повышение эффективности системы охлаждения автомобильных двигателей . . . . . 10
- М. Б. Школьников — Расчет несущего кузова на устойчивость . . . . . 13
- В. А. Какуевичкий — Зависимость механических потерь от конструктивных параметров карбюраторных двигателей . . . . . 18
- И. К. Козлов — Модернизация передних сидений автомобилей М-21 и М-21А «Волга» . . . . . 20
- А. Ф. Машенко — К расчету дисковых тормозов . . . . . 22
- Л. А. Демьянов, У. С. Ахтямов, И. В. Агеев, К. А. Пахомов, С. К. Сарафанов — Работа двигателей ЯАЗ-204 на облегченных топливах . . . . . 23
- В. И. Луканин — Об измерении шума процесса сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия . . . . . 27
- В. В. Горлов — Контроль перпендикулярности граней и ребра лопасти гидронасоса . . . . . 30
- П. И. Рябушкин — Приспособление для закрывания отверстий при испытании автомобильных деталей на герметичность . . . . . 31
- Р. А. Акоюн — Испытание двойных баллонов в пневматических подвесках автобуса . . . . . 31

## ТЕХНОЛОГИЯ

- В. И. Александров, П. А. Мишин, С. И. Дрозд, Ф. П. Василец — Влияние поверхностной закалки на выносливость кожуха полуоси заднего моста автомобиля . . . . . 35
- А. И. Гальперин, А. И. Калинина — Технологический процесс автоматизированного производства поршневых колец из стальной ленты . . . . . 37
- Д. Е. Бурштейн — Автоматическая линия изготовления гофрированных пластин и сборки остова радиатора . . . . . 42

## ИНФОРМАЦИЯ

- Б. Л. Бухин, В. Н. Прашкин — Шины со съёмным протектором . . . . . 44
- На обложке — Легковой автомобиль «Чайка» Горьковского автозавода.

Редактор К. П. Иванов

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

А. А. Андерс, Е. Б. Арманд, В. А. Бабенко, М. И. Басов, И. А. Бухарин, Г. Е. Вассерман, Г. М. Владимиров, А. С. Евсеев, Г. В. Зимелев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесяни, К. А. Калачев, И. И. Киселев, Л. В. Косткин, Д. В. Лялин, П. В. Нагаев, Д. Д. Мельман, М. А. Пашин, Э. С. Разамат, В. Я. Селифонов, К. В. Строганов, Б. С. Фалькевич, Г. А. Феста, С. Б. Чистозвонов, В. И. Шаховцев

## АДРЕС РЕДАКЦИИ:

Москва, И-51, Неглинная 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. К 0-19-00, лоб. 314 и 149.

# Автомобильная промышленность

Ежемесячный  
научно-технический  
журнал

№ 2

ФЕВРАЛЬ 1961

Орган Государственного комитета Совета Министров  
СССР по автоматизации и машиностроению

## Экономика и организация производства

### Использование внутризаводского колесного безрельсового транспорта

А. Б. ДРАННИКОВ, Е. И. МИЛОВАНОВ

НИИТАвтопром

**О**СТРАЯ необходимость механизации погрузочно-разгрузочных и транспортных работ на заводах поточно-массового производства, в том числе заводов автомобильной промышленности, определяется тем, что они еще отстают от уровня механизации и автоматизации основных технологических процессов производства.

Грузопотоки автозаводов характеризуются большим объемом и разнообразием перемещаемых грузов, большой протяженностью, сложностью и напряженностью маршрутов. Например, только на Горьковский автозавод ежегодно поступает более 2,5 млн. т грузов, а между цехами и внутри цехов перемещается около 10 млн. т различных материалов, заготовок и изделий.

Основная масса грузов на автозаводах перемещается средствами колесного транспорта и только небольшая часть — конвейерами. Так, на Минском автозаводе колесным транспортом перемещается 98,5% грузов, на автозаводе имени Лихачева — 96%, на Горьковском автозаводе — более 90% и на Московском заводе малолитражных автомобилей — 87%

В качестве колесного безрельсового транспорта на большинстве заводов применяются грузовые автомобили, автомобили-пикапы, тягачи с прицепными тележками и электрокары.

Более половины парка колесных машин автозаводов (автомобилей, тягачей и электрокаров) могут только перемещать грузы в горизонтальном направлении, поэтому нужны дополнительные механизмы или затраты ручного труда для выполнения погрузочно-разгрузочных операций.

Подъемно-транспортные машины, при помощи которых можно механизировать все основные операции по перемещению и складированию грузов, применяются в недостаточной мере. Например, на Московском заводе малолитражных автомобилей подъемно-транспортные машины составляют только 20% колесного безрельсового транспорта, на Минском и Горьковском автозаводах — около 36%, на заводе имени Лихачева — 39%.

На автозаводах мало автопогрузчиков, которые могут совмещать транспортные и погрузочно-разгрузочные операции. Используются в основном грузовые бортовые автомобили Московского и Горьковского автозаводов. Они применяются для перевозки самых разнообразных грузов. Автомобили-самосвалы, как правило, заняты в литейных цехах, на уборке стружки и других отходов производства. На отдельных заводах применяются также специальные автомобили

На Московском автозаводе имени Лихачева несколько автомобилей ЗНС-5 приспособлено для перевозки автомобильных рам. Эти автомобили имеют увеличенную базу и удлиненную раму; на платформе кузова такого автомобиля установлены металлические стойки, между которыми размещаются в два ряда перевозимые рамы. Такой автомобиль перевозит одновременно шесть рам.

На Горьковском автозаводе имеются автомобили, специально изготовленные для перевозки железнодорожных контейнеров. Автомобиль имеет передний ведущий мост и независимую подвеску задних колес, которые крепятся непосредственно к лонжеронам рамы, что позволяет разместить контейнер между лонжеронами. Благодаря применению гидравлического механизма захват контейнера автомобилем и его опускание на площадку механизированы.

Для доставки цехам газовых баллонов применяются специальные автомобили, которые оборудованы приспособлением для погрузки и выгрузки баллонов. Приспособление имеет механический привод, действующий от трансмиссии автомобиля.

На Московском заводе малолитражных автомобилей автомобиль «Москвич-402» приспособлен для транспортирования из прессового корпуса готового кузова в отделение окраски.

Основным типом тягача, применяемого на автозаводах, является короткобазный тягач с бензиновым двигателем, изготовленный на базе автомобиля ГАЗ-ММ. Его основные данные: длина 3200 мм, ширина 1400 мм, высота 1920 мм, общий вес около 1300 кг. Тягач допускает буксировку прицепных тележек с общим весом полезного груза до 3000 кг.

Конструкции прицепных тележек разнообразны. Каждый завод изготавливает их своими силами с учетом характера перевозимых грузов. Наиболее распространенной на Московском автозаводе является бортовая прицепная тележка металлической конструкции на полуэллиптических рессорах и колесах с массивными резиновыми шинами. Грузоподъемность этой тележки 2000 кг.

На заводе применяется большое количество специальных тележек, предназначенных для перевозки окрашенных деталей и узлов: крыльев, облицовок радиатора, капотов двигателя, радиаторов, кабин в сборе и др.

Примерно одну треть всего колесного безрельсового транспорта составляют электрокары с подъемной платформой, относящиеся к категории подъемно-транспортных машин, но они обладают существенными недостатками: ограниченной возмож-

ностью подъема груза (100 мм), малой скоростью движения, необходимостью больших площадей для хранения груза вследствие непригодности этих машин для многоярусного штабелирования.

На Горьковском автозаводе, наряду с отечественными электрокарами, находятся в эксплуатации электрокары иностранных фирм, таких как Блейхерт грузоподъемностью 2,0 и 2,24 т, Автоматик грузоподъемностью 3,0 т, Меркурий и др. На заводах применяются автопогрузчики грузоподъемностью 3 и 5 т Львовского завода, автопогрузчики КВЗ-02 и КВЗ-04 грузоподъемностью 1,5 т Калининградского завода.

Вследствие относительно низкого уровня механизации погрузочно-разгрузочных работ приходится привлекать значительное количество рабочих для выполнения тяжелой физической работы вручную.

На семи основных автозаводах на выполнении транспортных, погрузочно-разгрузочных и складских работ занято около 30% рабочих от числа производственных рабочих, а годовой фонд зарплаты этих рабочих достигает 200 млн. руб. Кроме того, вследствие недостатка средств механизации производственные рабочие вынуждены затрачивать на перемещение деталей к рабочему месту не менее 5% своего рабочего времени.

В настоящее время внутри автозавода большинство грузов перемещается колесным транспортом. Поэтому значительный интерес представляют исследования, проведенные НИИТАвтомобилем на Московском, Горьковском, Минском автозаводах и Московском заводе малолитражных автомобилей, которые позволяют судить о работе основных транспортных средств при перемещении грузов между цехами этих заводов, и разработанные мероприятия, обеспечивающие повышение производительности труда и резкое снижение затрат на перемещение грузов внутризаводским транспортом.

Исследованию подверглись автомобили-тягачи, грузовые автомобили, автомобили-пикапы и электрокары, при помощи которых перемещается основная масса грузов между цехами. При этом определялось время всех основных элементов работы, связанных с перемещением груза, затрачиваемое каждым видом транспорта в течение рабочей смены.

Исследования проводились на маршрутах, связывающих основные производственные цехи с главными конвейерами и заготовительные цехи с механосборочными, а также на отдельных маршрутах, связывающих базисные склады с цехами-потребителями.

Автомобили-тягачи с прицепными тележками. Поезда, состоящие из тягача и одной или нескольких прицепных тележек, широко применяются для межцехового транспортирования грузов на автозаводе имени Лихачева, Горьковском, Минском и других автозаводах.

В большинстве своем они работают по заранее установленным маршрутам и расписаниям, рассчитанным на бесперебойное обеспечение производства необходимыми материалами, полуфабрикатами и изделиями. Для перевозки заготовок и полуфабрикатов используются прицепными тележками с бортами и без бортов, а для готовых окрашенных деталей и узлов, радиаторов, бензобаков, крыльев, капотов и других изделий используют специальные прицепные тележки с различными надстройками над плоскостью платформы, обеспечивающими сохранность транспортируемой продукции при движении поезда.

Анализ материалов позволяет заключить, что простои при ручной погрузке и разгрузке очень велики, а производительность транспортных машин весьма низкая. При смешанном способе выполнения погрузочно-разгрузочных операций, когда погрузка или разгрузка механизированы простои машин снижаются, а количество перевезенного груза значительно возрастает. При полностью механизированной погрузке и разгрузке время движения с грузом (количество рейсов) повышается более чем в 2 раза, простои сокращаются на 30—35% и в несколько раз увеличивается количество перевезенного груза.

В табл. 1 приведены данные о затрате времени и производительности тягачей на Горьковском автозаводе и Московском автозаводе имени Лихачева в зависимости от способа погрузки и разгрузки прицепных тележек.

Огромные преимущества механизации погрузочно-разгрузочных операций видны на примере работы тягачей с прицепными тележками на автозаводе имени Лихачева. Девять исследованных маршрутов были разделены на две группы.

В первую группу вошли четыре маршрута, по которым транспортируются в основном готовые окрашенные детали и узлы, направляемые на главный сборочный конвейер автомобилей. Для транспортирования указанных изделий применяют-

Таблица 1

Способ погрузки и разгрузки	Среднее время использования транспорта в %					Количество груза, перевезенного за одну езду, в т	Производительность за сменную часовую смену в т	
	Движение с грузом	Холостой пробег	Погрузка и разгрузка	Простой из-за скопления транспорта	Прочие простои			Всего простоев
Московский автозавод имени Лихачева								
Немеханизированный	9,4	12,4	37,6	9,9	30,7	78,2	1,4	8,66
Механизированный	26,5	28,0	19,3	11,0	15,2	45,5	1,86	35,0
Горьковский автозавод								
Немеханизированный	15,5	13,4	47,2	16,6	7,3	71,1	1,5	13,6
Механизированный	21,6	17,9	26,8	11,7	22,0	60,5	2,8	37,9

ся тягачи, которые буксируют две—три специальные тележки с надстройками, предохраняющими изделия от перци. Погрузка и разгрузка на конечных пунктах ручная.

Во вторую группу вошли пять маршрутов, из них по четырем осуществляется транспортная связь между литейными и механосборочными цехами и по одному транспортируются сборные кабины для скраски и окончательной отделки.

Такое разделение дает возможность лучше анализировать отдельные элементы, влияющие на производительность тягачей и себестоимость внутризаводских перевозок.

Средние величины затрат времени тягачами по указанным группам маршрутов приводятся в табл. 2.

Таблица 2

Наименование операции	Первая группа маршрутов	Вторая группа маршрутов
Движение с грузом в % . . . . .	9,4	26,5
Холостые пробеги в % . . . . .	12,4	28,4
Общее время простоев в % . . . . .	78,2	46,5
В том числе:		
под погрузкой и разгрузкой . . . . .	7,6	3,1
ожидание погрузки и разгрузки прицепление и отцепление тележки . . . . .	24,2	—
по организационно-техническим и прочим причинам . . . . .	16,4	16,2
Количество ездки за смену . . . . .	6,0	22,0
Количество груза, перевезенного за смену, в т . . . . .	9,9	44,6
Количество груза, перевезенного за одну езду, в т . . . . .	1,6	2,0
Средняя длина маршрута в км . . . . .	2,6	2,5

Высокие показатели работы тягачей второй группы маршрутов являются результатом главным образом механизации погрузочно-разгрузочных операций и лучшей организации всего процесса транспортирования грузов. На маршрутах этой группы работа организована так, что тележки разгружаются или загружаются тогда, когда тягач находится в движении. Прибыв в цех, отплавляющий продукцию, тягач ставит пустые тележки под погрузку и забирает загруженные, при этом затрачивается время только на отцепление пустых тележек и прицепление к тягачу загруженных. Доставив загруженные тележки цеху-потребителю, тягач забирает разгруженные тележки и буксирует их обратно для загрузки.

При такой организации работ резко сокращаются общие простои и более чем наполовину простои под погрузкой и выгрузкой (включая отцепление и прицепление тележек), исключаются простои в ожидании погрузки и разгрузки, что дает возможность увеличить в несколько раз число ездки.

Указанная система организации перемещения грузов повышает производительность тягачей даже при ручной погрузке и разгрузке тележек на конечных пунктах, но при этом требуется некоторое дополнительное количество тележек.

Распределение времени, затрачиваемого тягачами с прицепными тележками на маршрутах с механизированной и ручной погрузкой и разгрузкой на маршрутах: пресовый цех ЦСИА и литейный цех № 3 — МСЦ-1 дано в табл. 3.

Таблица 3

Способ погрузки и разгрузки	Среднее время использования транспорта в %						Количество груза, перевозимого за одну езду, в т	Производительность за семичасовую смену в т
	Движение с грузом	Холостой пробег	Погрузка и выгрузка	Простой из-за скопления транспорта	Прочие простои	Всего простоев		
Немеханизированный	8,2	13,4	26,9	15,6	35,9	78,4	1,25	7,77
Механизированный	33,6	34,7	17,7	4,0	10,0	31,7	1,6	28,6

Грузовые автомобили. Грузовые автомобили относятся к категории внутризаводских транспортных машин, на работу которых существенное влияние оказывают способы погрузки и разгрузки. При работе поезда, состоящего из тягача и прицепных тележек, последние могут быть отсоединены от тягача и оставлены для погрузки и разгрузки, — в это время тягач используется для буксировки других тележек. Грузовой автомобиль такой возможности не имеет, он должен бездействовать во время выполнения погрузочно-разгрузочных операций. Это снижает эффективность работы грузовых автомобилей при использовании их на внутризаводских перевозках.

Данные о распределении времени использования грузовых автомобилей на внутризаводских перевозках трех автозаводов при ручном и механизированном способах погрузки и разгрузки приведены в табл. 4.

Потери на простои под погрузкой и разгрузкой при механизированном способе примерно в 2 раза меньше, чем при ручном. Кроме того, при улучшении организации работ могут быть значительно сокращены прочие простои, что повысит эффективность работы автомобилей.

Невысокая производительность автомобилей на Московском

заводе малолитражных автомобилей объясняется тем, что на рассмотренном маршруте применяются малолитражные автомобили — пикапы, приспособленные для перевозки кузовов весом 285 кг из прессово-кузовного цеха в главный корпус. На заводе имени Лихачева используются грузовые автомобили грузоподъемностью 4 т, транспортирующие за одну езду 3,9 т.

Электрокары. Электрокары, используемые на автозаводах, были разделены на две группы: с подъемной платформой и с неподъемной. На заводе имени Лихачева парк электрокаров состоит в основном из машин грузоподъемностью 3 и 5 т с подъемной платформой, на Горьковском и Минском автозаводах, а также на Московском заводе малолитражных автомобилей большинство применяемых электрокаров с неподъемной платформой грузоподъемностью 2 т.

Такое деление обусловлено тем, что электрокары с подъемной платформой относятся к подъемно-транспортным машинам, а с неподъемной — к транспортным машинам.

В табл. 5 показано распределение времени работы электрокара с неподъемной платформой на Минском и Московском автозаводах, а также на Московском заводе малолитражных автомобилей при ручной погрузке и разгрузке.

Результаты определения эффективности использования электрокара с подъемной платформой на Московском автозаводе имени Лихачева приведены в табл. 6.

Основные элементы работы электрокара с неподъемной платформой на трех заводах мало отличаются друг от друга.

При ручной погрузке и разгрузке производительность электрокара намного ниже, а простои несколько выше, чем у автомобилей, что объясняется не только меньшей их грузоподъемностью, но и в несколько раз меньшей скоростью движения.

При внимательном изучении работы электрокара было определено, что электрокары с подъемной платформой затрачивают примерно 30% времени на работы в складах конечных пунктов маршрутов. Анализ показал, что эти работы не вызваны технологическими требованиями производства, а являются следствием ограниченной высоты подъема платформы (100 мм) электрокара, не позволяющей укладывать груз в штабель. Поэтому склады, обслуживаемые этими подъемно-транспортными машинами, как правило, бывают одноярусные, расположенные на больших площадях. Для установки привезенного ящика с грузом или взятия на платформу нужного ящика необходимо переставить несколько порожних или груженых ящиков, на что затрачивается в среднем одна треть всего времени работы электрокара. При перемещении грузов современными подъемно-транспортными машинами такую непроизводительную работу выполнять не нужно.

Кроме того, весьма существенным недостатком электрокара является малая скорость движения (5 км/час), значительно снижающая их производительность.

Таким образом, результаты исследований дают основание отметить, что по сравнению с другими подъемно-транспортными машинами электрокары с подъемной платформой обладают следующими существенными недостатками:

1) низкой производительностью вследствие малых скоростей движения;

2) небольшой высотой подъема платформы, не позволяющей укладывать груз в многоярусный штабель, что ведет к значительному увеличению площадей складов, усложняет хранение и учет грузов на складе;

3) высокой стоимостью перемещения 1 т груза.

Изложенное в большой мере электрокара с подъемной платформой ограничивает использование

Таблица 4

Маршрут	Наименование грузов	Среднее время использования транспорта в %						Среднее количество ездов за смену	Среднее количество груза за перевозимого за одну езду, в т	Количество груза, перевозимого за семичасовую смену, в т
		Движение с грузом	Холостые пробеги	Погрузка и выгрузка	Простой из-за скопления транспорта	Прочие простои	Всего простоев			
<b>Ручной способ</b>										
Московский автозавод имени Лихачева Склад № 91 — ЦСИА Склад № 95 — ЦСИА	Шины Фары, аккумуляторы	12,8	13,5	53,3	12,5	7,9	73,7	5,0	7,6	37,5
		8,3	9,3	75,6	5,0	1,8	82,4	4,2	3,5	14,35
Среднее по двум маршрутам		10,6	11,5	64,3	8,8	4,8	77,9	4,6	5,55	25,9
Горьковский автозавод Колесный цех — ЦСИА Склад ЦСП — ЦСИА	Диски колес Шины	14,8	15,6	57,4	2,8	9,4	69,6	16,5	1,6	23,4
		24,1	23,2	43,9	4,2	4,6	52,7	18,3	1,2	22,0
Среднее по двум маршрутам		19,4	19,3	50,8	3,5	7,0	61,3	17,3	1,4	24,2
<b>Механизированный способ</b>										
Московский автозавод имени Лихачева Рамный цех — ЦСИА Склад № 101 — МСЦ-1	Рамы Подшипники	11,25	16,25	26,5	5,2	40,8	72,5	13,1	2,25	29,5
		15,0	10,0	29,0	16,0	30,0	75,0	7,4	3,9	29,1
Среднее по двум маршрутам		13,1	13,1	27,8	10,6	35,4	73,8	10,2	3,07	29,3
Московский завод малолитражных автомобилей Испытательная станция — главный конвейер	Двигатели	7,9	8,7	16,8	2,4	64,2	83,4	11,2	0,42	4,7
		21,0	19,7	27,1	7,3	24,9	59,3	32,7	0,29	9,5
Прессово-кузовной цех — главный конвейер Среднее по двум маршрутам	Кузова	14,5	14,2	21,9	4,9	44,5	71,4	21,9	0,35	7,1

Таблица 5

Маршрут	Наименование груза	Среднее время использования электрокара в %					Количество груза, перевезенного за одну езду, в т	Количество груза, перевезенного за семичасовую смену, в т
		Движение с грузом	Холостые пробеги	Погрузка и разгрузка	Простой из-за скопления транспорта	Прочие простои		
<b>Московский автозавод имени Лихачева</b>								
Склад № 95—МСЦ-2	Электрооборудование двигателя	9,8	8,55	64,9	8,5	8,2	81,6	10,05
Склад ОВК № 95—ЦСКА ДОЦ	Электрооборудование автомобиля	15,5	8,6	50,4	11,8	13,7	75,9	7,35
Среднее по маршрутам		12,6	8,6	57,6	10,1	10,9	78,7	9,95
<b>Московский завод малолитражных автомобилей</b>								
Кузнечный цех—мотор	Поковки, детали двигателя	11,0	7,9	47,6	4,7	28,8	81,1	1,16
Эстакада—мотор	Отливки деталей двигателя	8,6	9,1	29,9	4,5	47,9	82,3	2,27
Среднее по маршрутам		9,8	8,5	38,7	4,6	38,4	81,7	1,7
<b>Минский автозавод</b>								
Сталелитейный цех—разные цехи	Литье	8,3	5,2	28,3	7,8	50,4	86,5	1,042
Шасси—МСЦ-1 ЦКЗ	Узлы шасси	15,1	9,1	31,0	12,5	32,3	75,8	0,7
Среднее по маршрутам		11,7	7,2	29,6	10,2	41,4	81,2	0,87

Таблица 6

Маршрут	Наименование груза	Среднее время использования электрокара в %					Количество груза, перевезенного за семичасовую смену, в т	Количество груза, перевезенного в складе и цехе за смену, в т		
		Движение с грузом	Холостые пробеги	Работа в складе и цехе	Погрузка и разгрузка	Простой из-за скопления транспорта			Смена и зарядка батарей	Всего простоев
Цех заднего моста ЦСИА	Задние мосты	10,9	12,4	34,2	10,0	17,4	11,0	42,5	47,6	—
Кузнечный цех—МСЦ-1	Поковки	16,2	12,3	32,8	—	4,1	10,1	38,7	22,6	58,8
Кузнечный цех—МСЦ-2	Поковки	20,6	14,6	39,7	—	2,1	7,3	25,1	17,5	—
МСЦ-1—ЦКЗ	Задний мост, рулевой механизм, передний мост, литье	22,2	15,8	44,5	—	6,2	6,6	27,5	18,1	39,8
Литейный цех № 2—рамный	Литье	15,1	19,6	13,6	28,1	10,4	7,7	51,7	14,25	45,5
Литейный цех № 2—арматурный		12,9	18,5	17,0	31,4	8,6	6,1	51,6	14,6	12,6
Среднее по маршрутам		16,6	15,5	30,6	11,2	8,4	8,3	37,3	38,4	—

формой при применении современных методов перемещения и хранения грузов. Это позволяет заключить, что применение таких машин на заводах поточно-массового и крупносерийного производства нецелесообразно.

Себестоимость внутризаводских перевозок. Себестоимость транспортирования 1 т груза при межцеховых перевозках определялась на основании данных исследований работы транспортных машин на отдельных маршрутах заводов автомобильной промышленности.

Стоимость транспортирования определена как сумма затрат на погрузочно-разгрузочные работы, оплату труда водителей и эксплуатационные расходы машин.

Исходными данными для расчета зарплаты грузчиков и водителей при сдельной системе оплаты труда служили существ-

ующие сдельные расценки, а при повременной — часовая зарплата.

При транспортировании на автозаводе имени Лихачева деталей и узлов из МСЦ-1 электрокарами оказалось невозможным произвести расчет зарплаты водителя по сдельным расценкам ввиду их условного характера; поэтому расчет зарплаты водителя на этом маршруте произведен по средней фактической часовой зарплате постоянно работающих на данном маршруте водителей.

При расчетах затрат на оплату труда грузчиков и водителей на основную зарплату сделаны соответствующие начисления.

Эксплуатационные расходы транспортных машин рассчитаны на основе средней фактической себестоимости 1 машиночаса.

На Горьковском автозаводе расходы по эксплуатации транспортных машин исчисляются на выработанные машиночасы.

Для сравнения с данными других заводов себестоимость 1 нормочаса пересчитана на машиночасы. При пересчете приняты следующие коэффициенты: для тягачей 1,8, для грузовых автомобилей 1,6. Эти коэффициенты соответствуют заводским данным о среднем годовом выполнении норм выработки.

В связи с тем, что на автозаводах стоимость израсходованной электроэнергии в транспортных цехах учитывается по статье цеховых расходов, расчет стоимости электроэнергии, потребляемой электрокаром за 1 час работы, произведен по средней емкости аккумуляторных батарей и их среднему режиму зарядки.

При расчетах эксплуатационных затрат на машины себестоимость 1 машиночаса была принята без затрат на основную зарплату, цеховые расходы, услуги других цехов и командировки, так как эти затраты не связаны с непосредственной работой машин. Таким образом, в расчетах принята себестоимость 1 машиночаса, приведенная в табл. 7.

Таблица 7

Завод	Грузовые автомобили	Тягачи	Электрокары
ЗИЛ . . . . .	5—58	2—43,3	6—10
ГАЗ . . . . .	7—00,8	2—16	—
МАЗ . . . . .	—	2—56,6	2—27,8
МЗМА . . . . .	2—74,5	—	2—66,4

Как указано выше, себестоимость транспортирования 1 т груза по маршрутам определена как сумма затрат на оплату труда грузчиков, водителей и эксплуатационных расходов на машину. Эти элементы по каждому маршруту определены как средние величины по количеству груза, перевезенного на принятом маршруте.

Существенное влияние на величину себестоимости транспортирования груза оказывают следующие три фактора:

- 1) способ выполнения погрузочно-разгрузочных работ;
- 2) характер перевозимого груза;
- 3) вид применяемой машины.

Наибольшее влияние на величину себестоимости перемещения груза оказывает способ погрузки и разгрузки транспортных машин, что объясняется высоким процентом стоимости этих работ (до 65%) от общей себестоимости перемещения грузов.

Пределы величин себестоимости (в руб. и коп.) транспортирования 1 т груза в зависимости от способа погрузочно-разгрузочных работ различными видами машин приведены в табл. 8.

Таблица 8

Себестоимость	Автомобиль	Тягачи с прицепными тележками	Электрокары
Наименьшая при способе погрузочно-разгрузочных работ:			
механизированном . .	3—20	2—05	4—32
немеханизированном .	7—16	6—58	12—14
Наибольшая при способе погрузочно-разгрузочных работ:			
механизированном . .	7—76	7—96	11—20
немеханизированном .	12—88	8—84	21—00

Значительная разница в стоимости перемещения 1 т груза при одинаковом способе выполнения погрузочно-разгрузочных работ является следствием большого различия веса и объема перемещаемых грузов на различных маршрутах. Кроме того, способ выполнения погрузочно-разгрузочных работ оказывает влияние на использование транспортных машин.

На маршрутах с механизированной погрузкой и разгрузкой эксплуатационные расходы меньше, чем на маршрутах с ручной погрузкой и разгрузкой, вследствие лучшего использования машины.

Характерным примером в этом отношении является перевозка литья на Горьковском автозаводе, где себестоимость услуг тягача при механизированной погрузке и разгрузке составляет за 1 т 1 р. 94 к., а при ручном способе — 3 р. 54 к.

Следовательно, способ погрузки и разгрузки оказывает влияние не только на стоимость этих работ, но на все элементы себестоимости перемещения груза.

Вторым фактором, влияющим на величину себестоимости транспортирования, является характер перевозимого груза. Себестоимость перевозки деталей прессового производства значительно выше, чем себестоимость перевозки литья и поковок. Небольшой вес прессовых деталей при большом объеме значительно снижает производительность труда на всех операциях перемещения груза и влечет за собой увеличение затрат, приходящихся на 1 т груза.

Влияние этого фактора видно на примере перевозки кабин на Московском автозаводе. Небольшой объемный вес кабин обусловил низкую производительность тягача на перевозке (0,75 т/час), что увеличило себестоимость перемещения 1 т груза до 7 р. 96 к., несмотря на то, что погрузка и разгрузка механизированы, а транспортирование организовано так же хорошо, как на перевозке литья из литейных цехов № 2 и 3, где себестоимость перевозок составляет 2—4 руб. за 1 т. Зависимость себестоимости (в руб. и коп.) перемещения 1 т груза от характера перевозимого груза и способа погрузочно-разгрузочных работ на маршрутах, обслуживаемых тягачами с прицепными тележками, на Московском автозаводе имени Лихачева показана в табл. 9.

Таблица 9

Маршрут	Наименование деталей	Погрузка и разгрузка	Эксплуатационные расходы и зарплата водителя в руб. и коп.			Себестоимость перевозки 1 т груза
			Водитель	Машина	Всего	
Немеханизированный способ погрузки и разгрузки						
Арматурный цех—ЦСИА	Радиатор	5—92	4—99	1—80	6—79	12—71
Прессовый цех—МСЦ-1	Мелкие детали	9—15	3—75	2—70	6—45	15—60
Прессовый цех—ЦСИА	Узлы оперения	11—17	4—57	2—19	6—76	17—93
Прессовый цех—МСЦ-2	Мелкие детали	11—52	4—72	1—99	6—71	18—23
Механизированный способ погрузки и разгрузки						
Литейный цех № 3—МСЦ-2	Блок, маховик	0—81	0—87	0—37	1—24	2—05
Литейный цех № 2—разные цехи	Картер заднего моста	1—68	0—74	0—36	1—10	2—78
Литейный цех № 3—МСЦ-1	Тормозной барабан	1—38	2—18	0—60	2—78	4—16
Прессовый цех—ДОЦ	Кабина	4—31	2—75	0—90	3—65	7—93
РПЦ—ЦСИ.1	Рессоры	1—45	0—89	0—84	1—73	3—18

Резкое снижение стоимости перемещения 1 т груза в группе маршрутов с механизированным способом погрузки и разгрузки является следствием высокой производительности машин и значительного сокращения затрат на выполнение погрузочно-разгрузочных операций.

Показатель, характеризующий уровень механизации и организации работ — количество перевезенного груза, отнесенное на 1 руб. затрат, составляет: по группе маршрутов с ручным способом погрузки и разгрузки 42—66 кг, по группе маршру-

тов с механизированным способом погрузки и разгрузки 200—387 кг.

Величина себестоимости транспортирования грузов зависит также от вида применяемой транспортной машины.

Наименьшей величиной перевозки 1 т груза, полученной на исследованных маршрутах, является: для тягачей 2 р. 05 к., для автомобилей 3 р. 20 к., для электрокар 4 р. 32 к.

Наиболее высокая себестоимость транспортирования полученная на маршрутах, обслуживаемых электрокарами с неподъемной платформой (до 21 руб. за 1 т груза), что свидетельствует о нерентабельности применения указанных машин на межцеховых перевозках.

Влияние на себестоимость перевозок третьего фактора — вида применяемой машины — определяется в первую очередь эксплуатационными расходами на ее содержание.

Для сравнения в табл. 10 даны эксплуатационные расходы двух видов машин, работающих примерно с одинаковой производительностью и в близких по характеру условиям перевозок, отнесенные к 1 т перевезенного груза.

Таблица 10

Машины	Часовая производительность в т./час	Эксплуатационные расходы в руб. и коп.
Московский автозавод имени Лихачева		
Автомобили . . . . .	4,2	1—32
Тягачи . . . . .	4,1	0—60
Горьковский автозавод		
Автомобили . . . . .	3,1	2—51
Тягачи . . . . .	3,0	0—55

Из табл. 10 следует, что наиболее экономичной машиной на межцеховых перевозках является тягач. Эксплуатационные расходы тягачей на 1 т перевезенного груза в 2 раза меньше, чем расходы грузовых автомобилей.

Результаты проведенных исследований эффективности использования безрельсового колесного транспорта на автозаводах позволяют сделать следующие выводы:

1. Эффективность использования колесных транспортных машин на внутривозовских перевозках автозавода зависит от:
  - а) способа погрузки и разгрузки средств транспорта;
  - б) характера перемещаемого груза, его размеров и веса;
  - в) вида применяемых транспортных машин.

2. При ручном способе погрузки и разгрузки время движения колесных транспортных машин с грузом находится в пределах 7,4—15,7%, остальное время затрачивается на холостые прогибы и простои различного рода, из которых больше половины занимает время на погрузку и разгрузку.

3. При механизированном способе погрузки и разгрузки или при отцеплении и прицеплении тележек время движения транспортных машин с грузом может быть доведено до 33%, а производительность применяемых транспортных средств увеличена в 2—3 раза.

Значительное влияние на время полезного использования транспортных машин и главным образом на их производительность оказывает также характер перемещаемого груза: чем больше размеры деталей и узлов и чем меньше их штучный вес, тем меньше производительность машины и наоборот.

4. При перемещении груза в грузовых пакетах и механизированном способе погрузки и разгрузки, что видно на примере перевозки рессор на Московском автозаводе имени Лихачева, производительность транспортных машин увеличивается примерно в 2 раза.

5. За счет улучшения организации внутривозовских перевозок простои в ожидании погрузки и разгрузки из-за скопления транспорта и по прочим причинам могут быть значительно снижены, в результате чего время полезной работы транспортных машин может быть повышено на 10—15%.

6. Тягачи с прицепными тележками в сравнении с грузовыми автомобилями и электрокарами являются наиболее производительными машинами и имеют меньшую себестоимость перемещения 1 т груза.

7. Конструктивные особенности электрокар с подъемной платформой и малая производительность электрокар с неподъемной платформой не позволяют использовать их при современных методах перемещения и многоручного складирования грузов, что дает основание для вывода о нецелесообразности их применения на заводах автомобильной промышленности.



## Мероприятия по увеличению производительности труда на внутривозовских перевозках и снижению себестоимости

Механизация погрузочно-разгрузочных работ. Погрузку, выгрузку и укладку груза в штабель можно механизировать автопогрузчиками, различными кранами, электроталиями и другими подъемно-транспортными устройствами. При помощи автопогрузчиков, оборудованных различными сменными грузозахватными приспособлениями, можно быстро захватывать, поднимать и опускать груз, транспортировать его и укладывать в многоярусный штабель.

В отличие от других подъемно-транспортных устройств периодического действия, способных обслуживать ограниченную площадь, находящуюся в зоне их действия, автопогрузчики, перемещаясь по безрельсовым дорогам и площадкам, могут выполнять все необходимые подъемно-транспортные операции независимо от места расположения рабочей площадки или склада.

При правильном использовании автопогрузчиков в сочетании с другими подъемно-транспортными машинами и устройствами могут быть решены вопросы комплексной механизации перемещения грузов на промышленных предприятиях и на транспорте.

Наибольшую эффективность от использования автопогрузчиков получают, когда груз перемещают в грузовых пакетах на плоских поддонах, а также в стоечных или ящичных поддонах. Например, при перемещении автопогрузчиками в грузовых пакетах блоков цилиндров автомобиля «Москвич» и головок блоков двигателя ЗИЛ-164 по схемам, разработанным НИИТАвтомпромом, стоимость подъемно-транспортных операций снижается в 5—6 раз.

При перемещении грузов в укрупненных пакетах снижаются также простои транспортных машин.

Методы укрупнения зависят от характера грузов и применяемой тары. Наиболее приемлемым для машиностроительных предприятий является метод укрупнения грузов на плоских поддонах, в стоечных и в ящичных поддонах, при котором отдельные мелкие штучные грузы, одинаковые по размерам и форме, уложенные на поддон, образуют грузовой пакет, по весу близкий к номинальной грузоподъемности автопогрузчика или другого подъемно-транспортного устройства.

Размеры грузового пакета определяют исходя из местных условий производства. При этом необходимо руководствоваться следующими размерами поддонов в плане, рекомендованными ГОСТом 9078-59: 800×1200 мм, 1000×1200 мм и 1200×1600 мм.

Для каждого вида массового штучного груза нужно разработать наиболее рациональный способ формирования пакета, обладающего достаточной прочностью и наибольшим весом при минимальных габаритных размерах. При использовании плоских поддонов необходимо одновременно решить вопрос о креплении груза, уложенного на поддон.

Перемещение грузов в укрупненных пакетах является прогрессивным методом, создающим условия для комплексной механизации и резкого повышения производительности труда на транспортно-складских работах.

Метод перевозки груза в пакетах может быть успешно применен при наличии современной тары, обеспечивающей необходимые условия для механизированного перемещения пакета и установки его в многоярусный штабель. До организации производства стандартной тары на специализированных заводах необходимо изготовить ее силами и средствами предприятий, внедряющих пакетный метод перемещения и хранения грузов.

Механизация погрузочно-разгрузочных операций автопогрузчиками не вызывает больших капитальных затрат, при этом они быстро окупаются.

Когда по условиям производства или другим причинам механизировать погрузочно-разгрузочные операции автопогрузчиками не представляется возможным, необходимо применить другие подъемно-транспортные устройства; краны различных конструкций, кранбалки, электрические тали и другие устройства.

При транспортировании грузов тягачами с прицепными тележками простои под погрузкой и разгрузкой могут быть значительно снижены при применении метода прицепления и отцепления тележек от тягача. Например, на складах литейных цехов автозавода имени Лихачева и на многих маршрутах Горьковского автозавода, где используется этот метод, загрузка и разгрузка тележек ведется без тягача. Когда тягач

подъезжает за грузом, пустая тележка отцепляется от тягача и ставится под загрузку, а загруженная прицепляется к тягачу. При доставке груза получателю тележка с грузом отцепляется, а разгруженная прицепляется к тягачу.

Такая система организации погрузочно-разгрузочных работ позволяет увеличить число рейсов тягача с грузом, так как время, затрачиваемое на отцепление и прицепление тележки, примерно в 2 раза меньше времени простоев под погрузкой и разгрузкой.

Выбор и применение транспортных и подъемно-транспортных машин. При анализе состояния парка машин внутривозовского транспорта Горьковского, Московского имени Лихачева и Минского автозаводов, а также Московского завода малолитражных автомобилей было определено, что транспортные машины, при которых требуется применение машин или ручного труда для погрузки и выгрузки, составляют 75,4% парка, а подъемно-транспортные машины, при которых не требуется этого, только 24,6%, в том числе автопогрузчики 12,1%.

На указанных заводах используются около 350 тягачей (26%), изготовленных на базе узлов давно снятого с производства автомобиля ГАЗ-ММ. Примерно одну треть колесных машин составляют электрокары, имеющие существенные конструктивные недостатки.

Такой состав средств внутривозовского транспорта не может в полной мере удовлетворять современным требованиям механизированного перемещения и складирования грузов. Необходимо принять меры к значительному увеличению на заводах количества подъемно-транспортных машин, что даст возможность механизировать весь комплекс работ по перемещению и штабелированию грузов.

При исследованиях было определено, что стоимость транспортирования грузов зависит также от вида применяемых транспортных машин.

Расходы на эксплуатацию тягачей на 1 т перевезенного груза в 2 раза меньше расходов на грузовые автомобили и почти в 3 раза меньше расходов на эксплуатацию электрокара.

Сравнение показателей эффективности использования электрокара с неподъемной платформой, тягачей и грузовых автомобилей позволяет отметить, что при одинаковых способах погрузки и разгрузки производительность электрокара с неподъемной платформой намного ниже производительности автомобилей и тягачей. Это объясняется не только меньшей грузоподъемностью электрокара, но и в несколько раз меньшей скоростью движения.

Поэтому на заводах крупносерийного и поточно-массового производства со сложными и напряженными грузопотоками, постоянными маршрутами и движением колесных транспортных машин по установленным графикам целесообразно применять следующие виды транспортных средств.

1. При длине маршрута более 200 м независимо от способа выполнения погрузочно-разгрузочных работ целесообразно использовать поезда, состоящие из тягача и одной—трех прицепных тележек. Когда характер груза или эксплуатационные условия не дают возможности применить такой поезд, для внутривозовских перевозок можно использовать грузовые автомобили.

2. На коротких рейсах, когда груз транспортируется на расстояние до 200 м, рентабельно использовать для подъемных и транспортных операций автопогрузчики, оборудованные (в соответствии с характером груза) сменными грузозахватными приспособлениями.

При выборе подъемно-транспортных машин или устройств необходимо учитывать местные условия и соответствие устройства технологическому процессу производства. При этом решающим фактором является экономическая эффективность мероприятия.

Организационные мероприятия. Источником значительного повышения производительности транспортных машин и труда рабочих, занятых на подъемно-транспортных операциях, может явиться сокращение простоев транспортных машин по организационно-техническим причинам. Простой на ожидание погрузки и разгрузки, простой из-за скопления транспорта и для оформления документов и т. п. составляют 12,5—50,3% от времени работы транспортной машины. На отдельных плохо организованных маршрутах эти простои еще больше, — например, на Минском автозаводе они достигают 58,2%, на Московском автозаводе имени Лихачева 51,5% и на Московском заводе малолитражных автомобилей 52,4%.

Простой из-за скопления транспорта на конечных пунктах маршрутов, составляющие 20—22%, могут быть значительно



сокращены путем разработки графиков отгрузки продукции цеху-потребителю и движения машин, обеспечивающих равномерную поставку продукции в течение всей смены и координацию движения транспорта по всем маршрутам завода.

Существенное сокращение этих простоев дает механизация погрузочно-разгрузочных работ, позволяющая быстро осваивать участки погрузки и разгрузки.

На конечных пунктах маршрутов целесообразно установить телефонную диспетчерскую связь, с помощью которой водители смогут информировать дежурного диспетчера о ходе выполнения графика движения. Это позволит принимать необходимые меры при возникновении задержек.

При внедрении указанных мероприятий окажется возможным одновременно ликвидировать простои на ожидание погрузки и разгрузки транспортных машин, составляющие в среднем 5—25%.

Простои вследствие счета деталей следует сокращать путем внедрения способа определения количества деталей по весу транспортируемого пакета, исключающего также ручные переделки грузов.

Меры по сокращению простоев на оформление транспортных документов нужно принимать с учетом конкретных местных условий. Помимо упрощения системы учета и отчетности, сокращения числа документов и уменьшения числа подписей, необходимо увязать расписание движения транспортных машин с работой складов и цеховых пунктов, принимающих грузы.

Там, где объем грузопотоков не позволяет организовать постоянные маршрутные перевозки однородного груза, транспортирование партий грузов целесообразно вести по маятниковым или кольцевым системам перевозок при строгом соблюдении заранее разработанных графиков движения транспорта.

Выбор системы перевозок зависит от местных условий предприятия: взаимного расположения цехов, величины грузопотока, характера и размеров грузов, длины маршрута, условий выполнения погрузочно-разгрузочных операций и др. Решающим фактором при выборе системы перевозок является экономическая эффективность и срок окупаемости производимых затрат.

Источником повышения производительности на подъемно-транспортных операциях является также полное использование грузоподъемности транспортных и подъемно-транспортных машин. Это может быть достигнуто при перемещении грузов в пакетах, когда вес грузового пакета близок или равен номинальной грузоподъемности машины, в том случае, когда применяется стандартная тара, обеспечивающая наиболее выгодное размещение поддонов на транспортных средствах (в железнодорожном вагоне, кузове автомобиля, платформе прицепной тележки и др.).

При работах по механизации перемещения грузов, проводимых на предприятиях по семилетнему плану развития народного хозяйства, большое место отводится средствам непрерывного транспорта (конвейерам).

Однако, несмотря на значительное увеличение внутризаводских перевозок конвейерами, к концу семилетки большая часть грузов (примерно 65—70%) будет перемещаться различными видами колесного транспорта. Поэтому изложенные выше мероприятия по повышению эффективности работы колесных безрельсовых транспортных средств имеют большое практическое значение. Внедрение их позволит освободить значительное количество рабочих от тяжелого физического труда, резко снизить материальные и трудовые затраты на внутризаводские перевозки.

## Конструирование Исследования Испытания

### Автоматическая передача автомобиля «Чайка»

В. С. СОЛОВЬЕВ, Б. С. ПОСПЕЛОВ

Горьковский автозавод

**НА** АВТОМОБИЛЕ М-13 «Чайка», выпускаемом Горьковским автозаводом, устанавливается автоматическая передача.

Автоматическая передача повышает комфортабельность автомобиля, облегчает управление и повышает безопасность движения, так как внимание водителя не отвлекается на переключение передач. Это особенно важно при эксплуатации автомобиля в городах с интенсивным движением транспорта и в горных условиях.

Автоматическая передача автомобиля «Чайка» состоит из гидродинамического трансформатора крутящего момента и планетарной коробки передач с автоматическим переключением трех передач и с кнопочным управлением.

Гидротрансформатор (рис. 1) одноступенчатый, трехколесный, лопатки насосного и турбинного колеса штампованные, реактор лентой, алюминиевый, с роликовой муфтой свободного хода.

Гидротрансформатор помещен в картере, который крепится к заднему торцу блока двигателя. В картере имеются окна для прохода воздуха, охлаждающего корпус гидротрансформатора. Корпус гидротрансформатора, являющийся одновременно корпусом колеса насоса, отлит из алюминиевого сплава; на его наружной поверхности сделаны охлаждающие ребра. В корпусе с помощью пазов и стопорного кольца установлены тридцать пять лопаток. Спереди корпус закрыт стальной штампованной крышкой, в центре которой приварен колпачок, входящий в расточку коленчатого вала двигателя.

Второй опорой гидротрансформатора является подшипник скольжения в корпусе переднего масляного насоса. Корпус гидротрансформатора опирается на этот подшипник шейкой ступицы, привернутой болтами к корпусу. На заднем торце ступицы имеются два выступа, которые входят в пазы ведущей шестерни масляного насоса.

Крутящий момент двигателя передается на колесо насоса (корпус) гидротрансформатора через стальной диск, привернутый болтами к фланцу коленчатого вала, и через две пружинные пластины, приклепанные к диску и привернутые к крышке корпуса. Так обеспечивается упругое соединение гидротрансформатора с коленчатым валом двигателя.

Турбинное колесо состоит из штампованного корпуса, тора и тридцати трех лопаток. Лопатки соединяются с тором и корпусом при помощи отогнутых усов, заходящих в прорези корпуса и тора. Корпус турбины приклепан к ступице, которая посажена на шлицы ведущего вала планетарной коробки.

Реактор имеет тринадцать лопаток, отлитых за одно целое с корпусом реактора. Лопатки профилированы по толщине. Реактор через роликовую муфту свободного хода соединяется с неподвижным реактивным валом.

Вся внутренняя полость гидротрансформатора заполнена маслом, находящимся под избыточным давлением, которое создается передним масляным насосом и регулируется регулятором давления.

Масло, которым заполнен гидротрансформатор и вся передача, охлаждается в специальном водомасляном радиаторе

состоящем из двух отдельных секций. Одна секция радиатора обдувается автоматической передачей, другая — двигателем.

На автомобилях «Чайка» последнего выпуска устанавливаются гидротрансформаторы с дополнительным воздушным охлаждением, для чего на наружной поверхности корпуса колеса

дачами автомобиля «Волга», а также возможность использования имеющегося на заводе специализированного оборудования, инструментов, приспособлений, что особенно важно, если

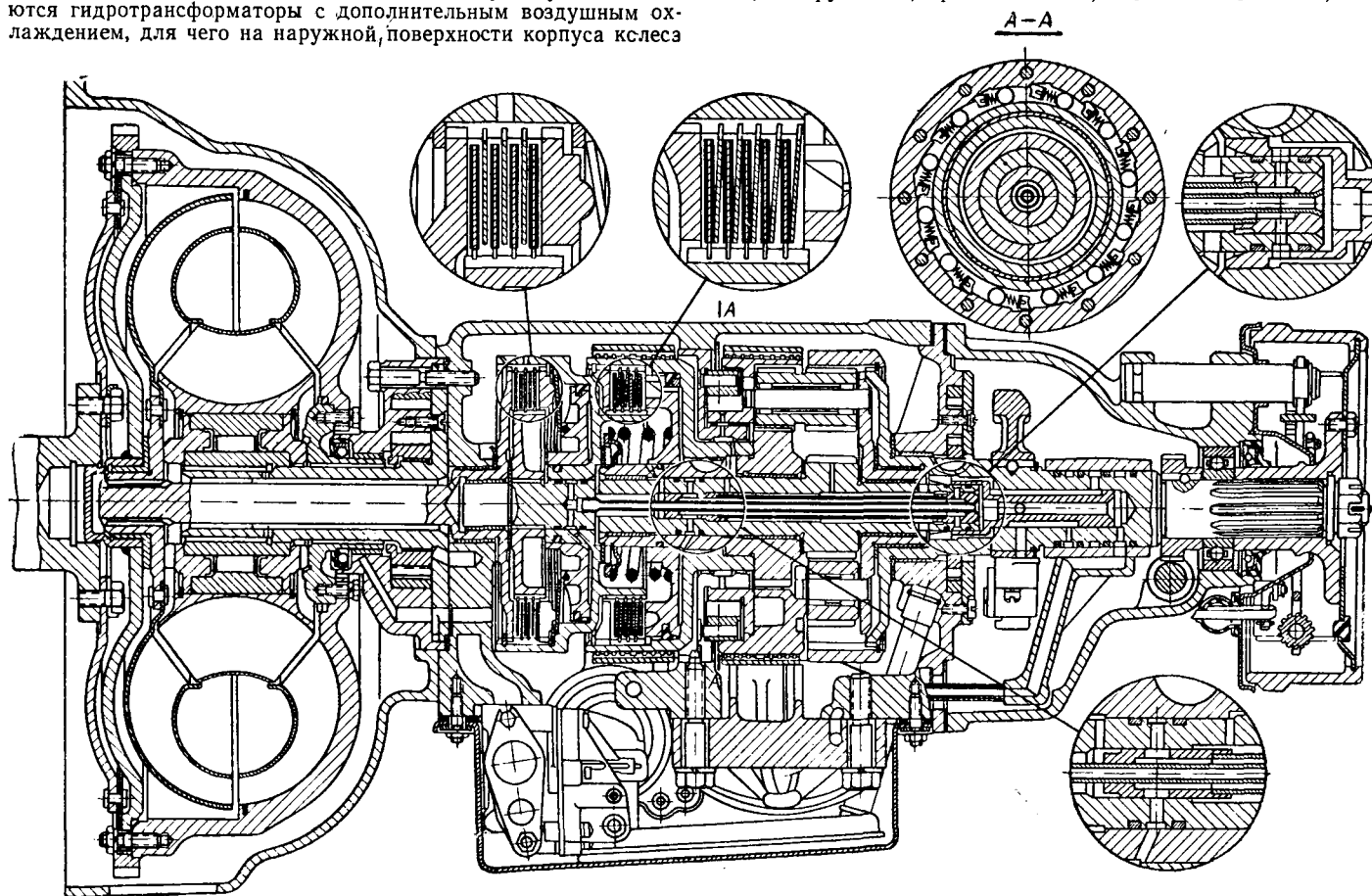


Рис. 1. Автоматическая передача автомобиля М-13 «Чайка».

насоса сделаны радиальные ребра, а в картере — окна для прохода воздуха.

Максимальный коэффициент трансформации гидротрансформатора  $k$  равен 2,5 при неподвижном вале турбины.

Максимальный к.п.д. гидротрансформатора равен 88% при отношении числа оборотов турбины и насоса 0,78. При соотношении

$\frac{n_m}{n_n} = 0,84$  гидротрансформатор переходит на режим гидромукты.

Коробка передач планетарного типа имеет три передачи для движения вперед и одну — для движения назад. Управление коробкой кнопочное.

Автоматические коробки с тремя автоматизированными механическими передачами, хотя и уступают в простоте конструкции и весе, существенно повышают динамические показатели автомобиля за счет включения низших ступеней в коробке передач при разгоне автомобиля и несколько повышают экономичность работы автомобиля за счет быстрого перехода гидротрансформатора на более экономичный режим трансформации и на режим гидромукты.

Автоматическая трансмиссия автомобиля «Чайка» обеспечивает:

а) высокие динамические показатели автомобиля, не уступающие показателям современных автомобилей такого же класса, имеющих значительно более мощные двигатели (300—350 л. с.); на автомобиле «Чайка» с двигателем мощностью 195 л. с. такие высокие динамические показатели получаются за счет коробки передач, имеющей несколько механических передач (три);

б) высокую плавность движения, плавность и бесступенчатость переключения передач, а также возможно меньшее число переключений в процессе движения;

в) максимальную унификацию автоматической коробки, имеющей три передачи, с двумя автоматизированными пере-

учать, что количественный выпуск автомобилей «Чайка» сравнительно невелик;

г) высокую топливную экономичность автомобиля.

Для создания такой коробки работниками завода проведены работы по выбору конструкции планетарного редуктора, органов его управления и гидравлической схемы автоматического управления коробкой передач.

Наиболее рациональным оказалось использование конструктивной схемы автоматической коробки автомобиля «Волга» с соответствующим усилением некоторых деталей в связи с увеличением крутящего момента двигателя с 17 до 42 кгм и введением автоматизированного включения трех передач. Последнее достигнуто без изменения конструкции планетарного ряда, а за счет соответствующего изменения схемы гидравлического управления и добавления роликовой муфты свободного хода в каретку планетарного ряда.

Автоматическая коробка передач автомобиля «Чайка» работает следующим образом. Управление коробкой производится с помощью четырех кнопок, расположенных на панели приборов с левой стороны от рулевой колонки: кнопка Н — нейтраль; З. Х. — задний ход; Д — эксплуатационная передача (движение); Т — торможение двигателем.

При включении кнопки Д трогание с места осуществляется с первой передачи с последующим автоматическим переключением на вторую и третью передачи.

В случае плавного разгона автомобиля при малом открытии дроссельной заслонки переключение с первой передачи на вторую происходит при скорости 10—15 км/час, со второй передачи на третью — 20—25 км/час. При разгоне с полностью открытой дроссельной заслонкой переключения будут соответственно при скоростях 35—40 км/час и 73—78 км/час. Если при разгоне педаль управления дроссельной заслонкой карбюратора нажата больше, чем нужно для полного открытия дроссельной заслонки с преодолением дополнительного сопротив-

ления пружины, переключение соответственно произойдет при скоростях 45—55 км/час и 80—90 км/час. При движении автомобиля со скоростью ниже 20—25 км/час таким нажатием на педаль управления дроссельной заслонкой можно принудительно включить первую передачу и со скоростью ниже 70—75 км/час — вторую передачу.

Нормальное автоматическое переключение с третьей передачи на вторую происходит в зависимости от величины открытия дроссельной заслонки при скоростях 32—14 км/час и со второй передачи на первую при скоростях 11—3 км/час.

Кривые моментов переключения передач в зависимости от величины угла  $\alpha$  открытия дроссельной заслонки даны на рис. 2.

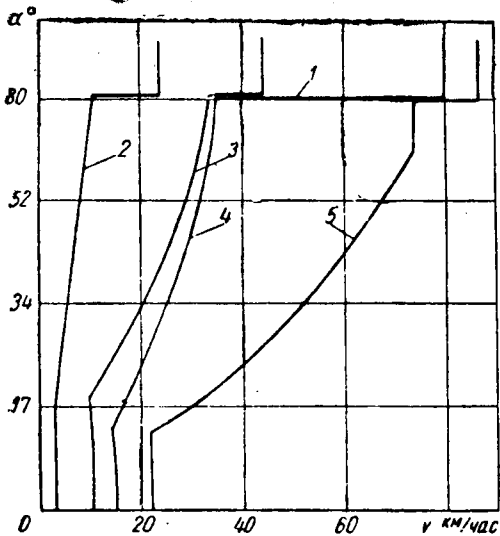


Рис. 2. Кривые моментов переключения передач.

1 — полностью открытая дроссельная заслонка; 2 — переключение со второй передачи на первую; 3 — переключение с третьей передачи на вторую; 4 — переключение с первой передачи на вторую; 5 — переключение со второй передачи на третью.

Кнопка Т применяется только для торможения двигателем. При нажатии на эту кнопку в случае скорости автомобиля выше 40 км/час включается вторая передача с последующим автоматическим переключением на первую передачу, если движение замедляется до скорости 30—35 км/час.

Торможение двигателем происходит и при включенной кнопке Д — на второй и прямой передачах при уменьшении подачи топлива, однако интенсивность такого торможения при включенной прямой передаче недостаточна. В случае переключения на вторую передачу, а затем на первую резко увеличивается интенсивность торможения двигателем. Применять кнопку Т следует на длительных спусках.

Автоматическая коробка передач автомобиля «Чайка» по устройству принципиально не отличается от коробки передач автомобиля «Волга»<sup>1</sup>. Почти все детали коробки передач изготовляются на том же оборудовании, что и детали коробки автомобиля «Волга».

Автоматическая коробка передач (см. рис. 1) состоит из следующих узлов: планетарного редуктора, обеспечивающего три передачи для движения вперед и одну для движения назад; двух многодисковых сцеплений, двух ленточных тормозов и муфты свободного хода для включения надлежащей передачи планетарного редуктора; двух масляных насосов для создания давления в системе; системы гидравлического управления для обеспечения необходимых давлений и автоматических переключений; кнопочного привода управления корпусной передачей.

Планетарный редуктор состоит из каретки с тремя парами коротких и длинных сателлитов, двух солнечных шестерен и ведомой шестерни внутреннего зацепления.

Первая передача	2,84
Вторая передача	1,68
Третья передача	1,00
Задний ход	1,72

Первое сцепление работает на всех передачах для движения вперед, имеет восемь поверхностей трения, при включении соединяет ведущий вал коробки с малой солнечной шестерней.

Второе сцепление работает на третьей (прямой) передаче и заднем ходу, при включении соединяет ведущий вал с большой солнечной шестерней. Сцепление имеет десять поверхностей трения.

Поршни обоих сцеплений по наружному диаметру уплотняются с помощью резиновых манжет из специальной маслостойкой резины.

Передний ленточный тормоз включается на второй передаче, останавливая большую солнечную шестерню, задний тормоз — при включении заднего хода, останавливая каретку. Включение тормозов и сцеплений производится под давлением специальной рабочей жидкости. Уплотнение вращающихся деталей производится с помощью чугунных уплотнительных колец, перемещающихся поступательно — с помощью резиновых колец.

Остановка каретки при включении первой передачи производится с помощью роликовой муфты свободного хода, которая воспринимает реактивный момент и не дает возможности каретке проворачиваться в обратную сторону. Муфта свободного хода заменяет действие заднего ленточного тормоза. В связи с тем, что выключение муфты происходит автоматически и точно в момент затягивания переднего ленточного тормоза, обеспечивается необходимая плавность переключения с первой передачи на вторую.

При передаче больших крутящих моментов передний тормоз затягивается быстро под большим давлением масла, в случае движения с малым открытием дроссельной заслонки передний тормоз останавливает солнечную шестерню медленно, что позволяет обеспечить надлежащую плавность переключения при любых режимах движения. Таким образом, с введением в планетарный ряд муфты свободного хода, работающей на первой передаче, обеспечивается плавность переключения с первой передачи на вторую и возможность применения первой передачи для трогания с места на эксплуатационном ряду (включение кнопки Д).

Необходимость введения муфты свободного хода в планетарный ряд подтверждена проведенными на заводе экспериментальными работами, которые показали, что хотя и возможно получить автоматизированное переключение трех передач без муфты свободного хода, но при этом практически очень трудно добиться достаточной плавности переключения путем отпускания одной ленты и затягивания другой, так как нельзя

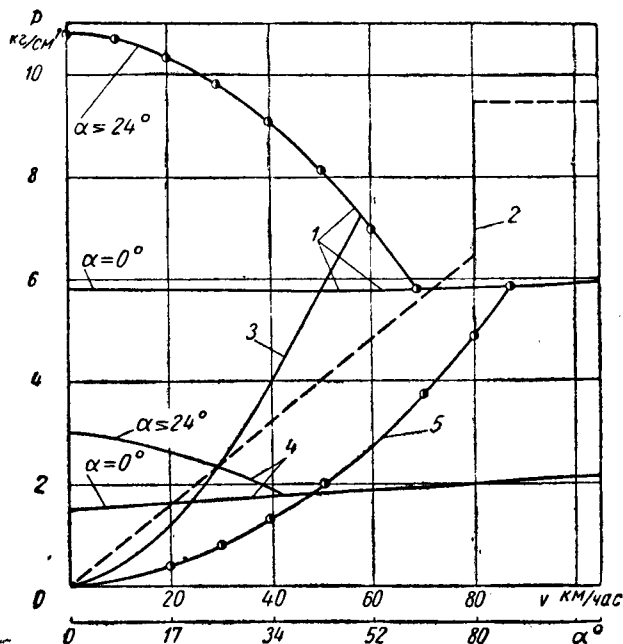


Рис. 3. Кривые давлений масла в гидравлической системе передач (величина  $\alpha^\circ$  дана для кривой давления силового регулятора):

1 — главное давление в системе; 2 — давление силового регулятора; 3 — давление центробежного клапана первой и второй передач; 4 — давление подпитки гидротрансформатора; 5 — давление центробежного регулятора.

добиться одновременности их срабатывания на всех возможных режимах движения.

При включении кнопки Т остановка каретки производится затяжкой задней ленты, что исключает накат на первой передаче и обеспечивает торможение двигателем.

Масляные насосы обычно шестеренчатого типа, с внутренним зацеплением. Передний насос приводится во вращение от двигателя, задний — от карданного вала автомобиля (для пуска двигателя буксировкой). При трогании с места и при движении назад рабочее давление создается передним насосом, который переключается на малое давление подпитки гидротрансформатора. Во время движения со скоростью выше 25—35 км/час рабочее давление поддерживается с помощью заднего насоса.

Для создания давления определенной величины, обеспечения достаточно плавного переключения передач и автоматического выбора моментов переключения служит гидравлическая система управления коробкой передач, состоящая из регулятора давления, центробежного регулятора, регулятора переключения и системы каналов для масла.

Регулятор давления создает на эксплуатационной передаче при трогании с места рабочее давление  $p$  (рис. 3) от 5,8 до 10,8 кг/см<sup>2</sup> в зависимости от нагрузки двигателя (величины открытия дроссельной заслонки) с последующим падением до 5,8 кг/см<sup>2</sup> по мере разгона автомобиля и давление подпитки гидротрансформатора, равное 1,5—3,0 кг/см<sup>2</sup> с падением до 1,5 кг/см<sup>2</sup>. При включении заднего хода и пониженной передаче рабочее давление повышается до 11,6 кг/см<sup>2</sup> и при включении подпитки гидротрансформатора — до 3,6 кг/см<sup>2</sup>.

Привод управления коробкой передач состоит из кнопочного механизма, троса и сектора с фиксатором.

Кнопочный механизм (рис. 4) размещается на панели приборов; в направляющих корпуса механизма ходят четыре штока с пластмассовыми кнопками 1 и пружинными фиксаторами 2.

При нажатии на кнопки каждый из штоков повсрачивает рамку 3 на определенный угол. Рамка соединена с верхним концом троса 4, перемещающегося в оболочке. Нижний конец троса в картере коробки соединен с сектором 5, штифт которого входит в проточку золотника 6 ручного управления авто-

матики. Шарик с пружиной фиксирует положение сектора и золотника на включенной передаче. Для освещения кнопок в ночное время имеется лампочка, загорающаяся при включении зажигания.

На кнопочном механизме имеется также блокировочный выключатель стартера, отключающий его на всех передачах, кро-

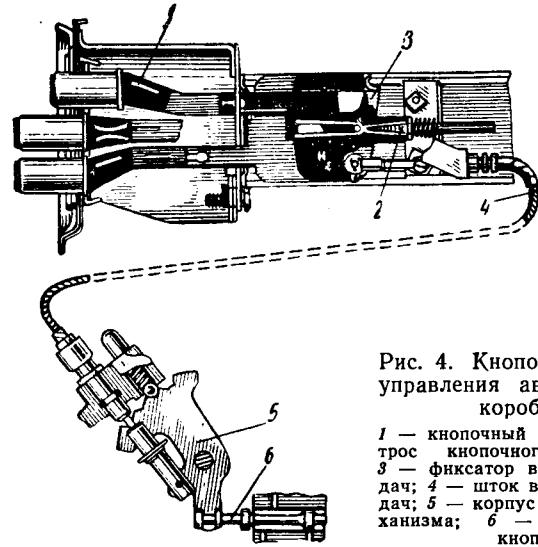


Рис. 4. Кнопочный привод управления автоматической коробкой:

1 — кнопочный механизм; 2 — трос кнопочного механизма; 3 — фиксатор включения передач; 4 — шток включения передач; 5 — корпус кнопочного механизма; 6 — пластмассовые кнопки.

ме нейтрали, и выключатель заднего освещения, включающий свет при включении кнопки заднего хода.

Опыт эксплуатации автомобилей «Чайка» подтверждает правильность выбора схемы и конструкции автоматической передачи. Некоторые конструктивные и производственные недостатки, выявленные при эксплуатации первых партий автомобилей, в настоящее время устранены.

## Повышение эффективности системы охлаждения автомобильных двигателей

Канд. техн. наук М. Л. МИНКИН, Э. Е. ХМЕЛЬНИЦКИЙ, А. Г. ШАЕВИЧ, Б. И. КАРАВАЕВ, А. А. ПАПИИ  
НАМИ, Московский автозавод имени Лихачева

ОТВОД необходимого количества тепла с помощью системы охлаждения зависит от конструкции радиатора, через который проходит охлаждаемая воздухом вода, вентилятора, обеспечивающего просасывание охлаждающего воздуха через радиатор, а также от условий входа воздуха в радиатор и выхода из подкапотного пространства.

Принципиально возможно применять радиатор больших размеров (увеличенные лобовая поверхность и глубина) с маленьким вентилятором и, наоборот, — небольшой радиатор с мощным вентилятором. Первый вариант связан с повышенным расходом цветного металла, увеличением веса радиатора и трудностью его размещения на автомобиле.

Второй вариант связан с большей затратой мощности на привод вентилятора. Поэтому конструктор должен выбрать приемлемое компромиссное решение.

На рис. 1 приведена приблизительная взаимосвязь между удельными размерами радиатора и процентом мощности, затрачиваемой на привод вентилятора, при отдаче в воду 600 ккал/л.с.ч. и нескольких значениях разности температуры воды и воздуха  $\Delta t$  [1].

При разработке системы охлаждения для автомобилей ЗИЛ учитывалась, кроме того, возможность в дальнейшем создания термостатически управляемого вентилятора, способствующего поддержанию оптимального теплового состояния двигателя и позволяющего последнему расходовать мощность на привод вентилятора не постоянно, а лишь в ограниченное время в зависимости от температуры воды в двигателе [2]. Температура воды зависит от нагрузки двигателя, скорости автомобиля и температуры окружающей среды.

С учетом компоновочных возможностей и на основании расчета для системы охлаждения двигателей грузовых автомобилей ЗИЛ-130, был запроектирован трехрядный трубчато-ленточный радиатор.

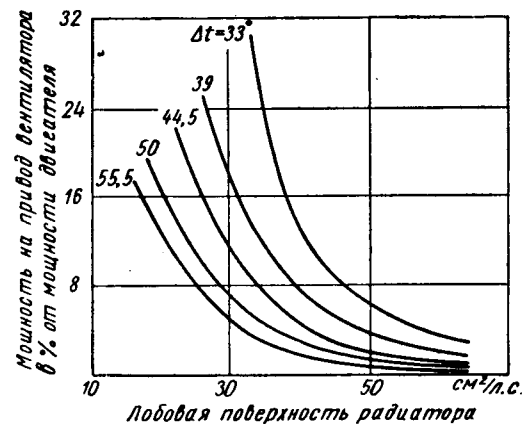


Рис. 1. Взаимосвязь между размерами радиатора и вентилятора.

Ниже приведена его краткая техническая характеристика.

Количество трубок . . . . .	144
Сечение трубки в мм . . . . .	16×2,2
Количество медных охлаждающих пластин-лепестков . . . . .	49
Ширина ленты в мм . . . . .	11,8
Шаг в мм:	
между трубками в ряду . . . . .	14
между рядами . . . . .	20
<b>Размеры сердцевин в мм:</b>	
ширина . . . . .	684
высота . . . . .	528
глубина . . . . .	57
Вес радиатора в кг . . . . .	21,8
Теплоотдача радиатора $Q_{20}^{90}$ при расходе воды 150 л/мин и весовой скорости воздуха 10 кг/м <sup>2</sup> сек (данные испытаний в аэродинамической трубе НАМИ) в ккал/час . . . . .	90 000

Благодаря такому радиатору удельное количество тепла, отводимое системой охлаждения при отмеченных выше условиях, составляет примерно

$$\frac{Q_{20}^{90}}{N_e} = \frac{90\,000}{150} = 600 \text{ ккал/л. с. ч.},$$

а при удельном расходе бензина 250 г/л.с.ч. — примерно 24% от выделяющегося при сгорании топлива тепла.

Сначала для двигателя ЗИЛ-130 был сохранен применяемый на двигателях ЗИЛ-164 шестилопастный вентилятор с диаметром лопастей 485 мм. Так как мощность двигателя ЗИЛ-130 в полтора раза больше мощности двигателя ЗИЛ-164, угол установки лопастей был увеличен с 30 до 38°. Такое увеличение угла установки лопастей при плохих условиях работы осевого вентилятора на автомобиле несколько повышает его производительность за счет увеличения центробежного эффекта.

На радиатор был установлен кожух вентилятора с отверстием диаметром 528 мм. С учетом большей быстроходности двигателя ЗИЛ-130 передаточное отношение от шкива коленчатого вала к шкиву вентилятора запроектировано равным 1:1, вместо 1:1,173 в двигателях ЗИЛ-164. В связи с применением термостата с твердым наполнителем (основным достоинством которого является независимость его характеристики от давления в системе) давление в системе охлаждения ЗИЛ-130 было поднято до 1 ати, вместо 0,35 ати, в системе охлаждения двигателя ЗИЛ-164 с сифонным термостатом.

Для двигателя ЗИЛ-130 запроектирован также воздушно-масляный радиатор.

С целью оценки эффективности системы охлаждения двигателя автомобилей ЗИЛ-130 путем сравнения ее с эффективностью систем охлаждения двигателей грузовых автомобилей ЗИЛ-164 и Додж проведены сравнительные испытания на стенде с беговыми барабанами Московского автозавода имени Лихачева. Двигатели работали при 1300 об/мин коленчатого вала с полностью открытой дроссельной заслонкой карбюратора и на пятой передаче. Крутящий момент двигателя ЗИЛ-130 достигал максимальной величины. Скорости имитируемого движения автомобилей составляли: у ЗИЛ-130 — 41 км/час, у Доджа — 40,5 км/час и у ЗИЛ-164 — 35 км/час.

Все опыты начинались при температуре выходящей из двигателя воды 70° и температуре масла в поддоне двигателя 65—71°. Испытания проводились до стабилизации температуры воды на входе в радиатор или до начала ее кипения. Через каждые 5 мин. фиксировались температура воды на выходе из головки цилиндров и на выходе из радиатора, температура масла в поддоне, температура воздуха в подкапотном пространстве двигателя (возле бензонасоса) и в помещении, где установлен стенд.

Для определения производительности вентиляторов к облицовке радиатора монтировалась прямоугольная мерительная труба длиной 1200 мм. Скорость воздуха, поступающего в радиатор, при изменении числа оборотов коленчатого вала двигателя от 1000 до 2500 в минуту измерялась в шести точках по сечению трубы лопастным анемометром, установленным на расстоянии 900 мм от облицовки. Число оборотов измерялось электронимпульсным тахометром.

Чтобы изучить направление движения воздушного потока, был изготовлен прозрачный капот, и в подкапотном пространстве была установлена сетка из тонких проволок, на которых укреплялись матерчатые ленты. Направление движения воздушного потока определялось визуально по отклонению матерчатых лент.

Испытания продолжались относительно долго, поэтому опыты проводились при переменных температурах в помещении

(в пределах 5°), что связано с изменением атмосферных условий, с продолжительностью работы двигателя на автомобиле и различной нагрузкой двигателей. В связи с этим результаты испытаний приводились к постоянной средней температуре +16°, причем предполагалось, что с изменением температуры окружающего воздуха будет соответственно изменяться температура воды, выходящей из двигателя.

Многими авторами оценивается соответствие системы охлаждения двигателя предъявляемым требованиям по параметру, связывающему температуру окружающего воздуха с точкой кипения охлаждающей воды и температуру в верхнем бачке радиатора с температурой воздуха. Этот параметр, именуемый «температурой воздуха к точке кипения» (условно обозначим т.в.т.к.), указывает на температуру воздуха, при которой произойдет кипение охлаждающей воды. Он определяется как сумма двух слагаемых: температуры окружающего воздуха и разности между температурой кипения воды (с учетом давления, на которое отрегулирован клапан пробки радиатора) и действительной температурой воды в верхнем бачке радиатора. Например, при температуре окружающего воздуха 20°, температуре в верхнем бачке радиатора 90° и температуре кипения воды (при учете давления в системе 0,5 ати) 110° параметр т.в.т.к. будет равен 20° + (110—90)° = 40°.

Чем выше параметр т. в. т. к., тем лучше система охлаждения соответствует предъявляемым к ней требованиям. В США некоторые фирмы, изготавливающие грузовые автомобили, оценивают систему охлаждения по этому параметру исходя из атмосферного давления и рассматривают повышенное давление, на которое отрегулирован клапан пробки радиатора как дополнительный фактор надежности [3]. Параметр т. в. т. к. основан на том, что некоторое повышение температуры окружающего воздуха должно привести к такому же повышению температуры воды в радиаторе [4].

Испытания показали, что при указанных выше условиях стабилизация температуры воды в системе охлаждения (приведенная к температуре окружающего воздуха +16°) наступила для автомобиля ЗИЛ-130 при 104°, для автомобиля ЗИЛ-164 при 92° и для автомобиля Додж при 92°.

Таким образом, в проектом исполнении система охлаждения двигателя автомобиля ЗИЛ-130 оказалась менее эффективной, чем система охлаждения двигателей автомобилей ЗИЛ-164 и Додж.

При 1500 и 2000 об/мин коленчатого вала скорость воздушного потока перед входом в радиатор на автомобиле ЗИЛ-130 оказалась примерно на 25% ниже по сравнению со скоростью воздушного потока автомобилей Додж, хотя угол установки лопастей и диаметр вентиляторов у них одинаковы, а число лопастей у вентилятора Додж меньше. Применение радиатора, изготовленного для автомобиля ЗИЛ-130, на автомобиле Додж показало, что стабилизация температуры воды в системе охлаждения последнего наступила при температуре 94°, т. е. повысилась всего на 2° за счет замены радиатора и оказалась ниже на 10° температуры системы охлаждения двигателя ЗИЛ-130. Использование на автомобиле Додж, наряду с радиатором ЗИЛ-130, также и шестилопастного вентилятора ЗИЛ-130 позволило еще больше снизить температуру системы охлаждения. Эти эксперименты показали, что охлаждающая способность радиатора ЗИЛ-130 вполне достаточна для двигателя, но мала скорость воздуха, нагнетаемого вентилятором. Результаты испытаний, а также визуальное наблюдение за направлением движения воздушного потока в подкапотном пространстве автомобиля ЗИЛ-130 (беспорядочность потока, слабый поток вдоль наружных боковых стенок блока цилиндров двигателя, рециркуляция части воздуха из подкапотного пространства в радиатор) позволили сделать вывод о необходимости внесения изменений в конструкцию вентилятора и в условиях выхода воздуха из подкапотного пространства.

Сравнивая условия движения воздуха при выходе из вентилятора на автомобилях ЗИЛ-164, ЗИЛ-130 и Додж, можно отметить следующее: на автомобилях ЗИЛ-130 установлен относительно широкий V-образный восьмицилиндровый двигатель вместо рядного шестицилиндрового двигателя на автомобилях ЗИЛ-164, что при ограниченных размерах капота усложнило условия выхода воздуха. На автомобиле Додж также установлен V-образный восьмицилиндровый двигатель, однако из-за отсутствия компрессора (в связи с применением гидравлических тормозов) и насоса гидросилителя рулевого механизма, а также из-за более широкого подкапотного пространства условия выхода воздуха у него лучше, чем у автомобиля ЗИЛ-130.

Для улучшения эффективности системы охлаждения двигателя автомобиля ЗИЛ-130 были проведены следующие меро-

1. Увеличение передаточного отношения от шкива коленчатого вала двигателя к шкиву вентилятора до 1:1,173, что повысило скорость вращения вентилятора на 17% и увеличило скорость воздуха перед входом в радиатор примерно на 20–25%.

2. Улучшение условий выхода воздуха из подкапотного пространства путем введения щелей в правом и левом усилителя крыла и на левой стороне капота (симметрично воздухозаборнику), а также уплотнения между капотом и верхним бачком радиатора. Это позволило дополнительно повысить скорость воздуха перед радиатором примерно на 5–10%.

3. Изменение геометрической формы лопастей вентилятора путем плавного отгиба концов лопастей в сторону радиатора

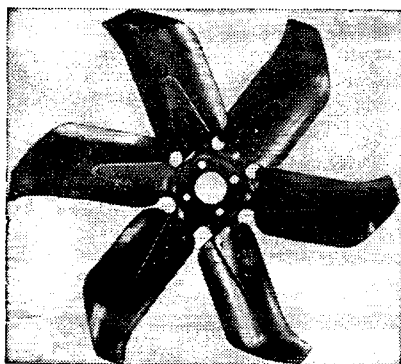


Рис. 2 Опытный вентилятор с отогнутыми по радиусу концами лопастей

и изменение угла установки лопастей (рис. 2). Вследствие отгиба концов лопастей воздушный поток, выходящий из вентилятора, получает частично радиальное направление и устремляется вдоль наружных стенок блока и головок цилиндров, что позволяет использовать кинетическую энергию потока.

С целью снижения затраты мощности на привод вентилятора угол установки лопастей был уменьшен до 30° вместо 38°. Этот вентилятор повысил скорость воздушного потока перед радиатором примерно на 28%, т. е. больше, чем при увеличении на 17% скорости его вращения.

4. Увеличение диаметра вентилятора с 485 до 500 мм при угле установки лопастей 38° и радиальном зазоре между концами лопастей и кожухом вентилятора 20 мм.

При увеличении скорости вращения вентилятора автомобиля ЗИЛ-130 на 17% эффективность системы охлаждения существенно повысилась и стабилизация температуры воды на выходе из двигателя наступила при 92°, т. е. при той же температуре, что и у двигателей ЗИЛ-164 и Додж. Кроме того, улучшение условий выхода воздуха из подкапотного пространства (см. п. 2) привело к тому, что стабилизация температуры воды в системе охлаждения наступила при температуре 89,5°.

Дальнейшее существенное улучшение было достигнуто заменой запроектированного вентилятора на опытный с углом установки лопастей 30° и отгибом концов лопастей по радиусу  $R$ , равному 50, 70 и 90 мм. При этом температура воды дополнительно понизилась примерно на 8° и стабилизация наступила при 81,5°.

Влияние перечисленных конструктивных изменений на скорость воздуха перед радиатором у автомобилей ЗИЛ-130 и Додж показано на рис. 3.

Увеличение диаметра вентилятора с 485 до 500 мм при прочих неизменных параметрах способствует снижению температуры воды в системе на 3,5°. Кроме того, установлено, что снятие кожуха при стандартном вентиляторе (этот опыт проведен для оценки эффективности кожуха) приводит к повышению температуры в системе охлаждения на 13,5°.

Испытание пяти опытных вентиляторов с радиусами отгиба концов лопастей, равными 50, 70 и 90 мм при постоянном угле установки лопастей 30° и с углами установки 35 и 38° при постоянном радиусе отгиба лопастей 70 мм, показало, что в условиях работы на автомобиле ЗИЛ-130 их производительность оказалась практически одинаковой.

Затраты мощности на привод вентиляторов с углом установки 30° и тремя значениями радиусов отгиба лопастей оказались также примерно равными. В дальнейшем был принят радиус отгиба 50 мм

Введение описанных выше конструктивных мероприятий, кроме увеличения диаметра вентилятора, позволило снизить

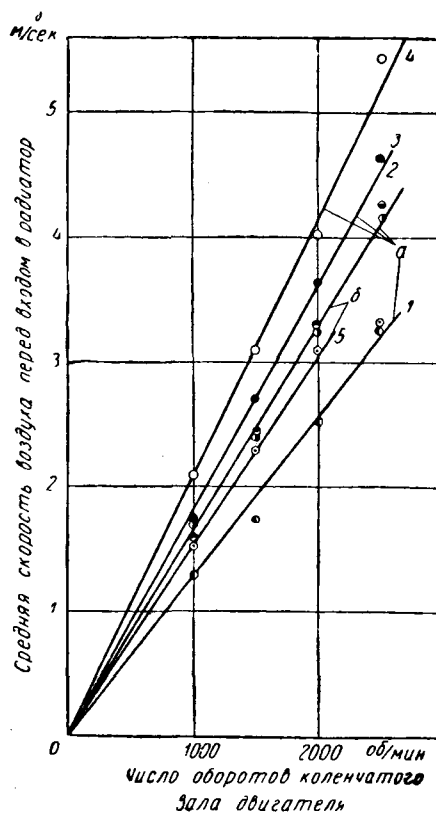


Рис. 3. Влияние конструктивных изменений на скорость воздуха перед входом в радиатор при различных числах оборотов коленчатого вала двигателей ЗИЛ-130 (а) и Додж (б):

1 — ЗИЛ-130 в первоначальном исполнении системы охлаждения; 2 — ЗИЛ-130 с увеличенной на 17% скоростью вентилятора и дополнительными щелями в капоте; Додж с вентилятором, радиатором и кожухом автомобиля ЗИЛ-130; 3 — ЗИЛ-130 с опытным вентилятором, имеющим отогнутые концы лопастей, и с дополнительными щелями в капоте; 4 — ЗИЛ-130 с опытным вентилятором, имеющим отогнутые концы лопастей, с увеличенной на 17% скоростью вентилятора и с дополнительными щелями в капоте; 5 — Додж в фирменном исполнении.

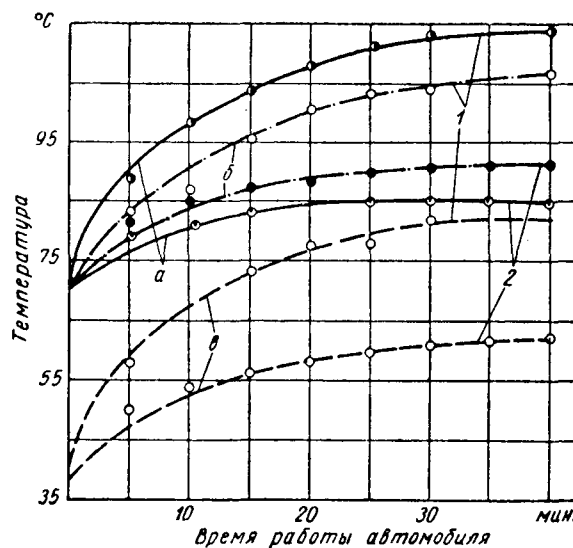


Рис. 4. Влияние конструктивных мероприятий на температуру воды (а) и масла (б) в двигателе, а также воздуха (в) в подкапотном пространстве автомобиля ЗИЛ-130 при испытании на стенде с беговыми барабанами ( $n_{\text{дв}} = 1300$  об/мин, 100% открытии дроссельной заслонки карбюратора, температура воздуха в помещении 20°C):

1 — система охлаждения в первоначальном исполнении; 2 — система охлаждения в доведенном состоянии.



температуру не только воды в системе охлаждения, но и масла в поддоне двигателя со 107 до 91°, а также воздуха в подкапотном пространстве с 82 до 62° (рис. 4). Важным является и то, что при первоначальном исполнении системы охлаждения в системе питания двигателя после 30 мин. работы на стенде с беговыми барабанами и при температуре воздуха в помещении 20° появлялись перебои, и двигатель останавливался. После применения описанных конструктивных мероприятий в системе питания в течение 40 мин. работы не образовывалось паровых пробок, и двигатель работал устойчиво при указанной температуре.

На рис. 5 приведены кривые потребляемой мощности для стандартного (а) и опытного (б) вентиляторов в зависимости

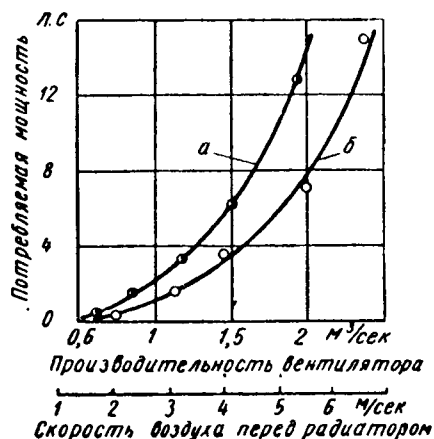


Рис. 5. Зависимость потребляемой мощности на привод вентилятора от его производительности или скорости воздуха перед радиатором.

от обеспечиваемой ими производительности. При одинаковой производительности этих вентиляторов опытный вентилятор с отогнутыми концами лопастей расходует почти вдвое меньшую мощность, а при одинаковой мощности обеспечивает на 20% большую производительность, чем стандартный.

Опытный вентилятор, установленный на автомобиле, обеспечивает повышение производительности на 28%, а мощность увеличивается на 15% по сравнению со стандартным вентилятором при равном числе оборотов. Чтобы обеспечить такую же производительность со стандартным вентилятором, пришлось бы увеличить число его оборотов примерно на 28%, причем потребляемая им мощность возросла бы вдвое.

Принятые мероприятия привели к стабилизации температуры в системе охлаждения при 81,5° в условиях температуры окружающей среды +16°. Следовательно, параметр  $t$  в т. к. оказался равным  $16° + (119 - 81,5)° = 53,5°$  (температура кипения воды 119° при давлении 1 атм).

Если рассматривать повышенное давление как дополнительный фактор надежности, то в этом случае  $t$  в т. к. составит  $16° + (100 - 81,5)° = 34,5°$ .

На современных грузовых автомобилях в зависимости от их грузоподъемности некоторыми авторами [5] рекомендуется соблюдать параметр  $t$  в т. к. (исходя из атмосферного давления) при полностью открытой дроссельной заслонке карбюратора в пределах, указанных в таблице.

Грузоподъемность автомобиля в т	Параметр $t$ в т. к. в °С систем охлаждения	
	стандартной	усиленной
До 1,5 . . . . .	27—31	35—38
1,5—2 . . . . .	31—35	39—43
Свыше 2 . . . . .	35—38	43—46

Таким образом, проведенные мероприятия позволили достигнуть величины параметра  $t$  в т. к., практически соответствующей рекомендуемой для стандартной системы автомобилей большой грузоподъемности.

На рис. 6 показано изменение количества воды, проходящей через радиатор двигателя ЗИЛ-130, в зависимости от числа

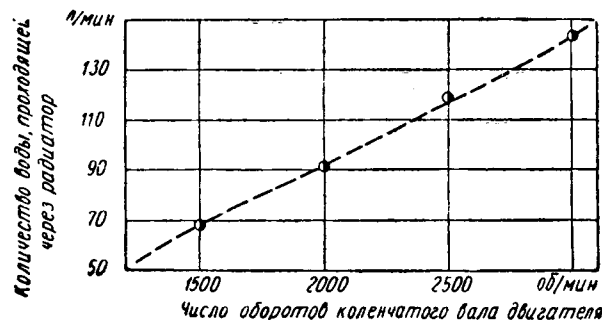


Рис. 6. Производительность водяного насоса на двигателе ЗИЛ-130 (при температуре воды 80—85°С)

оборотов коленчатого вала двигателя при передаточном отношении от коленчатого вала двигателя к шкиву вентилятора и водяного насоса, равном 1 : 1.

Для дальнейшего улучшения системы охлаждения грузовых автомобилей ЗИЛ (для случаев работы в особо напряженных условиях) можно увеличивать эффективность радиатора, увеличивать диаметр радиатора и уменьшать радиальный зазор между кожухом радиатора и лопастями вентилятора, а также применить уравнительный бачок с компенсационной магистралью и увеличить производительность водяного насоса.

ЛИТЕРАТУРА

1. Байер К. А. «САИ Препринт» № 663, 1956.
2. Минкин М. Л. «Автомобильная промышленность» № 10, 1958.
3. Цвиккер Л. А. «САИ Препринт» № 99Б, 1958.
4. Йенсен Р. Г. «САИ» Препринт № 77Б, 1958.
5. Пирсон Ф. В. «САИ Препринт» № 99А, 1958.

## Расчет несущего кузова на устойчивость

М. Б. ШКОЛЬНИКОВ

НАМИ

**П**РИ проектировании тонкостенных конструкций автомобильных несущих кузовов важное значение приобретает устойчивость. В большинстве случаев именно этот фактор, а не прочность, является решающим в выборе размеров деталей кузова.

Сложность оценки устойчивости конструкции, подобной несущему автомобильному кузову, заключается главным образом в необходимости рассчитывать на устойчивость оболочку, имеющую гибкий каркас и тонкую обшивку с начальными неровностями.

Поэтому при проектировании целесообразно рассматривать только приближенный расчет устойчивости кузова, гарантиру-

ющий надежность конструкции, хотя и за счет некоторого увеличения ее веса. Листы обшивки кузова не позволяют балкам каркаса перемещаться в своей плоскости, но вместе с тем мало препятствуют перемещениям стержней в направлении, перпендикулярном к поверхности кузова.

Влагодаря листам обшивки, стержни каркаса кузова не теряют устойчивости в плоскости этих листов. Кроме того, листы обшивки почти исключают возможность потери устойчивости от закручивания профилей каркаса. Балки каркаса кузова должны обладать необходимой жесткостью в перпендикулярном направлении к поверхности кузова, в котором листы обшивки не укрепляют каркаса.



Приближенный расчет позволяет спроектировать достаточно жесткий каркас, который благодаря большому запасу устойчивости при всех действующих нагрузках может без помощи листов обеспечивать неизменяемость форм кузова, создавая ему необходимую жесткость в нормальном направлении к поверхности обшивки.

В приближенном расчете рассматривается устойчивость не всего кузова, а только его каркаса. Наличие листов обшивки накладывает такие связи на стержни, что возникает необходимость проверять устойчивость стержней каркаса только в направлении, перпендикулярном к поверхности кузова. Расчеты на устойчивость связаны с наличием в конструкции сжатых или сжато-изогнутых элементов и заключаются в вычислении для них критических напряжений (сил). В связи с этим приближенный расчет каркаса будет состоять в вычислении критических напряжений его продольных связей — стрингеров, распложенных в сжатой области кузова.

Излагаемый расчет применим для несущих кузовов фургонов и автобусов, имеющих одинаковые и равно расположенные шпангоутные рамы. Вырезы в поверхности кузова для окон и дверей не усложняют расчета, так как и в этом случае сжатые балки каркаса могут терять устойчивость только в направлении, перпендикулярном к поверхности кузова.

Для вычисления критических напряжений стрингеров каркаса кузова целесообразно воспользоваться результатами решений задач устойчивости плоских балочных перекрытий (перекрестных связей). При этом обычно пользуются предварительными вычислениями, позволяющими свести расчет перекрестных связей, имеющих обшито балки главного направления, к расчету самостоятельных балок на независимых упругих опорах.

Наиболее просто произвести указанные вычисления по методу А. И. Сегалы [1]. А. И. Сегала дает способ вычисления так называемых главных жесткостей опор перекрестных связей. Опоры каждой продольной балки (перекрестной связи) перекрытия имеют свою главную жесткость. Если перекрестная связь рассчитывается как неразрезная балка на упругих опорах, имеющих жесткость, равную главной, то она может рассматриваться независимо от остальных перекрестных связей.

Рассмотрим метод А. И. Сегалы для трех перекрестных связей. При большем количестве связей в вычислениях возникают трудности, связанные с необходимостью решения уравнения выше третьей степени (степень уравнения соответствует количеству перекрестных связей).

Однако для расчетов несущих кузовов вполне достаточно иметь решение только для трех перекрестных связей. Если реакции первой, второй и третьей перекрестных связей на какую-либо балку главного направления обозначить соответственно  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $N_3$ , то прогибы балки главного направления в точках 1, 2 и 3 (индексы) пересечения с соответствующими перекрестными связями можно вычислить по формулам:

$$\begin{aligned} y_1 &= N_1 \delta_{11} + N_2 \delta_{12} + N_3 \delta_{13}; \\ y_2 &= N_1 \delta_{21} + N_2 \delta_{22} + N_3 \delta_{23}; \\ y_3 &= N_1 \delta_{31} + N_2 \delta_{32} + N_3 \delta_{33}, \end{aligned}$$

где  $\delta_{kl}$  — перемещение балок главного направления (поперечных балок) от единичных сил.

Если каждая из перекрестных связей опирается на независимые упругие опоры, жесткость которых равна главным жесткостям  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ , то выражение для тех же прогибов можно записать в виде

$$\begin{aligned} y_1 &= \frac{N_1}{C_1}; \\ y_2 &= \frac{N_2}{C_2}; \\ y_3 &= \frac{N_3}{C_3}. \end{aligned}$$

Подставляя вторые значения  $y_1$ ,  $y_2$ ,  $y_3$  в первые, получим систему однородных уравнений для  $N_1$ ,  $N_2$ ,  $N_3$ :

$$\begin{aligned} N_1 \left( \delta_{11} - \frac{1}{C_1} \right) + N_2 \delta_{12} + N_3 \delta_{13} &= 0; \\ N_1 \delta_{21} + N_2 \left( \delta_{22} - \frac{1}{C_2} \right) + N_3 \delta_{23} &= 0; \\ N_1 \delta_{31} + N_2 \delta_{32} + N_3 \left( \delta_{33} - \frac{1}{C_3} \right) &= 0. \end{aligned}$$

Нетривиальное решение этих уравнений можно получить приравняв нулю определитель системы

$$\begin{vmatrix} \left( \delta_{11} - \frac{1}{C_1} \right) & \delta_{12} & \delta_{13} \\ \delta_{21} & \left( \delta_{22} - \frac{1}{C_2} \right) & \delta_{23} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \left( \delta_{33} - \frac{1}{C_3} \right) \end{vmatrix} = 0 \quad (1)$$

Раскрывая этот определитель, получаем уравнение третьей степени относительно  $C_1$ ,  $C_2$ ,  $C_3$ .

Решение определителя (1) не связано с вопросом расчета на устойчивость перекрытия, а является первым подготовительным этапом, на котором определяются такие фиктивные жесткости упругих опор каждой продольной балки, что ее можно рассматривать как одиночную балку на упругих опорах.

Форма потери устойчивости неразрезного стержня зависит от жесткости его опор. Например, при жестких опорах наименьшей критической силе соответствует кососимметричная форма потери устойчивости, при которой каждый пролет стержня изогнут по одной полуоволне. В данном случае предельной нагрузкой для каждого пролета стержня является эйлерова критическая сила для случая, когда стержень имеет шарниры по концам на опорах.

И. Г. Бубнов [2] показал, что такая форма потери устойчивости возможна и при конечной жесткости опор стержня, называемой критической. Если жесткость опоры неразрезной балки превышает критическую, то предельная нагрузка для каждого пролета стержня вычисляется по формуле Эйлера.

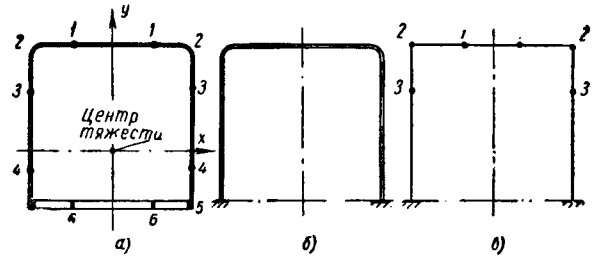


Рис. 1.

В дальнейших расчетах будут вычисляться либо критические значения жесткостей шпангоутных рам, либо критические отношения шпангоутных рам и стрингеров.

Выберем расчетную схему каркаса кузова.

Каркас кузова состоит из продольных связей — стрингеров и поперечных — шпангоутных рам.

Каждая шпангоутная рама обычно выполняется замкнутой (рис. 1, а) и состоит из двух стоек, дуги крыши и поперечной балки каркаса основания. Шпангоутные рамы соединены со стрингерами 1, 2, 3, 4, обвязкой 5 и лонжеронами 6.

Поперечная балка основания обладает значительно большей жесткостью на изгиб, чем стойки. Поэтому при расчете стоек можно принять, что они жестко заделаны в сечениях, смежных с поперечинами (рис. 1, б). При таком допущении устойчивость каркаса стен и крыши кузова может рассматриваться независимо от каркаса основания вместе с обвязкой 5 кузова.

Дуги крыши выполняются криволинейными, а углы крыши имеют скругления малого радиуса. С целью упрощения расчетов целесообразно спрямить углы шпангоутной рамы (рис. 1, в).

Обшивку кузова на скруглениях крыши (рис. 1, а) следует заменить стрингером 2 с сосредоточенной площадью (рис. 1, в).

Расчетная схема с угловым стрингером 2 (рис. 1, в) для многих конструкций будет не приближенной, а точной, так как имеется большое количество современных кузовов-фургонов, где дуга крыши соединена со стойкой как указано на рис. 1, в.

Все изложенное позволяет рассматривать устойчивость стрингеров 1, 2, 3 каркаса кузова, опирающихся на прямоугольные П-образные шпангоутные рамы, как указано на рис. 2.

Концевые опоры стрингеров (торцовые стенки кузова) обычно обладают большой жесткостью в своей плоскости по сравнению с промежуточными шпангоутными рамами. Поэтому при

расчетах будет приниматься, что стрингеры по концам опираются на жесткие опоры — торцовые стены.

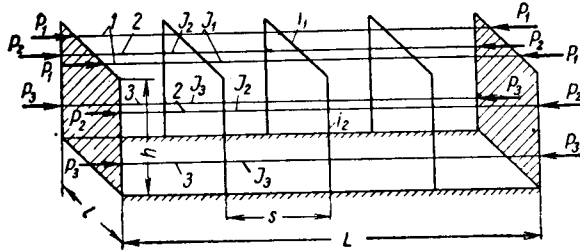


Рис. 2.

Для вычисления перемещений от единичных усилий в шпангоутной раме удобно, в связи с симметрией конструкции, прикладывать групповые парные единичные силы  $N$  (рис. 3). Тогда

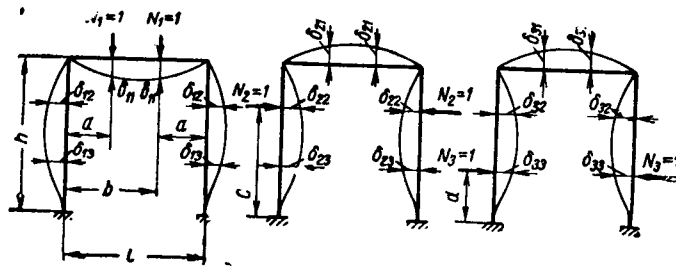


Рис. 3.

да все необходимые перемещения для каркаса с шестью парно симметрично расположенными стрингерами можно записать в виде

$$\delta_{11} = \frac{\Phi_{11}}{Ei_1} \quad \text{и} \quad \delta_{kl} = \frac{\Phi_{kl}}{Ei_2}, \quad (2)$$

где  $i_1, i_2$  — моменты инерции сечений дуги крыши и стойки кузова.

В формулах (2) обозначено:

$$\left. \begin{aligned} \Phi_{11} &= a^2 \left[ \frac{3l-4a}{6} - \frac{(l-a)^2}{l(k+2)} \right]; \\ \Phi_{12} &= -\frac{c^2 a (l-a)}{2lh(k+2)} (h-c); \\ \Phi_{22} &= \frac{c^3}{6} [H_1 - V_1]; \\ \Phi_{13} &= -\frac{d^2 a (l-a)}{2lh(k+2)} (h-d); \\ \Phi_{23} &= \frac{a^2}{6} [H_1 \cdot d - V_1 c]; \\ \Phi_{33} &= \frac{d^3}{6} [H_2 - V_2], \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

где

$$\delta_1 = \frac{c}{h}; \quad \delta_2 = \frac{d}{h}; \quad k = \frac{i_1}{i_2} \cdot \frac{h}{l};$$

$$H_1 = 1 - \frac{\delta_1^2}{k+2} [3(k+1) - \delta_1(2k+1)];$$

$$H_2 = 1 - \frac{\delta_2^2}{k+2} [3(k+1) - \delta_2(2k+1)];$$

$$V_1 = \frac{\delta_1}{6} \left[ \frac{2}{\delta_1} - 2 \frac{3+2k-\delta_1(k+1)}{2+k} \right];$$

$$V_2 = \frac{\delta_2}{6} \left[ \frac{2}{\delta_2} - 2 \frac{3+2k-\delta_2(k+1)}{2+k} \right].$$

Выводы формул (3) можно произвести по формуле Моора с учетом только одного члена, дающего деформации шпангоутной рамы от изгибающих моментов.

Рассмотрим устойчивость нескольких характерных типов каркаса кузова.

1. Каркас не имеет стрингеров в углах шпангоутных рам (рис. 2), все стрингеры находятся в сжатой зоне. Благодаря симметрии конструкции кузова относительно его продольной оси, можно рассматривать только три стрингера, расположенные по одну или другую сторону от оси симметрии.

Допустим, что заданы соотношения между величинами, относящимися к различным деталям каркаса, в виде постоянных коэффициентов. Соотношения между моментами инерции дуги крыши и стойки шпангоутной рамы

$$\mu = \frac{i_1}{i_2}.$$

Соотношение между моментами инерции стрингеров

$$J_1 : J_2 : J_3 = 1 : \gamma_2 : \gamma_3. \quad (4)$$

Соотношение между предельными нагрузками, воспринимаемыми стрингерами (критическими силами)

$$P_1 : P_2 : P_3 = 1 : \nu_2 : \nu_3. \quad (5)$$

Соотношение между главными жесткостями опор стрингеров

$$C_1 : C_2 : C_3 = 1 : \lambda_2 : \lambda_3. \quad (6)$$

Главные жесткости опор стрингеров могут быть представлены в виде

$$C_1 = \eta_1 \frac{P_1}{s}; \quad C_2 = \eta_2 \frac{P_2}{s}; \quad C_3 = \eta_3 \frac{P_3}{s}, \quad (7)$$

где  $\eta_1, \eta_2, \eta_3$  — коэффициенты, зависящие от количества пролетов стрингера  $m$  и критической силы стрингера, вычисленные в табулированные А. И. Сегалем [1];

$s$  — шаг шпангоутных рам.

Учитывая эти формулы, можно определить соотношения между главными жесткостями опор стрингеров как

$$C_1 : C_2 : C_3 = 1 : \nu_2 \frac{\eta_2}{\eta_1} : \nu_3 \frac{\eta_3}{\eta_1}. \quad (8)$$

Следовательно, коэффициенты  $\lambda_2$  и  $\lambda_3$  равны соответственно

$$\lambda_2 = \nu_2 \frac{\eta_2}{\eta_1}; \quad \lambda_3 = \nu_3 \frac{\eta_3}{\eta_1}. \quad (9)$$

Обозначая далее  $u = \frac{1}{Ei_2}$  и используя формулы (1), (2), (6), получим

$$\begin{vmatrix} (\Phi_{11} \mu - n) & \Phi_{12} & \Phi_{13} \\ \Phi_{21} & \left( \Phi_{22} - \frac{n}{\lambda_2} \right) & \Phi_{23} \\ \Phi_{31} & \Phi_{32} & \left( \Phi_{33} - \frac{n}{\lambda_3} \right) \end{vmatrix} = 0 \quad (10)$$

Раскрывая этот определитель, получим кубическое уравнение относительно  $n = \frac{1}{Cu}$

$$n^3 - A_1 n^2 + A_2 n - A_3 = 0, \quad (11)$$

где

$$A_1 = \lambda_2 \lambda_3 \left( \frac{\Phi_{11} \mu}{\lambda_2 \lambda_3} + \frac{\Phi_{22}}{\lambda_3} + \frac{\Phi_{33}}{\lambda_2} \right);$$

$$A_2 = \lambda_2 \lambda_3 \left( \frac{\Phi_{11} \Phi_{22} \mu}{\lambda_3} + \frac{\Phi_{11} \Phi_{33} \mu}{\lambda_2} + \Phi_{22} \Phi_{33} - \frac{\Phi_{12}^2}{\lambda_3} - \frac{\Phi_{13}^2}{\lambda_2} - \Phi_{23}^2 \right);$$

$$A_3 = \lambda_2 \lambda_3 (\Phi_{11} \Phi_{22} \Phi_{33} \mu - \Phi_{11} \Phi_{23}^2 \mu - \Phi_{22} \Phi_{13}^2 \mu - \Phi_{33} \Phi_{12}^2 \mu + 2 \Phi_{12} \Phi_{13} \Phi_{23}).$$

Это уравнение имеет три вещественных корня. Нас интересует наибольший корень, соответствующий наименьшему значению  $C_1$ .

По величине  $C_1$  с помощью формул (6) вычисляются величины  $C_2$  и  $C_3$  и далее каждый стрингер рассчитывается отдельно, как неразрезная балка на упругих опорах.

Если продольные силы, действующие в стрингере, постоянны или могут быть приняты постоянными, то предельной сжимающей силой для каждого стрингера будет

$$P_1 = \frac{\pi^2 EJ_1}{s^2}; \quad P_2 = \frac{\pi^2 EJ_2}{s^2}; \quad P_3 = \frac{\pi^2 EJ_3}{s^2} \quad (12)$$

Следовательно,

$$\eta_1 = \eta_2 = \eta_3 = \eta.$$

Тогда из формул (7) и (12) определим главные жесткости стрингеров

$$C_1 = \eta \frac{\pi^2 EJ_1}{s^3}; \quad C_2 = \eta \frac{\pi^2 EJ_2}{s^3}; \quad C_3 = \eta \frac{\pi^2 EJ_3}{s^3}. \quad (13)$$

Таким образом, в этом случае получим соотношение

$$J_1 : J_2 : J_3 = P_1 : P_2 : P_3 = C_1 : C_2 : C_3 = 1 : \eta_2 : \eta_3 = 1 : \eta_2 : \eta_3.$$

Из формул (13) с учетом  $n = \frac{1}{u C_1}$  можно записать выражение для критического отношения жесткостей шпангоута и стрингера

$$\frac{Ei_1}{EJ_1} = \eta \frac{\pi^2 n u}{s^3}. \quad (14)$$

Увеличение  $Ei_1$  сверх значения, которое дает формула (14), нецелесообразно, так как это не дает повышения критической силы стрингеров.

Если фактическое отношение  $\frac{Ei_1}{EJ_1}$  окажется меньше того значения, которое дает формула (14), то каждый стрингер будет иметь критическую силу меньшую своей эйлеровой критической силы  $P_3$ . Чтобы вычислить эту критическую силу, необходимо определить

$$\eta_{\text{факт}} = \frac{\left(\frac{Ei_1}{EJ_1}\right)_{\text{факт}} s^3}{\pi^2 n u}.$$

Затем по величине  $\eta_{\text{факт}}$  для данного числа пролетов стрингера из таблицы 5, V [1] определить критическую силу в долях  $P_3$ .

С. П. Тимшенко [3], исследуя свою формулу, полученную при решении известной задачи Ф. С. Ясинского, установил, что при большой жесткости упругих опор сжимаемого стержня, когда количество полуволи упругой линии велико, критические силы вычисленные для случая переменных сжимающих сил приближаются к критическим силам, вычисленным для постоянных сжимающих сил.

В рассматриваемом расчете подбирается жесткость опор стрингера, при которой количество полуволи упругой линии стержня, потерявшего устойчивость, максимальное и соответствует бесконечной жесткости опор. Поэтому при таком расчете можно не считаться с переменностью сжимающей силы.

Для продольных связей несущего кузова нет необходимости создавать такие условия, когда критической силой каждого стрингера является предельное значение  $P_3$ . Рассмотрим более общий случай, когда только стрингер крыши имеет критическую силу  $P_1 = P_3$ . Для стрингеров боковины принимаются критические силы меньше эйлеровой

$$P_2 = \eta_2 P_1 = \eta_2 P_3;$$

$$P_3 = \eta_3 P_1 = \eta_3 P_3.$$

Тогда необходимо вычислить три разных значения  $\eta_1, \eta_2, \eta_3$ . Для этого используется таблица 5, V [1], из которой по значениям  $P_3, \eta_2 P_3$  и  $\eta_3 P_3$  определяются (для данного числа пролетов  $m$ ) величины  $\eta_1, \eta_2, \eta_3$ .

По величинам  $\eta_1, \eta_2, \eta_3$  можно найти из формул (9) значения соотношений главных жесткостей  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ . Эти значения подставляются в уравнение (11), решая которое и выбирая

наибольший его корень  $n$ , по формуле (14) вычисляется критическое отношение жесткостей  $\frac{Ei_1}{EJ_1}$ .

2. Каркас имеет два стрингера в углах шпангоутных рам, все стрингеры находятся в сжатой зоне (рис. 1, в). Для этого случая из формул (3) получим

$$\Phi_{22} = \Phi_{12} = \Phi_{23} = 0.$$

Тогда корни уравнения (11) будут

$$n_1 = 0;$$

$$n_{2,3} = \frac{\lambda_3}{2} \left[ \left( \frac{\Phi_{11} \mu}{\lambda_3} + \Phi_{33} \right) \pm \sqrt{\left( \frac{\Phi_{11} \mu}{\lambda_3} - \Phi_{33} \right)^2 + 4 \frac{\Phi_{13}^2}{\lambda_3}} \right]. \quad (15)$$

Из формулы (15) следует, что стрингеры 2 не влияют на устойчивость стрингеров 1 и 3.

Расчет на устойчивость каркаса, состоящего из шести стрингеров, находящихся в сжатой зоне кузова, из которых два размещаются в углах шпангоутной рамы, сводится к следующим расчетам: а) расчету стрингеров 2, как неразрезных балок на жестких опорах (податливость опор стрингера 2, определяемая  $\Phi_{22}$  равна нулю); б) расчету стрингеров 1 и 3 по формуле (15). Последний расчет выполняется для такого каркаса, у которого имеется только две пары симметрично расположенных стрингеров.

Если стрингер 2 является стержнем, то его наименьшая критическая сила определяется по формуле Эйлера (12) (соответствует кососимметричной форме потери устойчивости неразрезной балки с длиной полуволи, равной шагу шпангоутов).

В том случае, когда стрингер 2 представляет собой обшивку скругления крыши, его устойчивость определяется местным выпучиванием цилиндрической поверхности, а критическая сила для него определяется по формуле для тонкостенного цилиндра.

3. Рассмотрим устойчивость каркаса с восемью стрингерами, из которых два находятся в растянутой зоне. Из шести стрингеров, расположенных в сжатой зоне, два помещены в углах шпангоутной рамы (см. рис. 1, а и рис. 4), что позволяет рассчитывать независимо стрингеры, расположенные в углах шпангоутной рамы, и остальные шесть стрингеров. Предельные нагрузки на стрингеры определяются по формулам (12) и формуле

$$P_4 = -\sigma_T f_4,$$

где  $f_4$  — площадь сечения стрингера 4 (см. рис. 1, а);

$\sigma_T$  — предел текучести при растяжении (знак минус растяжение).

Тогда по формуле (5) имеем

$$P_1 : P_3 : P_4 = 1 : \eta_3 : -\frac{\sigma_T f_4 S^2}{\pi^2 EJ_1}.$$

Следовательно, по формулам (9) получим

$$\lambda_3 = \eta_3 \frac{\eta_3}{\eta_1}; \quad \lambda_4 = -\frac{\sigma_T f_4 S^2}{\pi^2 EJ_1} \frac{\eta_4}{\eta_1}.$$

Величину  $\eta_4$  нельзя выбирать из таблицы 5, V [2], так как она составлена для сжатых стержней. Для автомобильных кузовов эта величина мало приемлема, поэтому на ее вычислении останавливаться не будем.

Значения  $\lambda_2$  и  $\lambda_4$  подставляются в уравнение (11), из которого определяется наибольший корень  $n$ .

Рациональное соотношение между жесткостями шпангоутов и стрингеров из формулы (14) при прочих равных условиях зависит от величины  $n$ , являющейся наибольшим корнем уравнения (11).

Рассмотрим как влияет изменение конструкции каркаса и предельных нагрузок стрингеров на величину  $n$ .

Будем исследовать каркас, изображенный на рис. 2, который состоит из трех пар стрингеров. Этот каркас не имеет стрингеров в углах шпангоутных рам, так как у них в любых случаях для принятых допущений предельные значения критических сил равны  $P_3$  и не влияют на устойчивость остальных стрингеров.

Рассмотрим каркас, состоящий только из двух стрингеров 1 крыши (рис. 1 и 4). Стрингеры 2, 3, 4 будем считать отсутствующими. Для такого каркаса,  $n = \Phi_{11}\mu$ .

Жесткость упругих опор каждого стрингера

$$C_1 = \frac{Ei_1}{\Phi_{11}}$$

Критическое отношение жесткостей шпангоутной рамы и стрингеров [см. формулу (14)].

$$\frac{Ei_1}{EJ_1} = \gamma \frac{\pi^2 \mu}{s^3} \Phi_{11}$$

Наименьшая жесткость шпангоутной рамы соответствует наименьшему значению  $\Phi_{11}$ . Величина  $\Phi_{11}$  уменьшается при изменении положения стрингеров 1. Чем ближе стрингеры 1 к опорам дуги крыши (чем меньше размер  $a$  на рис. 4), тем меньше  $\Phi_{11}$ , а следовательно, и  $\frac{Ei_1}{EJ_1}$ . При  $a=0$  устойчивость стрингера не зависит от жесткости шпангоутной рамы, что уже отмечалось для угловых стрингеров.

Пусть размеры шпангоутных рам определяются величинами

$$h = l \text{ и } \mu = 1$$

Если каждый из стрингеров расположен на расстоянии  $a = \frac{1}{3}l$  от углов рамы, то  $\Phi_{11} = 0,0146l^3$ . Если каркас имеет толь-

ко один стрингер в середине пролета дуги крыши ( $a = \frac{l}{2}$ ), то  $\Phi_{11} = 0,0208l^3$ .

Таким образом, для обеспечения максимальной устойчивости двух стрингеров, расположенных на расстоянии  $a = \frac{l}{3}$  требуется меньшая жесткость шпангоутных рам, чем для одного стрингера, расположенного в середине пролета дуги крыши.

Соотношение размеров шпангоутных рам  $h=l$ ;  $\mu=1$  мало отличается от фактических соотношений в реальных конструкциях. Поэтому будем рассматривать и дальше каркас с такими шпангоутными рамами.

Пусть стрингеры 1 крыши расположены друг от друга на расстоянии  $a = \frac{1}{3}l$ , а на боковинах добавлено по одному стрингеру 3 (рис. 1, а и 4). Определим величины  $n$  для такого каркаса при условии, что стрингеры 3 занимают по высоте разные положения  $c = \frac{1}{3}h, \frac{1}{2}h, \frac{2}{3}h, \frac{5}{6}h$ , а  $\lambda$  меняется от 0 до 4.

По вычисленным величинам  $n$  построены графики (рис. 4) для двух пар стрингеров 1, 3 (кривые I) и для трех пар стрингеров 1, 3, 4 (кривые II). Все кривые при  $\lambda=0$  сходятся в одной точке  $n=0,0146l^3$ , значение которой соответствует каркасу со стрингерами, расположенными только на крыше (т. е. стрингеры 3 отсутствуют). С ростом  $\lambda$  увеличивается  $n$ , а следовательно, и критическая жесткость шпангоутных рам.

Если поставлено условие, что все стрингеры должны иметь в качестве предельной нагрузки  $P_{\Sigma}$  (формулы 12), то  $\lambda$  будет равно отношению моментов инерции стрингеров.

Таким образом, критическая жесткость шпангоутных рам увеличивается с ростом моментов инерции стрингеров боковины. Поэтому стрингеры боковины кузова целесообразно выполнять минимальных размеров, необходимых с точки зрения прочности кузова, а моментом инерции меньшим, чем у стрингеров крыши. Однако в большинстве случаев стрингеры боковин несущих кузовов выполняются достаточно массивными, чтобы выдерживать воздействие местных нагрузок. В то же время продольные силы в сжатых стрингерах боковины, величина которых зависит от расстояния до нейтральной оси кузова, обычно невелики. Поэтому нет необходимости проектировать каркас со шпангоутными рамами, жесткость которых достаточна для обеспечения всем стрингерам эйлеровых критических сил. Нецелесообразно усиливать поперечные связи кузова из-за того, что некоторые продольные балки усилены или укреплены в конструктивных целях.

Для массивных продольных балок, расположенных в области малых продольных сил, следует назначать пониженные по

сравнению с  $P_{\Sigma}$  критические силы  $P_3$ . Величина  $P_3$  для этих стрингеров должна быть в 3—4 раза больше продольных сжимающих сил в них. В этом случае отношение  $\nu_3 = \frac{P_3}{P_{\Sigma}}$  умень-

шится и за счет этой величины уменьшится  $\lambda_3$  [см. формулу (9)]. Понижение  $\lambda_3$  вызовет уменьшение величины  $n$ , а следовательно, и критической жесткости шпангоутных рам.

Критическое отношение жесткостей  $\frac{Ei_1}{EJ_1}$  зависит не только

от размеров и величин предельных нагрузок продольных балок, но и от положения стрингеров боковин кузова по высоте. При перемещении стрингера снизу вверх (рис. 4) критическая жесткость шпангоутной рамы сначала повышается, а затем снова понижается. Максимальная критическая жесткость шпангоутной рамы соответствует положению стрингера в области наибольших перемещений шпангоута от единичных сил. Стрингеры, расположенные в нижней части кузова ( $c = \frac{1}{3}h$ ), мало влияют на величину критической жесткости шпангоутной рамы.

Допустим, что каркас кузова дополнится еще двумя стрингерами 4 (рис. 1, а и 4). Построим графики  $n=f(\lambda)$ , для положения стрингеров боковины на высоте  $c = \frac{2}{3}h, d = \frac{1}{3}h$ , а также на высоте  $c = \frac{2}{3}h, d = \frac{1}{2}h$  (рис. 4, кривые II).

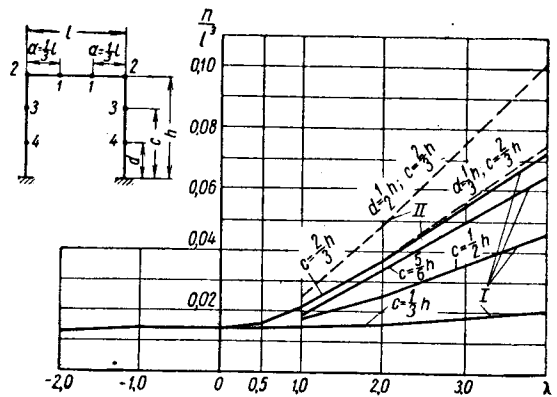


Рис. 4

Новые стрингеры вызывают дополнительное увеличение критической жесткости  $\frac{Ei_1}{EJ_1}$ , которое зависит от величины  $\lambda$  и от положения стрингеров по высоте кузова.

В данном случае также можно понизить, если это необходимо, критическую величину  $\frac{Ei_1}{EJ_1}$  либо за счет уменьшения моментов инерции стрингеров, либо за счет понижения их критической силы (уменьшения запаса устойчивости).

На рис. 4 дана также кривая  $n=f(\lambda)$  для отрицательных  $\lambda$ , соответствующих полсжению одного из стрингеров в растянутой зоне кузова. Как следует из рис. 4, наличие стрингера в растянутой зоне кузова снижает критическую жесткость шпангоутных рам и, следовательно, благоприятно сказывается на устойчивости каркаса, позволяя снизить жесткость шпангоутов.

Однако в автомобильных кузовах растянутая зона кузова обычно очень мала, поэтому растянутые стрингеры расположены в области наименьших перемещений шпангоутных рам от единичных сил. Такие стрингеры мало влияют на устойчивость наиболее напряженных сжатых стрингеров крыши, но растянутые стрингеры 4 в отличие от сжатых способствуют уменьшению необходимой жесткости шпангоутных рам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Сегаль А. И. Прочность и устойчивость судовых перекрытий. Речной транспорт, М. 1959.
2. Бубнов И. Г., Строительная механика корабля, ч. II, С.-Петербург, 1914.
3. Тимошенко С. П., Устойчивость упругих систем, Гостехиздат, М. 1955.

# Зависимость механических потерь от конструктивных параметров карбюраторных двигателей

Канд. техн. наук В. А. КАКУЕВИЦКИЙ

Наиболее важным параметром, характеризующим механические потери и их влияние на эффективность двигателя внутреннего сгорания, является механический к.п.д., величина которого определялась по формуле [1]

$$\eta_m = 1 - \frac{1}{1,18\beta - 1} \left[ 0,11\beta + 0,07 + \frac{4GC_m^2 i}{p_c V_h (334 - 22,5\epsilon)} \right], \quad (1)$$

где  $p_c$  — давление сжатия в  $\text{кг/см}^2$ ;  
 $\beta$  — степень повышения давления;  
 $\epsilon$  — степень сжатия;  
 $G$  — вес частей поршневой группы, движущихся возвратно-поступательно, в  $\text{кг}$ ;  
 $C_m$  — средняя скорость поршня в  $\text{м/сек}$ ;  
 $i$  — число цилиндров;  
 $V_h$  — рабочий объем двигателя в  $\text{л}$ .

Значения  $\eta_m$ , полученные расчетным путем, согласуются с данными экспериментальных исследований, поэтому указанная зависимость может быть использована для анализа влияния некоторых параметров двигателя на его механические потери.

В формуле (1) давление сжатия  $p_c$  может быть заменено выражением:  $\frac{a(\epsilon - 1)}{\beta}$ , где величина коэффициента  $a$  для современных отечественных автомобильных двигателей колеблется в незначительных пределах (табл. 1).

Таблица 1

Марка двигателя	$\epsilon$	$\beta$	$p_c$ в $\text{кг/см}^2$	$a = \frac{p_c \beta}{\epsilon - 1}$ в $\text{кг/см}^2$
М-20	6,5	3,8	10,5	7,3
ГАЗ-51	6,2	3,74	10,6	7,6
ЗИЛ-120	6,0	3,7	10,4	7,7
ЗИЛ-110	6,85	4,1	10,7	7,5

Подставив значение  $p_c = \frac{a(\epsilon - 1)}{\beta}$  в формулу (1), получим

$$\eta_m = 1 - \frac{\beta}{1,18\beta - 1} \left[ 0,11 + \frac{0,07}{\beta} + \frac{4GC_m^2 i}{aV_h(\epsilon - 1)(334 - 22,5\epsilon)} \right]. \quad (2)$$

При изменении степени сжатия значения прочих параметров, входящих в формулу (2), могут быть в первом приближении приняты постоянными. Поэтому характер изменения механического к.п.д. будет зависеть главным образом от значения выражения  $\epsilon - 1 (334 - 22,5\epsilon)$  при различных степенях сжатия. Проверка этого выражения на максимум показывает, что наибольшего значения  $\eta_m$  достигает при  $\epsilon = 8$ .

Проведенные Б. П. Лебедевым экспериментальные исследования карбюраторного двигателя с переменной степенью сжатия [2], а также испытания одноцилиндрового двигателя с переменной степенью сжатия (в НАМИ) подтверждают достоверность полученных результатов.

При выборе рациональной степени сжатия карбюраторного двигателя важно достичь максимального значения эффективного к.п.д. Изменение эффективного к.п.д.  $\eta_e$ , индикаторного к.п.д.  $\eta_i$  и механического к.п.д. в зависимости от величины  $\epsilon$  показано на рис. 1.

Приведенные графики были построены по данным теплового расчета. Значения  $\eta_m$  определялись по формуле (2) для двигателя, у которого  $V_h = 2,12 \text{ л}$ ,  $G = 0,85 \text{ кг}$ ,  $C_m = 12 \text{ м/сек}$ ,  $i = 4$ .

В результате установлено, что повышение степени сжатия свыше 11 для карбюраторных двигателей малоэффективно и не способствует улучшению их работы. Этот вывод подтверждается фактическими данными, характеризующими развитие основных показателей современных автомобильных карбюраторных двигателей.

В табл. 2 приведено изменение некоторых показателей V-образных и восьмицилиндровых карбюраторных двигателей американских автомобилей за 1956—1958 гг. По имеющимся данным рост литровой мощности, являющейся одним из основных показателей двигателя у американских автомобилей при  $\epsilon$  более 10—10,5 практически прекращается. В отдельных случаях при таких высоких степенях сжатия наблюдается даже снижение литровой мощности, что в известной мере обусловлено значительным увеличением механических потерь.

Степень сжатия большинства американских карбюраторных автомобильных двигателей 1959—60 гг. остается на уровне 1958 г. Это связано со многими факторами, но определенное значение имеет то обстоятельство, что при значениях  $\epsilon = 10 \div 11$  прирост индикаторного давления у карбюраторного двигателя оказывается меньше дополнительных механических потерь и снять большую мощность с 1 л рабочего объема цилиндра практически трудно.

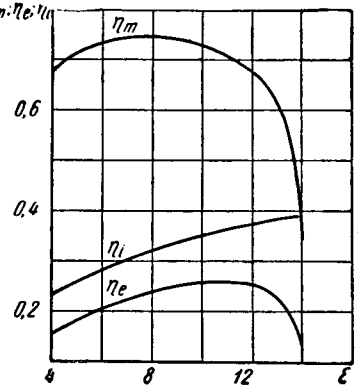


Рис. 1.

Таблица 2

Марка автомобиля	Рабочий объем в л	Степень сжатия	Мощность в л. с. при об/мин	Литровая мощность в л. с. на 1 л
Бюик 60 „Центюри“	1956 г.	5,27	255/4400	48,4
	1958 г.	5,97	300/4500	50,2
Олдсмобил 88	1956 г.	5,31	230/4400	43,2
	1958 г.	6,10	265/4400	43,5
Форд „Кастом 300“	1956 г.	4,45	173/4400	38,7
	1958 г.	4,79	205/4500	42,6
Меркьюри „Монтери“	1956 г.	5,11	210/4300	41
	1958 г.	6,28	312/4600	49,5
Плимут „Бельведере“	1956 г.	4,54	187/4400	41,3
	1958 г.	5,22	225/4400	43
Додж „Кастом“	1956 г.	5,17	218/4400	42,2
	1958 г.	5,74	295/4600	51,4
Студебекер „Президент“	1956 г.	4,75	210/4500	44,3
	1958 г.	4,75	225/4500	47,5
Паккард „Клиппер“	1956 г.	5,77	240/4600	41,7
	1958 г.	4,75	278/4800	58,8

В настоящее время дальнейшее увеличение степени сжатия карбюраторных двигателей ограничивается отсутствием налаженного производства специальных бензинов, обеспечивающих бездетонационную работу, и большими издержками такого производства. К факторам, задерживающим увеличение степени сжатия, относятся и такие, как рост до недопустимой величины жесткости работы двигателя и снижение срока службы двигателей с высокими степенями сжатия, необходимость при высоких значениях  $\epsilon$  особенно точно изготовлять камеры сгорания небольшого объема, значительно усложнять систему зажигания, использовать для изготовления высоконагруженных деталей кривошипно-шатунного механизма специальные дорогие материалы высокой прочности.

Все эти факторы со временем, возможно, перестанут тормозить повышение степени сжатия в карбюраторных двигателях.

Между тем, целесообразно, чтобы степень сжатия у серийно выпускаемых карбюраторных двигателей превышала 11, так как в этом случае показатели работы двигателя практически мало улучшаются.

Увеличение веса частей поршневой группы, движущихся возвратно-поступательно, при прочих неизменных параметрах двигателя повышает механические потери. Это объясняется тем, что повышенный вес увеличивает инерционные нагрузки, а следовательно, повышает потери на трение поршня и колец о стенки цилиндра в подшипниках коленчатого вала.

Формула (2) в зависимости от веса движущихся возвратно-поступательно частей поршневой группы двигателя с параметрами  $V_h=2,12$  л;  $C_m=12$  м/сек;  $i=4$ ;  $\epsilon=6,5$ ;  $a=7,3$ ;  $\beta=3,8$  принимает вид

$$\eta_m = 0,86 - 0,145G,$$

а механический к.п.д. изменяется в зависимости от величины  $G$  по закону прямой линии.

На механические потери влияет также величина диаметра цилиндра  $D$ , хода поршня  $S$ , отношение  $\frac{S}{D}$  и рабочий объем цилиндра  $V_{ц}$ .

Прежде чем переходить к анализу влияния на механические потери диаметра цилиндра, необходимо установить взаимосвязь между этим параметром и весом частей поршневой

Таблица 3

Марка двигателя	$D$ в мм	$S$ в мм	$G_{порш. компл.}$ в г	$G_{шат. компл.}$ в г	$G$ в г	$\frac{G}{D^3}$ в г/см <sup>3</sup>
МЗМА-401 . . .	67,5	75	295	640	463	1,525
М-20 . . . . .	82	100	604	890	829	1,505
М-12 . . . . .	82	110	604	890	829	1,505
ЗИЛ-110 . . . .	90	118	850	1185	1115	1,52
ЗИЛ-120 . . . .	101,6	114,3	1288	1520	1640	1,57
Форд-6 . . . . .	83,8	111,8	700	812	875	1,49
Джеэмси . . . .	96,1	101,6	1166	1090	1324	1,5

группы. Из табл. 3 видно, что эта зависимость для карбюраторных автомобильных двигателей с достаточной точностью может быть представлена выражением:  $G=1,5D^3$ .

Подставив значение  $G=1,5D^3$  в формулу (2) и заменив  $C_m = \frac{Sn}{30}$  выражением  $V_h = \frac{\pi D^2}{4} Si$ , получим при  $\epsilon=8$ ,  $\beta=4$ ,  $a=7,7$ ,  $n=3600$  об/мин следующее выражение:

$$\eta_m = 0,863 - 0,0014 DS. \quad (3)$$

На рис. 2 показаны построенные по формуле (3) графики изменения  $\eta_m$  в зависимости от отношения  $\frac{S}{D}$  при  $D=\text{const}$  (рис. 2,а),  $S=\text{const}$ , (рис. 2б).

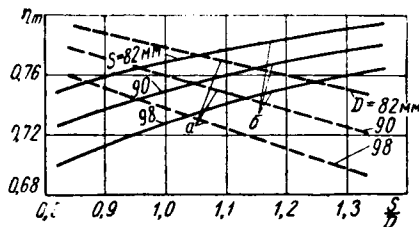


Рис. 2.

На рис. 3 представлены кривые изменения  $\eta_m$  в зависимости от величины рабочего объема цилиндра  $V_{ц}$ , построенные для различных значений  $\frac{S}{D}$ .

Из рис. 2 и 3 видно, что рост отношения  $\frac{S}{D}$  за счет увеличения хода поршня при всех прочих равных параметрах и неизменном диаметре цилиндра приводит к снижению механического к.п.д. Последнее объясняется повышением трения поршней и колец о стенки цилиндра.

С увеличением диаметра цилиндра механические потери возрастают, так как при этом большую роль играет влияние на их величину инерционных нагрузок деталей поршневой группы.

Поэтому увеличение  $\frac{S}{D}$  за счет уменьшения диаметра цилиндра повышает механический к.п.д.

Рост отношения  $\frac{S}{D}$  при постоянном рабочем объеме цилиндра приводит к незначительному изменению механического к.п.д. В этом случае проявляется совместное влияние величины  $S$  и  $D$ : уменьшение диаметра цилиндра снижает механические потери, увеличение хода поршня повышает их величину.

Однако при увеличении отношения  $\frac{S}{D}$  и постоянном рабочем объеме цилиндра ( $D^2S = \text{const}$ ) величина необходимого хода поршня растет быстрее, чем уменьшается диаметр цилиндра, что приводит к снижению механического к.п.д.

Увеличение рабочего объема цилиндра при постоянных отношении  $\frac{S}{D}$ , скоростном ре-

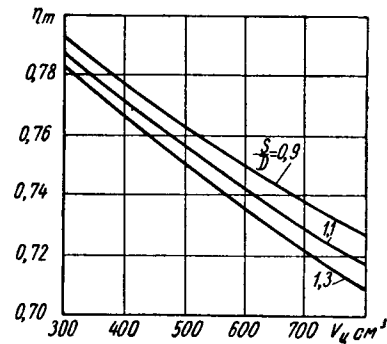


Рис. 3.

жиме, параметрах теплового процесса значительно повышает механические потери. В этом случае большое снижение механического к.п.д. вызвано одновременным увеличением хода поршня и диаметра цилиндра.

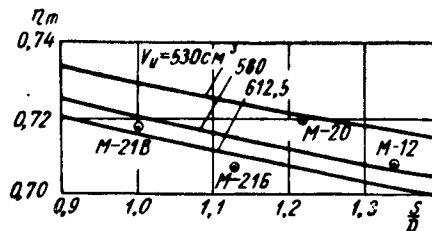


Рис. 4.

Действительное влияние  $\frac{S}{D}$  и рабочего объема цилиндра на механический к.п.д. можно проследить на примере двигателей Горьковского автозавода, основные параметры которых приведены в табл. 4.

Таблица 4

Марка двигателя	$D$ в мм	$S$ в мм	$S/D$	$V_{ц}$ в см <sup>3</sup>	$l$	$V_h$ в л	$\epsilon$	$N_e \text{ max}$	$N_e \text{ max}$
								в л. с. при об/мин	$\frac{N_e \text{ max}}{V_h}$ в л. с./л
М-20 . . .	82	100	1,22	530	4	2,12	6,2	52/3600	24,5
М-12 . . .	82	110	1,34	580	6	3,43	6,7	93/3600	26,5
М-21В . . .	88	100	1,13	605	4	2,42	7,0	65/3800	26,8
М-21В . . .	92	92	1,00	612,5	4	2,45	6,6	70/4000	28,6

На рис. 4 показаны графики изменения  $\eta_m = f\left(\frac{S}{D}\right)$ , построенные по расчетным данным при различных значениях  $V_{ц}$  и параметрах (характерных для двигателей Горьковского автозавода)  $\epsilon=6,5$ ;  $a=7,5$ ;  $\beta=4$ ;  $n=3600$  об/мин.

На этом же рисунке нанесены значения  $\eta_m$ , полученные в результате экспериментальных исследований, проведенных Горьковским автозаводом и НАМИ [3].

Результаты экспериментов совпадают с данными, полученными расчетным путем.

Изложенное показывает, что снижение механического к.п.д. автомобильных двигателей ограничивает возможные конструктивные решения, приемлемые для интенсификации их работы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Какуевский В. А., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 10, 1952.
2. Лебедев Б. П., О выборе рациональной степени сжатия авиационного двигателя, Труды ЦИАМ № 83, Оборонгиз, 1945.
3. Конев Ф. А., Аронов Д. М., Куров Б. А., Лебединский А. П., Автомобильные карбюраторные двигатели, Машгиз, 1960

# Модернизация передних сидений автомобилей М-21 и М-21А «Волга»

Н. К. КОЗЛОВ  
Горьковский автозавод

**УДОБСТВО** и комфортабельность езды в автомобиле в значительной степени определяются устройством сидений. Каждое сиденье должно обеспечивать наиболее удобное положение тела человека, а также обладать способностью колебания, вследствие неровностей дороги и неравномерности движения автомобиля. Устройство сиденья характеризуется частотой собственных колебаний пассажиров на нем и степенью затухания колебаний, а также основными его размерами: высотой над полом, глубиной, шириной, наклоном подушки сиденья и его спинки, величинами свободного пространства для ног пассажира и над его головой. Опыт конструирования и эксплуатации автомобилей, а также анализ средних анатомических размеров людей позволяют выработать оптимальные размеры этих величин. Сопоставление данных размеров с учетом деформации сидений позволяет оценивать пассажирские сиденья любого автомобиля.

При эксплуатации автомобилей «Волга» выяснилось, что отдельные компоновочные размеры посадки на переднем сиденье необходимо улучшить. С изменением посадочных размеров на сиденья, увеличено расстояние для колен пассажиров, сидящих на заднем сиденье, за счет уменьшения толщины и наклона спинки переднего сиденья (табл. 1).

Модернизированное переднее сиденье автомобилей М-21 и М-21А «Волга» отличается от старого новыми «одноэтажными» салазками и новым съемным шарниром откидывания спинки. Эти изменения значительно упростили и сократили количество операций при раскладке сиденья в кузове автомобиля и улучшили посадку пассажира. Введены также штампованные кожаные салазки сиденья, а упоры со спинки сиденья перенесены на пол кузова. Подушки, спинки и салазки сидений автомобилей М-21 и М-21А унифицированы.

Общий вид сидений, отдельные сечения и разрез сиденья по оси кузова показаны на рис. 1, 2. Глубина подушки переднего сиденья уменьшена на 20 мм (см. табл. 1), что улучшило посадку на сиденье и создало условия для удобного пользования педалями тормоза и сцепления.

При модернизации введена новая пружина 1 (рис. 2) с уменьшенным числом витков и новой конфигурацией.

В целях исключения поломок первого витка пружины число витков от переднего конца заделки до точки *E* увеличено на единицу. Заделка заднего конца пружины в балке 2 выполнена с направлением второго витка вниз под тупым углом с вершиной в точке *Ж*. Это снизило напряжение, уменьшило проседание и исключило поломки пружины. Для предотвращения обминания подушки введена прокладка 3 из растительного войлока. Ограничители 4 и 5 обеспечивают предварительное натяжение пружин.

Подушка сиденья — мягкая (табл. 2). Деформация сиденья под нагрузкой 50 кг увеличилась на 10 мм по сравнению с сиденьем автомобиля М-21.

Упругая характеристика подушек и спинок сидений (табл. 2) определялась тарировкой на платформенных весах с винтовым нагрузочным устройством. На подушке в месте расположения пассажира (водителя) устанавливался шаблон. Нагрузка передавалась на подушку через шаблон. Площадь и форма шаблона соответствовали действительной посадке пассажира на подушке.

Наилучшие удобства езды обеспечиваются при отношении частот колебаний на сиденье к низкой частоте колебаний поддрессоренных масс 1,6—2,0.

Отношение частоты колебаний пассажира (водителя) и низкой частоте колебаний поддрессоренных масс у модернизированной подушки составило 2,12 вместо 2,4 до модернизации.

Таблица 1

Параметр	М-20, Победа*	ГАЗ-12	М-21, Волга*	ГАЗ-13, Чайка*	М-21, Волга* с модернизированным сиденьем
Число мест . . . . .	5	6	5	7	5
Глубина <i>B</i> переднего сиденья в мм . . . . .	470	450	460	425	440
Угол $\beta$ между подушкой и спинкой в град. . . . .	96	95	100	95	95
Угол $\alpha$ наклона сиденья в град. . . . .	17	15	14	15	14
Высота <i>A</i> сиденья в мм . . . . .	370	345	360	340	360
Расстояние <i>B</i> для колен в мм . . . . .	300	—	295	—	325

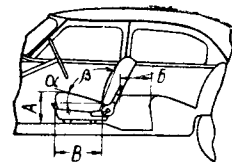


Таблица 2

Нагрузка в кг	Стрела прогиба в мм				
	ГАЗ-12	М-20	М-21	М-21А	ГАЗ-13
	Подушки				
10	14,4	18	32	29	37
20	25,8	34,5	49	50	60
30	35,2	48,4	61	66	78
40	43,2	60,4	70	77	91
50	50,4	70,5	78	87	102
60	57	78,8	84	95	112
70	63,2	86	89	102	120
80	69	92	94	108	127
	Спинки				
10					
20	19,5	18	37	38	28
30	28	32,6	57	62	46
40	42	45,5	72	76	61
	49	55,8	85	83	74

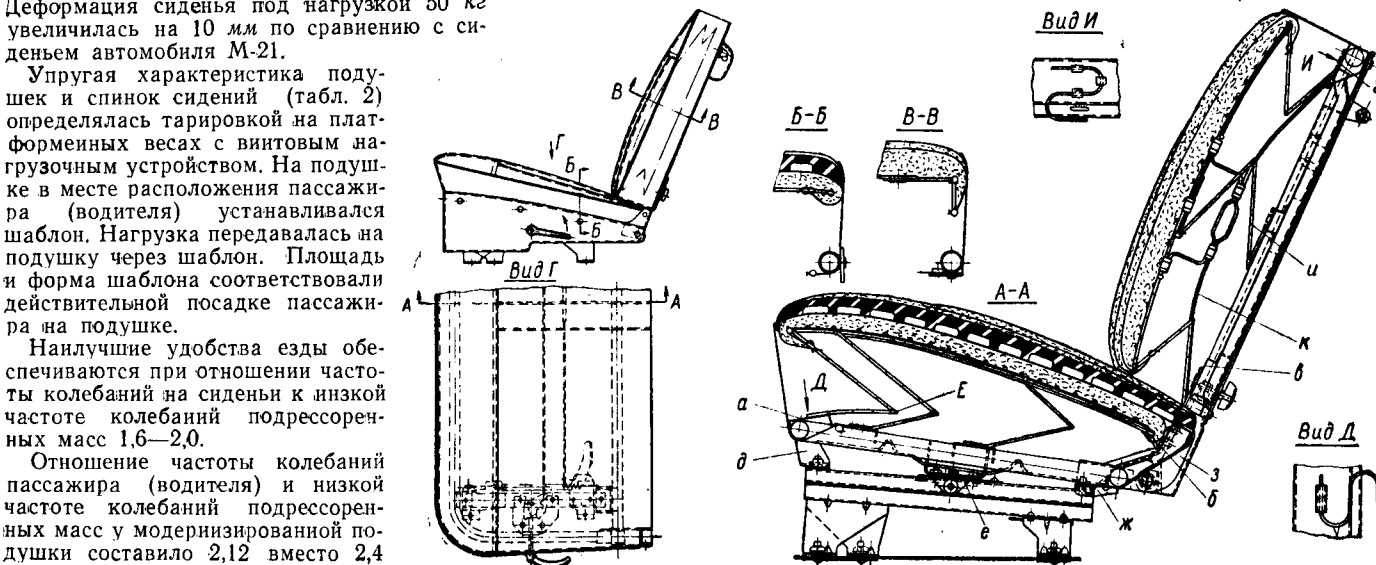


Рис. 1.



Металлоемкие детали: *а, б, в, г* (рис. 1), изготавливаемые методом холодной штамповки, заменены деталями: *б, 2 и 7* (рис. 2) из профиля одного сечения, унифицированного с деталями остовов сидений новых грузовых автомобилей ГАЗ-52, ГАЗ-53 и их модификаций.

Диаметр проволоки крайних пружин *9* увеличен до 3,4 мм. Эти изменения позволили уменьшить толщину спинки и исключить стук средних пружин.

Деформация спинки новой конструкции (табл. 2) под нагрузкой 20 кг увеличилась на 5 мм по сравнению с М-21. На шитке спинки *10* исключены упоры, барашки, облицовки, винты и облицовочные шайбы, что дало возможность обивать сиденья без гвоздей.

В целях исключения дефекта «сбивание ваты» на подушку и спинку введены набивки секций *11 и 12* из полиуретанового поропласта.

В отличие от существующей конструкции салазок (рис. 3), модернизированные салазки (рис. 4) облегчены, улучшены и упрощены.

Для повышения жесткости крепления салазок и устойчивости сиденья введен «объединенный» кронштейн *1* (рис. 4); к нему присоединен заклепками *2* фиксатор *3* с конусными пазами *4*, в которые входит защелка *5* (разрез *АА*).

Ось защелки *6* проходит через отверстия кронштейнов *7 и 8*, приваренных точечной сваркой к ползуну *9*. Защелка *5* закреплена на оси стопорным винтом *10*.

Обойма *11* соединена с кронштейном *1* заклепками *12*.

При повороте ручки *13* в направлении стрелки *В* защелка *5* выходит из зацепления фиксатора *3*, обеспечивая свободу пе-

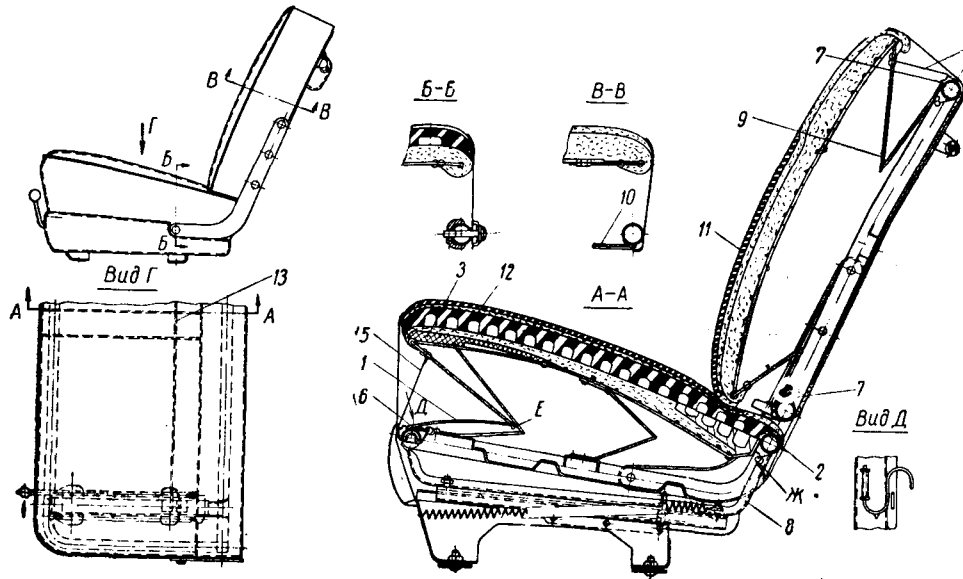


Рис. 2.

Применение в конструкции переднего сиденья нового съемного шарнира для откидывания спинки, модернизированных салазок и подушек меньшей ширины дало возможность исключить детали *д, е, ж, з* (рис. 1), заменив их одним кронштейном

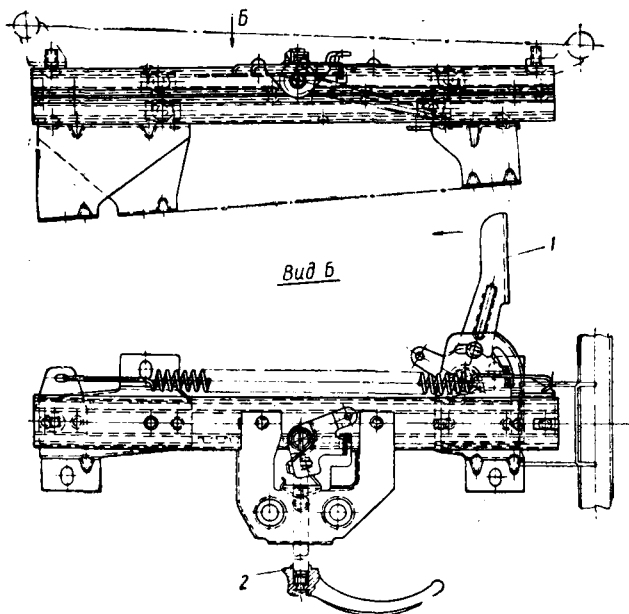


Рис. 3.

основания *8* (рис. 2), что значительно облегчило и упростило силовую схему остова при одновременном повышении его прочности.

Модернизированная спинка, изображенная на рис. 2, выполнена без среднего ряда пружин *и*, а также усилителей *к* (рис. 1). Введена новая пружина *9* (рис. 2) с диаметром проволоки 3 мм (вместо 2,75 мм в прежней конструкции), увеличенным числом витков и измененной конструкцией заделки концов пружин (см. вид *Д*) в нижней и верхней балках *7* (рис. 2).

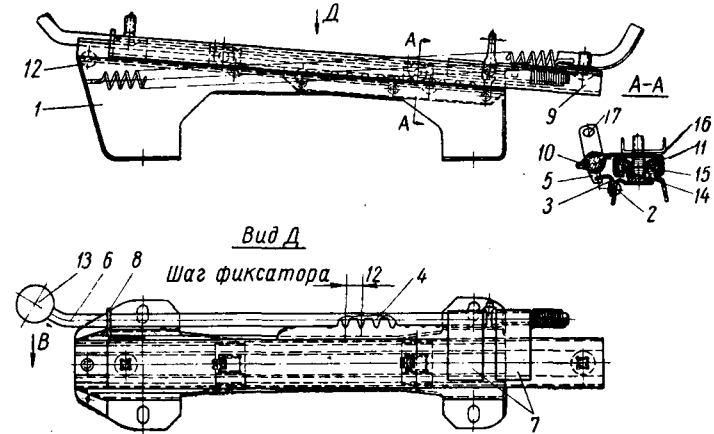


Рис. 4.

движения ползуну *9* вперед на 204 мм, с возможной фиксацией через 12 мм.

Ролик *14*, шарик *15*; сепаратор *16*, а также сечения профи-

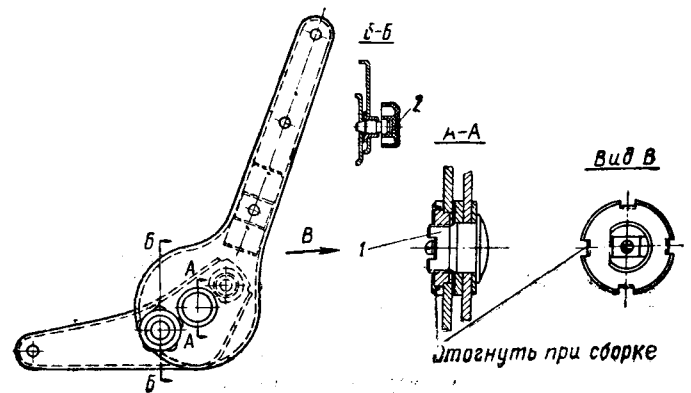


Рис. 5.

лей ползуна и обоймы использованы от существующих салазок с повышением точности их изготовления.

Левые салазки соединяются с правыми тягой 13 (рис. 2, вид Г) через отверстие 17 в защелке 5 (рис. 4).

Защелка стопора 1 и ручка 2 (рис. 3) заменены одной ручкой 13 (рис. 4), выведенной вперед.

Исключены продольные люфты ползуна за счет ввода клинового ссединения защелки 5 с фиксатором 3.

Вдвое уменьшено количество деталей и снижен вес на 1,5 кг.

Применение съемного шарнира на переднем сиденьи автомобиля «Волга» улучшило раскладку сиденья для получения спальных мест. В результате рационального размещения оси шарнира 1 (рис. 5), относительно которой откидывается спин-

ка, ликвидирован зазор и провал между подушкой и спинкой в разложенном положении.

Крепление левого и правого шарниров к сиденью осуществляется четырьмя болтами через отверстия в звеньях. На нижнем звене, в верхней части, приварен вкладыш, который при сборке вкладывается в трубу основания подушки сиденья, обеспечивая надежную фиксацию шарнира относительно подушки. Для откидывания спинки необходимо отвернуть на 4—5 оборотов ручку 2 до выхода конуса ручки из гнезда нижнего звена.

Крепление шарнира к подушке и спинке, а также фиксация верхнего звена относительно нижнего ручкой 2 достаточно просты по конструкции.

## К расчету дисковых тормозов

Канд. техн. наук А. Ф. МАЩЕНКО

В ЖУРНАЛЕ «Автомобильная промышленность»<sup>1</sup> и в трудах ИАМИ<sup>2</sup> опубликованы расчетные и опытные данные по дисковым тормозам.

Эти статьи представляют определенный интерес, однако в них имеются недостатки, допущенные автором в ряде формул, выводов и рекомендаций.

В статье, помещенной в трудах ИАМИ, для расчета тормозного момента приведена формула (см. стр. 13).

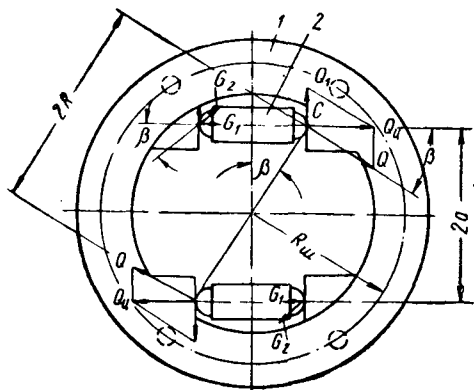
$$M_{ms} = \frac{Q}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\mu_1 R_{mp}}{\operatorname{tg} \alpha R_w}} \left( 1 + \frac{1 - \frac{\mu_1 R_{mp}}{r}}{1 + \frac{\mu_1 R_{mp}}{r}} \right),$$

где

$$Q = \frac{QRi_n \mu_1 R_{mp}}{R_w}$$

При выводе этой формулы допущена ошибка в определении момента силы относительно оси.

Обратимся к расчетной схеме механизма, изображенной на рисунке (см. также фиг. 7, стр. 10, Труды ИАМИ). В данном



случае рассматривается вариант приводного устройства с тангенциально расположенными гидравлическими цилиндрами: каждый цилиндр создает силу  $Q_n$ .

$$Q_n = \frac{\pi d_n^2}{4} p_{ж},$$

где  $d_n$  — диаметр цилиндра в см.

$p_{ж}$  — давление жидкости в кг/см<sup>2</sup>.

Силу  $Q_n$  приложенную к диску 1 со стороны гидравлического цилиндра 2 в точке С, Т. С. Лысых считает нужным разложить на две составляющие  $Q$  и  $Q_1$  (сила  $Q_1$  не обозначена в оригинале), а момент относительно оси взять только от од-

ной составляющей — силы  $Q$ . Таким образом, момент, создаваемый приводным гидравлическим устройством, оказывается равным

$$M_n = QRi_n,$$

где  $i_n$  — число цилиндров;

$R$  — плечо силы  $Q$ .

Так как сила

$$Q = Q_n \frac{R}{a}$$

( $a$  — расстояние от центра тормоза до оси гидравлического цилиндра), то момент привода будет равен

$$M_n = Q_n \frac{R^2}{a} i_n.$$

Таким образом, оставив без учета момент второй составляющей, автор получил результат, противоречащий элементарным законам механики. Оказалось, что при неизменном положении цилиндра, заданном размером  $a$ , и постоянном значении силы  $Q_n$  момент силы  $Q_n$  относительно оси тормоза будет переменным<sup>1</sup>, зависящим от длины цилиндра. При этом имеется в виду, что длина цилиндра определяет размер  $R$ , взятый автором в качестве плеча силы.

В действительности при данных значениях силы  $Q_n$  и плеча  $a$  момент  $M_n^x$ , создаваемый приводным устройством, будет величиной постоянной, равной

$$M_n^x = Q_n a i_n.$$

При этом мы исходим из того, что в реальном тормозе поверхность контакта тормозного диска с поршнем остается в пределах рабочего хода практически перпендикулярна оси гидравлического цилиндра.

Значение тормозного момента дискового тормоза прямо пропорционально моменту, создаваемому приводным устройством. Поэтому тормозной момент, вычисленный по формуле

Т. С. Лысых, будет в  $\frac{R^2}{a^2}$  раза превышать момент, полученный при правильном расчете, что составит 30—40%.

Ошибка (завышение) расчетного момента будет тем больше, чем меньше диаметр тормоза, так как при этом увеличивается разница в размерах  $R$  и  $a$ . Этим, в частности, можно объяснить то обстоятельство, что при проведении сравнительного расчета колодочных и дисковых тормозов Т. С. Лысых получила особенно большую разницу в тормозном моменте тормозов малого диаметра (см. табл. на стр. 58, «Труды ИАМИ»). В действительности, значение тормозного момента для тормозов малых диаметров при взятых расчетных величинах ( $d_n$ ,  $p_{ж}$ ,  $a$  и др.) будет существенно меньше.

В результате применения Т. С. Лысых неверных расчетных формул дается неправильная рекомендация расчетного значения коэффициента трения  $\mu_1$  (см. указанный выше журнал).

Составляя величины момента трения, полученные опытным и расчетным путями, автор пишет: «Экспериментальная кривая

<sup>1</sup> Т. С. Лысых, «Автомобильная промышленность» № 1, 1959.

<sup>2</sup> Т. С. Лысых, «Труды ИАМИ», вып. 86, Машигиз, 1959.

<sup>1</sup> Этот же недостаток отметил А. П. Колпаков в своем письме в редакцию. Прим. ред.

находится внутри расчетной области и совпадает с расчетной кривой при  $\mu_1=0,29\div 0,30...$  Хотя Т. С. Лысых и считает, что коэффициент трения для нижней границы расчетной области  $\mu_1=0,28$  принимался несколько заниженным, она пытается дать этому какое-то объяснение, а затем рекомендует при расчете тормозного момента принимать коэффициент трения «...ближе к нижнему пределу коэффициента трения накладок». Однако дело не в искусственных объяснениях, а в использовании для анализа экспериментальных данных неверного уравнения тормозного момента.

Если произвести аналогичный расчет по тем же опытным данным, которыми оперировала Т. С. Лысых (см. рис. 5 в текст), но используя исправленные расчетные уравнения, то получим более реальное значение коэффициента трения  $\mu_1=0,34$ , превышающее на 0,06 рекомендацию Т. С. Лысых.

Правильное расчетное значение коэффициента трения имеет большее значение при расчете дисковых тормозов с самоусилением, так как в данном случае тормозной момент и коэффициент трения связаны нелинейной зависимостью. Поэтому отклонение в расчетном значении коэффициента трения на 20% может дать разницу в тормозном моменте до 30%.

Расчетное уравнение тормозного момента, опубликованное в журнале «Автомобильная промышленность», неверно по существу, так как размерность момента в этом выражении дана в килограммах

$$M_m = \frac{\pi d^2 p_{ж} R i_{ц} \mu_1 R_{mp}}{4 \operatorname{tg} \alpha a R_{ш}} \cdot \frac{1}{1 - \frac{\mu_1}{\operatorname{tg} \alpha} \cdot \frac{R_{mp}}{R_{ш}}} \cdot \frac{2}{1 + \frac{\mu_2 \mu_1 R_{mp}}{R^2}}$$

где  $d, a, R, R_{ш}, R_{mp}$  — величины, выраженные в мм;  
 $p_{ж}$  — давление жидкости в кг/см<sup>2</sup>.

Неправильность этого уравнения по размерности момента вполне очевидна. Однако следует указать и на вторую небрежность. Автор статьи указывает диаметр цилиндра в мм, а давление жидкости — в кг/см<sup>2</sup>. В действительности в этом уравнении диаметр цилиндра должен выражаться в см, что даст разницу в 100 раз.

Понятие коэффициента усиления  $S$ , введенное Т. С. Лысых, является удобным для учета эффективности действия механизма усиления, но применение этого понятия к тормозам с различными разжимными механизмами неоднозначно. У автора в данном вопросе нет должной четкости. В тормозе с осевым расположением разжимного устройства (тормоз с пневматическим приводом) изменение угла наклона канавок позволяет изменять тормозной момент при неизменном усилии и ходе педали тормоза. В тормозе с тангенциальным расположением разжимного устройства самоусиление тормоза органически связано с передаточным числом привода тормоза, так как угол наклона канавок влияет не только на коэффициент усиления  $S$ , но одновременно и на передаточное число разжимного механизма

$$i_{p.m.} = \frac{1}{\operatorname{tg} \alpha}$$

Например, для угла  $\alpha=30^\circ$ , указанного в таблице на стр. 58 («Труды НАМИ»), и  $\mu_1=0,35$  коэффициент усиления для одного диска составляет  $S_1=2,5$  при этом передаточное число разжимного механизма будет равно  $i_{p.m.} = 1,73$ . Если уменьшать угол  $\alpha$  от  $35$  до  $25^\circ$ , то коэффициент усиления увеличится в 2 раза (от 2 до 4), однако одновременно увеличится, хотя и несколько в меньшей степени, передаточное число привода (от  $i_{p.m.} = 1,43$  до  $i_{p.m.} = 2,14$ , т. е. в 1,5 раза). Следовательно, утверждения автора о том, что «тормозной момент можно изменить, меняя угол наклона канавок» является односторонним, так как в рабочем диапазоне углов  $\alpha$  (от  $25$  до  $35^\circ$ ) увеличение тормозного момента в значительной степени происходит за счет увеличения передаточного числа привода. Таким образом, с точки зрения самоусиления дисковые тормоза с тангенциальным расположением разжимного механизма не обладают особыми качественными преимуществами. Рассматривая кинематику привода, необходимо учитывать передаточное число разжимного механизма, так как простое изменение угла  $\alpha$  не позволяет решить задачу получения требуемого момента при заданном усилии на педали тормоза и ограниченном ходе педали. В работах Т. С. Лысых этот вопрос не рассматривался.

## Работа двигателей ЯАЗ-204 на облегченных топливах

Канд. техн. наук Л. А. ДЕМЬЯНОВ, У. С. АХТЯМОВ,  
И. В. АГЕЕВ, К. А. ПАХОМОВ, С. К. САРАФАНОВ

**ЗА ПОСЛЕДНИЕ** годы во многих странах резко возросло потребление топлив для двигателей с воспламенением от сжатия в связи с широким распространением этих двигателей во всех видах транспорта. Конструкторы и исследователи занимаются вопросом расширения ассортимента топлив для двигателей.

Интересно выявить возможность и продолжительность работы отечественных серийных двигателей ЯАЗ-204 на более легких топливах, чем стандартное топливо ДЛ. В табл. 1 приведены основные показатели применявшихся топлив по данным анализа проб.

Таблица 1

Показатели топлив	Бензин А-72	Реактивное топливо ТС-1	Топливо ДЛ
Октановое (цетановое) число	72	(42)	(49)
Температура начала кипения в °С	45	125	176
Конец кипения в °С	185	265	349
Удельный вес при 20°С в г/см <sup>3</sup>	0,740	0,777	0,851
Вязкость кинематическая при 20°С в сст	0,85	1,27	4,56
Температура вспышки в °С	—	24	66
Температура начала кристаллизации в °С	—	—60	—35
Нижшая теплотворная способность в ккал/кг	10 400	10 250	10 180

С целью более детального исследования параметров рабочего процесса по индикаторным диаграммам, кроме основных топлив, применялись смеси ТС-1 с бензином А-72 при повышении в каждой смеси содержания бензина на 10%, а также присадка к чистому бензину моторного масла ДП-11.

Как показали проведенные исследования, двигатель ЯАЗ-204 может работать на всех примененных топливах, включая чистый автомобильный бензин А-72. Однако на бензине А-72 при числе оборотов коленчатого вала  $n=700\div 900$  (по скоростной характеристике) и на нагрузках ниже 75% от эффективной мощности  $N_{e\max}$  двигатель ЯАЗ-204 работает неустойчиво.

По скоростным характеристикам (рис. 1) можно было наблюдать постепенное уменьшение крутящего момента  $M_k$  и эффективной мощности двигателя  $N_e$  при облегчении фракционного состава применяемого топлива за счет снижения весового заряда, а следовательно, пониженной теплотворной способности смеси, отнесенной к единице объема.

Так, при работе на топливе ТС-1 (а) мощность двигателя ЯАЗ-204 понижалась по отношению к его мощности на топливе ДЛ (б) на 2,3—9%; при работе на смеси 50% топлива ТС-1 50% бензина А-72 (в) — на 8—15%; при работе на бензине А-72 (г) — на 17—22% (рис. 1).

На рис. 2 показано изменение эффективных экономических показателей и параметров рабочего процесса при работе двигателя ЯАЗ-204 с насос-форсунками серии 60 на испытанных топливах при  $n=2000$  об/мин и полной подаче топлива. На рис. 2, кроме действительного часового расхода топлива  $G_T$ , измеренного весовым способом, показан условный часовой расход топлива  $G_T'$ , который был определен в соответствии с из-

менением удельного веса топлива. Понижение вязкости и образование паров топлива при данной цикловой подаче не учитывалось. Как видно из рис. 2, величина  $G_T$  по мере облегчения фракционного состава топлива уменьшается больше, чем величина  $G_T'$ .

Исследования по определению величины утечки топлива через зазоры в прецизионных деталях в связи с понижением его

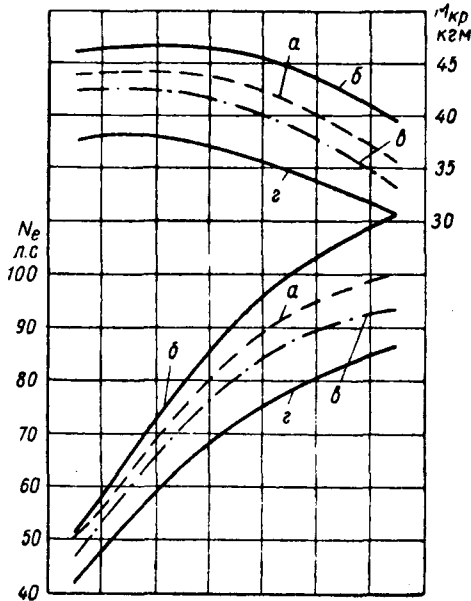


Рис. 1. Скоростные характеристики двигателя ЯА3-204, работающего на различных топливах.

вязкости показывают, что утечка не превышает 0,3%. Следовательно, одной из основных причин снижения часового расхода топлива, а вследствие этого и эффективных показателей двигателя, является не только уменьшение удельного веса топлива, но и образование его паров в системе питания. Наличие паров пробок топлива в системе проявлялось при работе

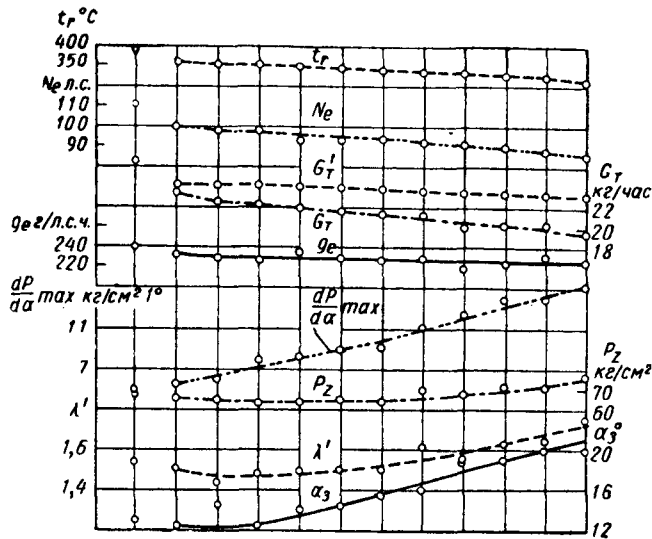


Рис. 2. Изменение эффективных экономических показателей и параметров рабочего процесса двигателя ЯА3-204. (Насос-форсунки серии 60;  $n=2000$  об/мин; полная подача)

двигателя на смесях, содержащих большой процент бензина, особенно при определении пусковых качеств двигателя.

Часовой расход топлива  $G_T$  и весовое количество топлива, впрыскиваемого в цилиндр за цикл  $q_n$ , с облегчением фракционного состава понижались так: при работе на топливе ТС-1

по отношению к часовому расходу двигателя, работающего на топливе ДЛ, на 12—13%; при работе на смеси 50% топлива ТС-1 и 50% бензина А-72 на 19—20%; при работе на бензине А-72 на 26—27%.

Обращает на себя внимание относительно меньшее снижение мощностных показателей двигателя по сравнению со снижением часового расхода топлива. Это свидетельствует об улучшении топливной экономичности двигателя при переводе его на более легкое топливо и подтверждается значениями удельного расхода топлива  $g_{emin}$  по скоростным характеристикам. Однако минимальное значение  $g_{emin}$  оказалось при работе не на бензине, а на смеси, состоящей приблизительно из 30% топлива ТС-1 и 70% бензина А-72 (при  $n \approx 1300$  об/мин).

На рис. 3 приведены индикаторные диаграммы двигателя, снятые при работе на топливах ДЛ (а), ТС-1 (б) и А-72 с насос-форсунками серии 60 (в) и серии 80 (г). Обращает на себя внимание характер индикаторных диаграмм при работе двигателя на бензине. Вследствие увеличивающейся задержки самовоспламенения бензина  $\alpha_3$ , которое определяется по геометрическим фазам подачи, давление  $p_c$ , соответствующее началу видимого сгорания топлива, оказалось значительно позднее и по абсолютной величине ниже, чем давление  $p_c$ , соответствующее положению поршня в в.м.т. Максимальное давление сгорания  $p_z$  с облегчением фракционного состава топлива изменялось незначительно (рис. 3), видимо, вследствие постепенного снижения цикловой подачи  $q_n$ . Однако, несмотря на это, степень повышения давления и жесткость работы двигателя увеличивались.

По индикаторным диаграммам была подсчитана продолжительность фазы видимого сгорания  $\alpha_n$  по углу поворота ко-

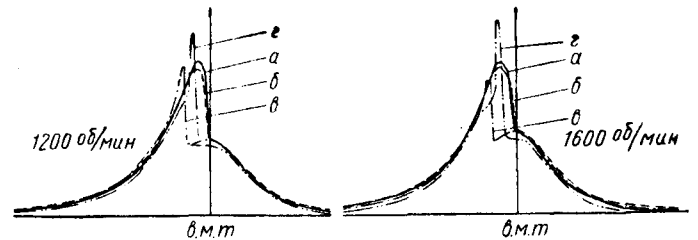


Рис. 3. Индикаторные диаграммы, полученные при работе двигателя ЯА3-204 на различных топливах.

ленчатого вала в зависимости от сорта топлива (рис. 4). Псд фазой видимого сгорания здесь и далее понимается первый период сгорания, характеризующийся интенсивным нарастанием давления до максимального.

Увеличение угла задержки воспламенения до определенных значений сопровождается уменьшением фазы видимого сгорания, а затем, несмотря на увеличение величины  $\alpha_3$ , фаза ви-

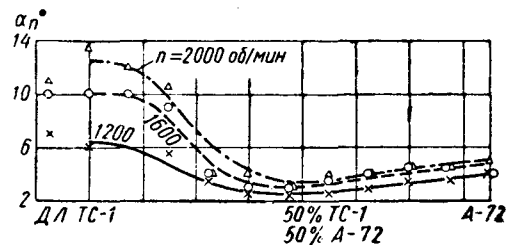


Рис. 4. Изменение продолжительности фазы видимого сгорания в зависимости от сорта применяемого топлива.

димого сгорания  $\alpha_n$  начинает возрастать. Минимальное значение  $\alpha_n$  соответствует примерно содержанию бензина в количестве 40—70 в топливе ТС-1. С понижением величины  $n$  значение  $\alpha_3$  увеличивается, а фаза видимого сгорания  $\alpha_n$  уменьшается на 4—8°.

Увеличение периода задержки воспламенения приводит к росту количества топлива, впрыснутого в цилиндр двигателя к моменту воспламенения.

Как известно при работе двигателя на номинальном режиме и топливе ДЛ 20—25% топлива подается в цилиндр за период запаздывания воспламенения, а остальные 75—80% впрыскиваются в процессе сгорания, захватывая около 30—

40% времени этой стадии процесса. Если считать, что относительная подача топлива в современном двигателе увеличивается пропорционально углу поворота коленчатого вала (в действительности первые 12—18° относительная подача топлива изменяется по кривой с вогнутостью, обращенной к оси абсцисс), то увеличение индикаторного периода задержки воспламенения от 12—15° до 19—28° приведет к значительному увеличению количества топлива (до 40—50% от  $q_d$ ), впрыснутого в цилиндр к моменту воспламенения. В этом случае больший заряд топлива подвергается предпламенной подготовке. В результате в момент воспламенения возникает большее количество очагов пламени и процесс сгорания протекает более энергично и с высокой скоростью нарастания давления. Это, в свою очередь, вызывает сокращение времени, в течение которого достигается максимальное давление сгорания, и увеличение времени на догорание топлива. Поэтому с увеличением

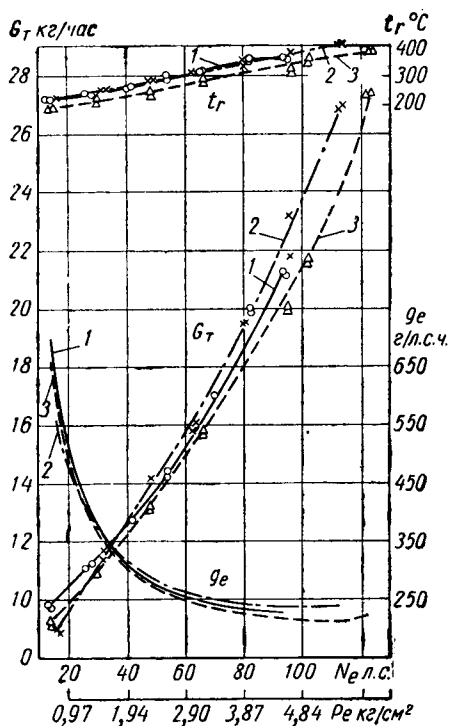


Рис. 5. Нагрузочная характеристика двигателя ЯАЗ-204 на различных топливах при  $n=2000$  об/мин:

1 — топливная смесь 50% ТС-1 и 50% А-72 (насос-форсунки серии 60);  
 2 — топливо для двигателей с воспламенением от сжатия (насос-форсунки серии 60); 3 — топливная смесь 50% ТС-1 и 50% А-72 (насос-форсунки серии 80).

в определенных пределах периода задержки воспламенения, видимо, увеличивается площадь индикаторной диаграммы и благодаря этому экономичность работы двигателя.

По нагрузочной характеристике (рис. 5) более экономичная работа двигателя на легком топливе без регулировок топливной аппаратуры наблюдается только при нагрузках, близких к полным. На частичных нагрузках, близких к эксплуатационным, несколько увеличивается удельный расход топлива примерно на 3—4%. Таким образом, в эксплуатационных условиях двигатель ЯАЗ-204 будет работать менее экономично на более легком топливе, чем при работе на топливе для двигателей с воспламенением от сжатия.

Несколько повышенный расход более легкого по фракционному составу топлива при частичных нагрузках двигателя свидетельствует о необходимости проведения регулировок двигателя для получения наибольшей его экономичности.

Максимальная скорость нарастания давления с уменьшением цетанового числа и увеличением значения  $\alpha_3$  изменялась в следующих пределах: при работе на топливе ДЛ — 10—11  $кг/см^2 \cdot град$ ; при работе на топливе ТС-1 — 6—11  $кг/см^2 \cdot град$ ; при работе на смеси 50% топлива ТС-1 и 50% бензина А-72 — 9—23  $кг/см^2 \cdot град$ ; при работе на бензине А-72 — 16—33  $кг/см^2 \cdot град$ .

Значения степени повышения давления (данные взяты, отне-

шение  $\frac{p_z}{p_c}$ ) изменялись в пределах от 1,46 до 1,73 при работе на бензине.

Для повышения мощностных показателей при использовании топлив с облегченным фракционным составом и пониженным цетановым числом на двигатель ЯАЗ-204 были установлены насос-форсунки серии 80 вместо насос-форсунок серии 60.

Насос-форсунки серии 60, как известно, отличаются увеличенной производительностью (примерно на 25%) и тем, что нижняя отсечная кромка плунжера этой насос-форсунки прямая. Поэтому у насос-форсунки серии 80 по мере увеличения подачи конец впрыска всегда постоянный, увеличивается лишь угол опережения впрыска, причем при полной подаче он равен 19° до в.м.т. вместо 14° у насос-форсунки серии 60. Насос-форсунка имеет семь отверстий в распылителе диаметром 0,15 мм, а не шесть, как у насос-форсунки серии 60.

Топливо-экономические и мощностные показатели двигателя при этом повысились. Так, при работе на топливе ТС-1 мощность повысилась на 8—18% по сравнению с мощностью двигателя, работающего на топливе ДЛ и имеющего насос-форсунки серии 60, при работе на смеси 50% топлива ТС-1 и 50% бензина А-72 мощность увеличилась на 2—12%; при работе на бензине А-72 мощность возросла на 2%, т. е. оказалась равной мощности, снимаемой с двигателя ЯАЗ-204 при работе на топливе для двигателей с воспламенением от сжатия с насос-форсунками серии 60.

Часовой расход топлива  $G_T$  при работе с насос-форсунками серии 80 изменился на 3—10% при работе на топливе ТС-1 следующим образом: при работе на смеси 50% топлива ТС-1 и 50% бензина А-72 на 3%; при работе на бензине А-72 понижился на 5%.

При использовании насос-форсунок серии 80 максимальная скорость нарастания давления увеличивается при работе на топливе ДЛ до 4—20  $кг/см^2 \cdot град$ ; при работе на топливе ТС-1 — до 5,0—17  $кг/см^2 \cdot град$ ; при работе на смеси 50% топлива ТС-1 и 50% бензина А-72 — до 8—24  $кг/см^2 \cdot град$ ; при работе на бензине А-72 — до 20—38  $кг/см^2 \cdot град$ .

Сравнивая работу двигателя на топливе, составленном из 97,5% бензина А-72 и 2,5% масла ДП-11, с работой его на бензине А-72, можно отметить, что добавление 2,5% масла повышает мощностные показатели двигателя на 3—6%, часовой расход топлива  $G_T$  на 1—3%, а удельный расход  $g_e$  понижается на 1—6%. Увеличение в топливе содержания масла до 5% повышает мощность на 4—6%, часовой расход топлива на 2—4%, а удельный расход топлива уменьшает на 1—5%.

Таким образом, добавление масла ДП-11 к бензину А-72 в количестве 2,5—5% несколько повышает мощностные и топливо-экономические показатели двигателя.

Очевидно, мелкораспыленные капельки масла, имеющие более низкую температуру самовоспламенения, воспламеняясь в первую очередь и значительно раньше основной массы топлива, в последующем являлись очагами, обеспечивающими равномерное сгорание всей рабочей смеси. При добавлении к бензину масла двигатель работает несколько мягче, индикаторная диаграмма получается полнее, чем при работе на бензине.

Работа двигателя с воспламенением от сжатия считается мягкой, когда скорость нарастания давления находится в пределах 4—6  $кг/см^2$  на 1° угла поворота коленчатого вала. Если скорость нарастания давления оказывается выше указанных цифр, то работа двигателя считается жесткой.

Серийный двигатель ЯАЗ-204, как было показано, имеет максимальную скорость нарастания давления, равную 6—10  $кг/см^2 \cdot град$ , при работе на топливе для двигателей с воспламенением от сжатия. Следовательно, работу двигателя ЯАЗ-204 с насос-форсунками серии 60 следует считать жесткой, а с насос-форсунками серии 80 — весьма жесткой. В действительных условиях не обнаруживается стуков, характеризующих жесткую работу этого двигателя на топливе ДЛ, если не считать значительный уровень шума, характерного для этого двигателя (85—95 дБ).

Как видно из индикаторных диаграмм, значение  $p_{zmax}$  и участки нарастания давления при работе на топливах с большим периодом задержки воспламенения значительно смещаются по рабочему ходу поршня.

Чтобы проверить, может ли двигатель ЯАЗ-204 длительно работать на облегченном топливе с указанными величинами  $\frac{dp}{dx}$ , а также выявить, как работает двигатель и его топ-

ливно-аппаратура при работе на более легком топливе, были проведены

длительные стендовые испытания одного двигателя ЯАЗ-204К (форсированного) с насос-форсунками серии 80 на топливе ТС-1 в течение гарантийного срока службы (400 моточасов), двух двигателей ЯАЗ-204 на смеси, состоящей из 50% топлива ТС-1 и 50% бензина А-72 в течение 700 моточасов и шести двигателей ЯАЗ-204 в эксплуатационных условиях на автомобилях МАЗ-205. Из шести указанных двигателей три эксплуатировались на топливе ТС-1, а три — на топливе ДЛ.

Двигатели на стенде работали на режимах гарантийных испытаний (табл. 2) с применением масла ДП-11.

Таблица 2

Число оборотов коленчатого вала в минуту	Показание шкалы гидротормоза, в кг	Время в мин.
400—500	0	10
1500	0	5
1600	50	60
1800	50	60
1900	52,5	60
2000	Полная подача топлива	40
1350	То же	30
1500	То же	30
400—500	0	5

В средней полосе Союза в основном по дорогам с твердым покрытием (до 80%) автомобили МАЗ-205 работали по перевозке грузов с коэффициентом использования пробега, равным примерно 0,5. Средние скорости движения автомобилей составляли 30 км/час. Водительский состав часто менялся, водители имели небольшой опыт вождения. Техническое обслуживание автомобилей производилось по двухномерной системе, заправка топливом и маслом — в основном из колонки.

Таблица 3

Параметры	Двигатель ЯАЗ-204 К (ТС-1) после 400 час. работы	Двигатель ЯАЗ-204 (50% ТС-1; 50% А-72) № 1		Двигатель ЯАЗ-204 (50% ТС-1; 50% А-72) № 2	
		после обкатки	после 700 час. работы	после обкатки	после 700 час. работы
Эффективная мощность $N_e$ при $n = 2000$ об/мин. в л. с.	137	107,5	131,3	111,0	123,7
Давление $p_e$ при $n = 2000$ об/мин. в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	—	5,2	6,3	5,4	6,0
Отношение $\frac{g_e}{g_e \text{ min}}$ в г/л. с.ч.	203/—	240/218	207/188	226/209	205/189
Часовой расход топлива $G_T$ при $n = 2000$ об/мин. в кг/час . . . . .	28,3	25,8	27,3	24,9	25,3
Максимальный, среднемасимальный износ гильзы цилиндров в мм . . . . .	150/91	—	135/106	—	130/91
Максимальная, среднемасимальная конусность гильзы цилиндров в мм . . . . .	90/—	—	100/84	—	130/75
Средний радиальный износ поршневых колец в мм . . . . .	145	—	300	—	260
Максимальный износ коренных шеек в мм . . . . .	37	—	17	—	17
Максимальная овальность коренных шеек в мм . . . . .	10	—	10	—	15
Максимальный износ шатунных шеек в мм . . . . .	27	—	7	—	7
Максимальный износ коренных вкладышей в мм . . . . .	26	—	19	—	16
Максимальный износ шатунных вкладышей в мм . . . . .	19	—	21	—	15

В табл. 3 приведены краткие данные по результатам длительных испытаний двигателей ЯАЗ на стенде. При этом энергетические параметры двигателей определялись при работе на топливе ДЛ.

Как показали стендовые износные испытания, при работе на топливе ТС-1 и смеси топлива ТС-1 и 50% автомобильного бензина, несмотря на повышенные значения  $\frac{dp}{dx}$ , за гарантийный срок службы двигателя работали надежно и имели

сравнительно небольшие величины износов основных деталей. Согласно техническим условиям<sup>1</sup> на ремонт двигателей ЯАЗ-204 большинство деталей было пригодно для дальнейшей работы. Так, наибольшие износы, при которых гильза может быть оставлена без перешлифовки, допускаются по внутреннему диаметру до 0,15 мм, конусность — 0,12 мм. По этим показателям все три двигателя после гарантийного срока службы имели износы гильз, исключающие необходимость их перешлифовки, и могли быть оставлены для обеспечения последующего гарантийного срока службы. Только поршневые кольца требовалось заменить, так как отсутствовало на их рабочей поверхности хромовое покрытие.

Насос-форсунки серии 80 на двигателе ЯАЗ-204 в течение 4000 час. работали надежно. К концу испытаний зазор в плунжерной паре был в пределах 1,26—1,43 мм, т. е. в пределах, оговоренных для новых плунжерных пар. Герметичность насос-форсунок в сборе соответствовала ТУ.

У насос-форсунок серии 60, работавших на двух двигателях ЯАЗ-204 по 700 час. при использовании смеси, составленной из 50% топлива ТС-1 и 50% бензина А-72, наблюдались засорения сопловых отверстий металлическими и неметаллическими частицами (18 случаев), характерные для работы двигателя на топливе для двигателей с воспламенением от сжатия. Увеличение условного зазора в плунжерной паре к концу испытаний составляло 15—35%; все плунжерные пары были в удовлетворительном состоянии.

Результаты эксплуатационных испытаний двигателей шести автомобилей МАЗ-205 (табл. 4) тоже показали отсутствие ин-

Таблица 4

Параметры	При работе на топливе ТС-1			При работе на топливе ДЛ		
	Авто-мобиль № 1	Авто-мобиль № 3	Авто-мобиль № 5	Авто-мобиль № 2	Авто-мобиль № 4	Авто-мобиль № 6
Суммарный пробег в км . . . . .	41 480	34 150	44 130	44 030	48 420	44 280
Средний расход топлива в л на 100 км . . . . .	45,0	47,8	36,7	34,0	41,6	35,1
Средний расход топлива по группам в кг на 100 км . . . . .	—	33,5	—	—	31,2	—
Средний расход масла в кг на 100 км . . . . .	0,84	1,06	0,92	0,92	0,72	0,73
Средний расход масла по группам в кг на 100 км . . . . .	—	0,94	—	—	0,79	—
Максимальный износ (по группе) гильзы цилиндров в мм . . . . .	342	238 (303)	330	240	330 (296)	316
Средний износ (по группе) гильзы цилиндров в мм . . . . .	98	58(76)	72	55	90(73)	73
Средне-максимальное увеличение тепловых зазоров поршневых колец в мм . . . . .	1,87	1,12	2,21	1,53	2,40	1,18
Средний износ верхних шатунных вкладышей (по группе) в мм . . . . .	29	21	21(24)	12(12)	14	11
Средне-максимальная овальность шатунных шеек (по группе) в мм . . . . .	28	32(36)	36	32	20(19)	20

теисивных износов деталей при работе на топливе более легком чем топливо ДЛ.

Некоторые двигатели одной группы по расходу масла и топлива были равноценными некоторым двигателям второй группы. Так, например, двигатели № 2 и 5 имели одинаковый расход масла, равный 0,92 кг на 100 км, хотя работали на разных сортах топлива, а двигатель № 5 имел расход топлива ТС-1 меньший, чем двигатель № 4, работавший на топливе для двигателей с воспламенением от сжатия.

Если брать расход топлива в среднем по группам автомобилей, работавших на одинаковом топливе, то можно наблюдать некоторое относительное увеличение расхода топлива ТС-1 по сравнению с расходом топлива ДЛ. Это, видимо, объясняется работой всех двигателей в большой мере на частичных нагрузках, когда топливная экономичность на топливе ТС-1 оказывается ниже (рис. 5).

Относительно повышенный износ шатунных подшипников, поршневых колец и шеек коленчатого вала при работе двига-

<sup>1</sup> Технические условия на ремонт, сборку и испытания гусеничного тягача М-2, 1956. Ремонт автомобиля МАЗ-205, 1956.

теля на топливе ТС-1 может быть объяснен увеличивающимися значениями  $p_z$  и  $\frac{dp}{d\alpha}$ . Однако индикаторные диаграммы, снятые при полной подаче топлива, этого не подтверждают: жесткость работы двигателя ЯАЗ-204 как на топливе ДЛ, так и на топливе ТС-1 практически оказалась одинаковой.

Насос-форсунки на двигателях автомобилей МАЗ-205 работали примерно по 1000—1500 час. Характерными неисправностями были засорения сопловых отверстий распылителей, усадка или поломка пружин контрольных клапанов и неудовлетворительное качество распыливания топлива, наблюдавшиеся в равной мере при работе как на топливе ТС-1, так и на топливе ДЛ.

Однако увеличение зазора в плунжерных парах у комплектов насос-форсунок группы ТС-1 оказалось значительно выше (в среднем по трем комплектам составляло 6,48 мк), чем у насос-форсунок, работавших на топливе ДЛ (3,64 мк). Это не согласовывается с данными стендовых испытаний без двигателя, при которых увеличения износа плунжерной пары не наблюдалось даже при работе на чистом автомобильном бензине А-72. Видимо, это объясняется главным образом условиями заправки автомобилей топливом.

По техническим причинам во время пробега первых 20 тыс. км автомобили заправлялись топливом ТС-1 ведрами, а топливом ДЛ — из колонок.

Герметичность в сборе насос-форсунок автомобилей № 2, 4 и 6 была ниже норм по ТУ и к концу испытаний составляла от 1 до 9 кг/см<sup>2</sup>. У шести насос-форсунок была обнаружена течь топлива в рейку.

Таким образом, проведенная работа свидетельствует о том, что двигатели ЯАЗ-204 без проведения каких-либо регулировок и конструктивных изменений могут длительное время работать не только на топливе для двигателей с воспламенением от сжатия, но и на других более легких топливах вплоть до топлива с фракционным составом, соответствующим смеси 50% топлива ТС-1 и 50% бензина А-72.

Применение для двигателей облегченных топлив сопровождается снижением часового расхода топлива и вследствие этого снижением эффективной мощности. Эксплуатационный расход топлива несколько повышается (на 5—7%). Потерю мощности можно компенсировать за счет установки насос-форсунок повышенной производительности (например, серии 80).

Жесткость работы по показателям индикаторных диаграмм и пусквые качества двигателей по мере облегчения фракционного состава топлива несколько ухудшаются. Задымление выпуска уменьшается. Однако увеличение жесткости работы и ухудшение пусковых качеств двигателя в эксплуатационных условиях не проявляются.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Толстов А. И., К теории рабочего процесса быстрогоходного двигателя с воспламенением от сжатия, ЦНИИ—ВНИТОЭ, № 18, Машгиз, 1951.
2. Гершман И. И., Смесеобразования и сгорание в дизеле при испарении топлива с поверхности камеры сгорания (М-процесс), труды НАМИ, вып. 1, Машгиз, 1959.
3. Лебединский А. П., Гершман И. И., «Автомобильная промышленность» № 4, 1960.

## Об измерении шума процесса сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия

В. Н. ЛУКАНИН

Московский автодорожный институт

**О**БЪЕКТИВНАЯ оценка шума от процесса сгорания весьма важна при экспериментально-конструкторских работах, направленных на создание малозумных двигателей, особенно двигателей с воспламенением от сжатия.

В последние годы опубликован ряд работ, посвященных изучению причин повышенной шумности двигателей с воспламенением от сжатия.

К. Г. Бредбери [1] признает главной причиной, вызывающей шумную работу двигателя с воспламенением от сжатия, степень повышения давления  $\lambda$ . Он считает, что увеличение  $\lambda$  приводит к повышению уровня вибраций стенок камеры сгорания и шума двигателя из-за увеличения интенсивности механических ударов в механизмах двигателя. Кроме того, он указывает на рациональные пределы для  $\lambda$ . Если  $\lambda > 2$ , то шумность двигателя будет повышенной.

В другой работе [2] утверждается, что наиболее интенсивными источниками шума являются система впуска и выпуска, а также процесс сгорания. Подчеркивается, что уровень шума предопределяется интенсивностью вибраций, зависящих от величины скорости нарастания давления  $\frac{dp}{d\alpha}$ .

На основании экспериментальных данных [3] рекомендуется с целью получения малозумного процесса сгорания в двигателе стремиться к наименьшим значениям во второй производной от давления по углу поворота коленчатого вала  $\frac{d^2p}{d\alpha^2}$ .

В. И. Зинченко [4] и И. И. Славин [5] основными причинами повышенной шумности двигателей считают удары в кривошипно-шатунном механизме и других механизмах двигателя.

Процесс сгорания также относится к одному из интенсивных источников шума, причем шум, возникающий от процесса сгорания, обуславливается главным образом динамичностью цикла, максимальным давлением  $p_z$ , скоростью нарастания да-

вления  $\frac{dp}{d\alpha}$  и степенью повышения давления  $\lambda$ . В зависимости от конструкции двигателя и режима его работы решающее значение может иметь тот или иной параметр. Эти выводы подтверждены диаграммами шума в карбюраторного двигателя ОДК,

лавы в результате анализа вибраций наружных стенок блока цилиндров, записанных на пленку шлейфового осциллографа и измерений уровней шума с помощью шумоизмерительной аппаратуры.

В известных работах фирм МАН [6] и МВМ [7] по созданию малозумных двигателей с воспламенением от сжатия было отмечено, что от процесса сгорания существенно зависит характер частотного спектра шума двигателя. Особенности рабочего процесса в наибольшей степени влияют на уровень составляющих в высокочастотной области спектра шума.

В указанных выше работах хотя и дается анализ влияния некоторых параметров рабочего процесса и конструктивных факторов на шумность двигателя, но отсутствует количественная оценка шума, возникающего от процесса сгорания.

Измерения уровня и частотного состава шума различных двигателей и последующий расчет громкости их по методу Тиззера и Минтца [8] позволяют приблизительно сравнивать двигатели по громкости в тонах, сопоставлять получаемые данные измерений и расчета с субъективным восприятием шума, а также оценивать шумность двигателя в зависимости от нагрузки и, следовательно, от параметров рабочего процесса. Однако этот метод не дает возможности анализировать с количественной стороны причины, вызывающие шумную работу двигателя, так как постоянная времени шумомеров (0,1—0,15 сек.) значительно превышает длительность процесса сгорания.

Чтобы оценить влияние процесса сгорания на общий уровень шума двигателя, целесообразно в качестве дополнительной характеристики шума двигателя использовать данные изменения уровня шума по мере протекания рабочего процесса. Эти данные можно получить, записывая шум на пленку осциллографа и впоследствии титруя. Такой метод позволяет оценивать шум, возникающий в различных стадиях рабочего процесса, с количественной стороны. Путем осциллографирования исследовался шум одноцилиндровых двигателей: ОД-6 с вихрекамерным смесеобразованием, ОД-ЯМЗ с камерой в поршне, ОД-17 с непосредственным впрыском. Для сравнения снимались осциллограммы шума в карбюраторного двигателя ОДК,



В качестве регистрирующей аппаратуры в опытах использовались катодные осциллографы.

Во всех случаях на пленку осциллографа записывались шум и индикаторная диаграмма двигателя. Микрофон располагался в поясе в.м.т. на расстоянии 0,25 м от блока двигателя. Пьезокварцевый индикатор устанавливался без соединительного канала между камерой сгорания и мембраной датчика.

Уровень шума по амплитуде звукового давления на осциллограмме определяется с помощью тарировочной кривой, для получения которой можно использовать специальную установку (рис. 1). Тарировка осуществляется следующим образом.

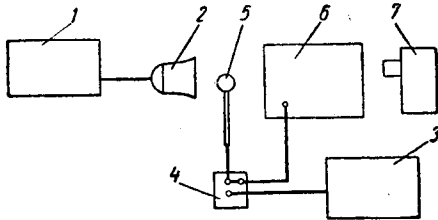


Рис. 1. Схема тарировочной акустической установки.

Тон определенной частоты подается со звукового генератора 1 на вход громкоговорителя 2. Регулятором мощности выходного сигнала устанавливается определенный уровень звука, который измеряется шумомером 3. Затем с помощью переключателя 4 сигнал с микрофона 5 шумомера подается на вход осциллографа 6 и фотографируется приставкой 7, после чего уровень вновь контролируется шумомером. Путем изменения уровня выходного сигнала звукового генератора изменяется уровень силы звука. Это изменение регистрируется с помощью шумомера и фиксируется на экране осциллографа.

Параметром, характеризующим изменение уровня шума двигателя во времени, является величина мгновенного уровня шума  $\beta_M$ . Величина  $\beta_M$  (в дБ) может быть получена при непосредственном измерении амплитуды звуковых колебаний на осциллограмме в данный момент времени и оценке ее по тарировочной кривой. На рис. 2 приводятся результаты такой обработки осциллограмм шума двигателя ОД-6.

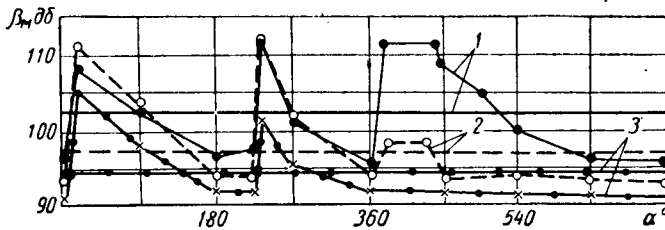


Рис. 2. Мгновенные уровни шума двигателя ОД-6 и уровни шума двигателя ОД-6, измеренные шумомером: 1 — при  $p_e = 3,2 \text{ кг/см}^2$ ; 2 — при прокручивании коленчатого вала электродвигателем; 3 — при прокручивании коленчатого вала электродвигателем с заглушенным шумом впуска.

Из приведенных данных видно, что шум двигателя складывается из шума от вибраций наружных поверхностей в результате ударов в механизмах двигателя (рис. 2, кривая 3), на фоне которого возникают интенсивные кратковременные импульсы во впускной системе при открытии и закрытии впускного клапана, а также от процесса сгорания в двигателе (рис. 2, кривые 2, 3). Громкость таких импульсов зависит от их формы и длительности и уровень может определяться по следующей формуле импульса [9]:

$$L = 20 \lg \left( \frac{1}{P_0} \cdot \frac{1}{\tau} \left[ \int_{t_0}^{t_0+\tau} (p - p_0) dt \right]_{\max} \right) \text{ дБ},$$

где  $L$  — уровень громкости в фонах;  
 $P_0$  — пороговое значение звукового давления в б (в опытах автора  $P_0 = 1,5 \cdot 10^{-3} \text{ б}$ );  
 $p$  — мгновенное максимальное значение звукового давления;  
 $p_0$  — звуковое давление в момент времени  $t_0$ ;  
 $\tau$  — постоянная времени импульса.

Из этой формулы видно, что громкость кратковременного импульса пропорциональна площади под кривой уровня звукового давления.

Формула получена в результате анализа громкостей кратковременных импульсов, возбуждающихся в условиях относительной тишины, т. е. при малых значениях  $P_0$ . Условия возникновения импульса шума от процесса сгорания в двигателе с воспламенением от сжатия существенно отличаются от этих условий. Импульс шума от процесса сгорания возникает на фоне довольно значительного шума вследствие вибраций (порядка 90 дБ), поэтому нельзя не считаться с явлением маскировки. Известно, что если чистый тон звучит на фоне широкополосного шума, то он будет замаскирован на величину  $10 \lg \Delta f_{\text{к}} \text{ дБ}$  ( $\Delta f_{\text{к}}$  — критическая полоса пропускания, определяемая экспериментально) [5]. Понятие «постоянная времени импульса» относится к одномерным процессам. Очевидно, что в условиях работы двигателя явление излучения звука не является одномерным.

Учитывая изложенное выше, целесообразно принять в качестве параметров шума от процесса сгорания мгновенный максимальный уровень звукового давления во время процесса сгорания  $\beta_{M \max}$  и мгновенное превышение уровня шума во время процесса сгорания над уровнем шума перед процессом сгорания.

$$\mu \beta_M = 20 \lg \frac{2a}{a_1} \text{ дБ},$$

где  $2a$  — максимальный размах звуковых колебаний при процессе сгорания;

$a_1$  — размах звуковых колебаний перед процессом сгорания.

Кроме того, параметром шума является время  $\tau$ , в течение которого максимальный размах звуковых колебаний убывает вдвое (от  $2a$  до  $a$ ).

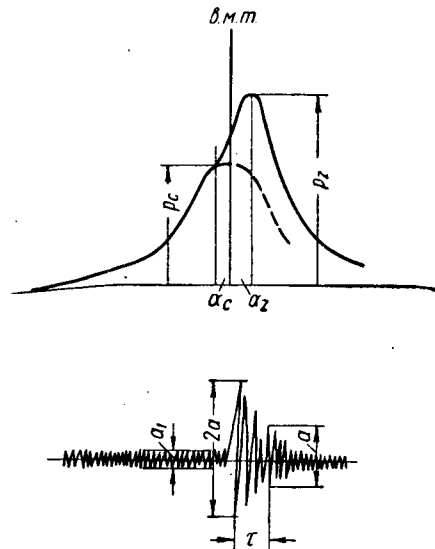


Рис. 3. Схема обработки импульса шума при сгорании:  $p_c$  — давление конца сжатия;  $p_z$  — максимальное давление цикла;  $\alpha_c$  — угол от момента начала видимого сгорания до в.м.т.;  $\alpha_z$  — угол от в.м.т. до  $p_z$ .

Схема обработки импульса шума, возникающего во время процесса сгорания, приведена на рис. 3.

Приведенные выше три параметра  $\beta_{M \max}$ ,  $\Delta \beta_M$  и  $\tau$  могут служить объективными критериями импульса шума от процесса сгорания. Осциллограмма шума позволяет оценивать влияние различных параметров динамичности цикла на величину возникающих импульсов шума.

Очевидно, что путем анализа импульсов шума от процесса сгорания двигателей, не создающих неприятного ощущения жесткой и шумной работы, можно наметить величины  $\beta_{M \max}$ ,  $\Delta \beta_M$  и  $\tau$ , к которым следует стремиться при реализации сгорания в двигателе.

На рис. 4 приведены результаты анализа осциллограмм шума и индикаторных диаграмм двигателя ОД-ЯМЗ. Из рис. 4

видно, что при изменении нагрузки двигателя величина  $\beta_{M \max}$  изменяется лишь от 107 до 110 дБ. Более существенно изменяется величина  $\tau$ , увеличиваясь примерно в 2 раза при росте нагрузки от минимальной до максимальной. При изменении угла опережения впрыска топлива  $\tau$  изменяется в существенных пределах, а  $\beta_{M \max}$  колеблется также от 107 до 110 дБ. Абсолютные значения  $\beta_{M \max}$  у двигателя ОД-ЯМЗ сравнительно невысоки. Непосредственно перед процессом сгорания

одинаков. С ростом нагрузки двигателя увеличивается длительность импульса, интенсивность же нарастания длительности импульса в зависимости от нагрузки различна. При малых нагрузках длительность импульса шума у двигателей с воспламенением от сжатия равна 6—8 мсек. При максимальной нагрузке длительность импульса шума составляет у двигателя ОД-6 10—12 мсек, ОД-ЯМЗ 14—16 мсек, ОД-17 8—10 мсек. Кратковременным является импульс шума у карбюраторных двигателей (5—6 мсек).

Проведенные опыты и полученные результаты безусловно еще недостаточны для окончательного решения вопроса о допустимых величинах шумности процесса сгорания. Однако с

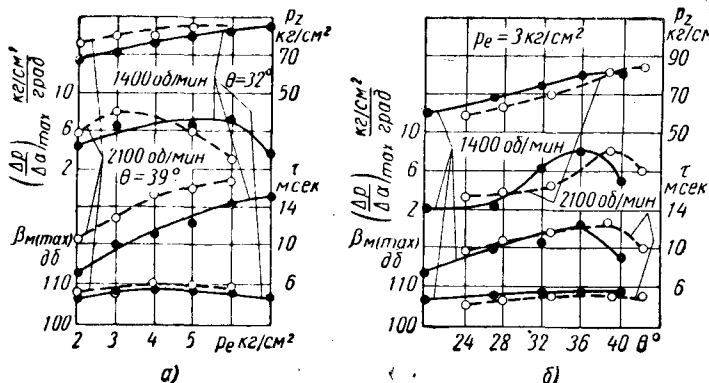


Рис. 4. Зависимость параметров шума и индикаторного процесса двигателя ОД-ЯМЗ от нагрузки (а) и угла опережения впрыска (б).

мгновенный уровень шума составляет 87 дБ при 1400 об/мин и 94 дБ при 2100 об/мин.

Практически такие мгновенные уровни шума перед процессом сгорания отмечаются на всех нагрузочных режимах работы двигателя, а также при прокручивании коленчатого вала двигателя электродвигателем. Повышение уровня шума перед процессом сгорания при увеличении числа оборотов двигателя происходит в результате повышения интенсивности вибраций. Во время процесса сгорания возникает интенсивный скачок мгновенного уровня шума, который превышает мгновенные уровни шума перед процессом сгорания на 20—23 дБ при 1400 об/мин и на 13—16 дБ при 2100 об/мин. Из такого анализа импульсов шума во время процесса сгорания, например двигателя ОД-ЯМЗ, следует, что при малом числе оборотов работа двигателя будет ощущаться как более жесткая, особенно при больших нагрузках из-за большей длительности импульса шума.

Аналогичные зависимости установлены и для других испытывавшихся двигателей. По данным рис. 5, где приведена зависимость  $\Delta\beta_M$  от нагрузки, видно, что лучшие результаты по этому показателю имеет вихрекамерный двигатель ОД-6, наихудшие — ОД-ЯМЗ при работе с малой нагрузкой и ОД-17 при работе с большой нагрузкой. Не велики значения  $\Delta\beta_M$  для карбюраторного двигателя (11—12 дБ при полной нагрузке).

Характер протекания кривых длительности импульса шума во время процесса сгорания у всех исследованных двигателей

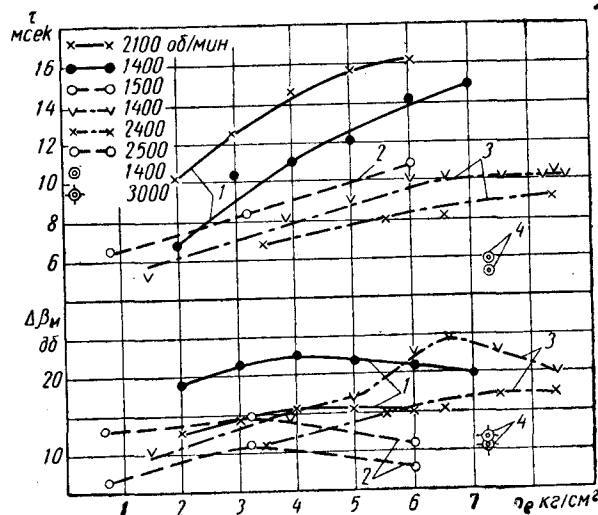


Рис. 5. Зависимость параметров шума  $\Delta\beta$  и  $\tau$  от нагрузки для различных двигателей:  
1 — ОД-ЯМЗ; 2 — ОД-6; 3 — ОД-17; 4 — ОДК.

помощью предлагаемого метода исследования можно давать объективную оценку шуму от процесса сгорания, производить анализ причин шумности двигателя и определять наиболее рациональные пути ее уменьшения.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Бредбери К. Г., «ИМЕ Просидинг», т. 1, № 1, 1952.
2. «Мотор Транспорт», т. 92, № 2794, 31/X, 1958.
3. Беттгер И., «Крафтфарцейтехник» № 9, 1955.
4. Зинченко В. И., Шум судовых двигателей, Судпромгиз, 1957.
5. Славин И. И., Производственный шум и борьба с ним, Профиздат, 1955.
6. Маурер С., «Фау Де И», т. 98, 1956.
7. Хоккель Х. Л., «САИ Препринт», т. 34, 1957.
8. Тнззер Ф. Г., Минтц Ф., «ЯАСА», т. 24, № 1, 1952.
9. Штойдель И., «Хохфреквенцтехник унд Электроакустик» т. 4, 1933.

# Контроль перпендикулярности граней и ребра лопасти гидронасоса

В. В. ГОРЛОВ

Московский автозавод имени Лихачева

**ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ** лопастного насоса во многом зависит от достаточно точного контакта ребра и граней лопасти с внутренним эллипсообразным профилем статорного кольца и торцовыми крышками. В связи с этим допуск на перпендикулярность ребра лопасти к ее граням ограничивается (рис. 1).

Допустимая неперпендикулярность поверхности  $P_2$  относительно ребра, образуемого пересечением поверхностей  $P_1$  и  $P_3$ , не более 0,004 мм.

Заготовка изделия из листового материала (сталь П18 быстрорежущая) многократно обрабатывается на плоскошлифовальных станках, после чего подвергается термической обра-

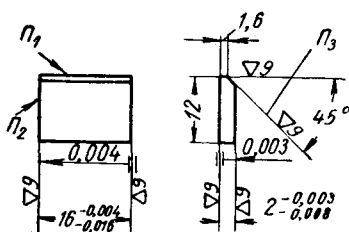


Рис. 1.

ботке до твердости RC 58-62. Затем изделие еще раз шлифуется по всем плоскостям и передается на специальный доводочный станок, где притирается пастой (диаметр зерна не более 0,05 мм).

Последней операцией обработки изделия является снятие фаски под углом 45° в специальном приспособлении на шлифовальном станке.

После мойки изделие подается на окислительный контроль измеряемым прибором.

Малые габаритные размеры изделия очень затрудняют измерение допускаемой величины неперпендикулярности. Многочисленные попытки использовать контрольные приспособления с недостаточной жестким базированием проверяемой детали и применением технических средств измерения типа индикаторов и миниметров не дали удовлетворительных результатов.

Большим тормозом в решении данного вопроса является также температурное влияние на измеряемое изделие от руки контролера.

В описываемой конструкции прибора, созданного и внедренного на Московском автозаводе имени Лихачева, удачно преодолены эти трудности (рис. 2).

На плите 1 в призматических направляющих 2 и 3 перемещается на шариках каретка 4. Одна из направляющих 3 — регулируемая, что позволяет добиться легкости перемещения каретки при отсутствии качки и перекосов. К каретке прикрепляется планка 5 с сухарем 6 и прижимом 7, поверхности С и Д которых являются базовыми при установке изделия 8.

Поверхность Д, на которую опирается ребро изделия, оснащена твердым сплавом.

Для установливания изделия на сухарь 6 каретка при повороте рукоятки 9 и сидящего на одной оси с ней эксцентрика 10 отводится от качалки 11 с наконечниками 12. После установливания изделия 8 каретка возвращается в рабочее положение под действием пружины 13. Скользящим роликом 14, рычага 15 по скосам поверхностей упора 16 обеспечивается зажим изделия роликом 17 под действием пружины 18.

Наконечники 12 качалки 11 вращаются на регулируемых шариковых шарнирах 19, ось вращения которых проходит через середину расстояния между рабочими поверхностями наконечника 12. Это обеспечивает высокую чувствительность прибора.

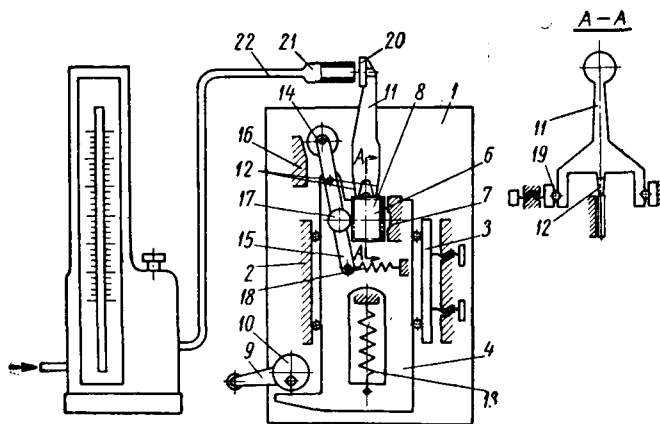


Рис. 2.

Изделие, упираясь гранью в обе рабочие поверхности наконечника 12 в зависимости от имеющейся неперпендикулярности этой грани к ребру, опирающемуся на плоскость Д прижима 7, поворачивает качалку 11 вокруг оси.

От этого изменяется зазор между наконечником 20, сидящим на длинном плече качалки, и соплом 21, к которому через резиновый шланг 22 подсоединяется пневматический длинномер, выпускаемый заводом «Калибр». Соотношение плеч качалки 1:5.

Прибор настраивается по эталону, в качестве которого служат аттестованные в Центральной измерительной лаборатории отобранные изделия с отклонениями от перпендикулярности, находящимися на границе верхнего (+) и нижнего (—) допусков изделия.

Аттестация эталонов на оптиметре производится в призме по конструкции, не отличающейся базовыми поверхностями от прибора. Точность эталонов 0,0003 мм.

Погрешность измерения изделия на приборе составляет 0,0005 мм.

Так как прибор управляется одной рукояткой, производительность его составляет около 800 шт. в час. Это позволило контролировать все изделия в цехе непосредственно на рабочем месте, а не выборочно универсальными методами в измерительной лаборатории, как это делалось ранее.

## Приспособление для закрывания отверстий при испытании автомобильных деталей на герметичность

П. И. РЯБУШКИН

Московский автозавод имени Лихачева

**В** НАСТОЯЩЕЕ время разработана и внедрена конструкция пневматического приспособления для закрывания отверстий при испытании на герметичность шлангов в сборе со штуцерами (см. рисунок).

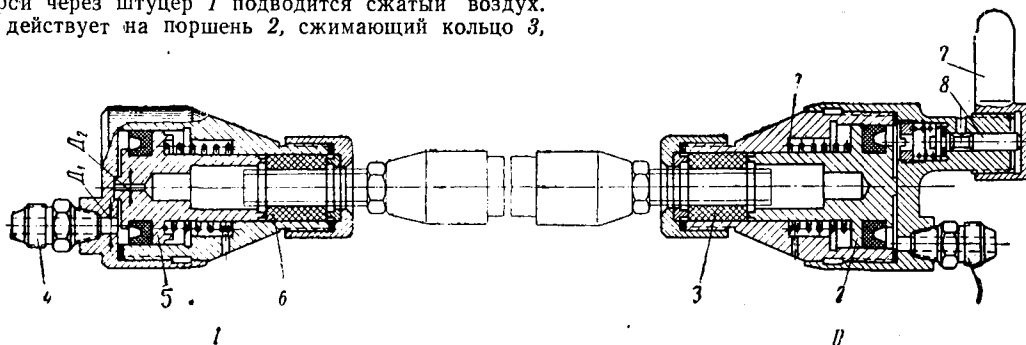
Приспособление состоит из двух заглушек I и II. Для испытания деталей и узлов со сквозным отверстием работают обе заглушки, а с глухим отверстием — одна заглушка I. Во втором случае, как и в заглушке II, просверливается отверстие  $D_2$ .

Принцип работы приспособления заключается в следующем: на один конец испытываемого шланга устанавливается заглушка I, к которой через штуцер 1 подводится сжатый воздух. Этот воздух действует на поршень 2, сжимающий кольцо 3,

После испытания шланга заглушки снимаются поочередно: на заглушке I поворачивают гайку 7 на  $1/4$  оборота, эта гайка, действуя на золотник 8, соединяет надпоршневую полость с атмосферой. Пружина 9 возвращает поршень 2 в исходное положение.

После снижения давления сжатого воздуха с поршня 5 снимается заглушка II.

Приспособление снижает трудоемкость закрывания отверстия и заполнения сжатым воздухом испытываемой полости детали примерно в 5—7 раз и облегчает труд контролера.



изготовленное из резины средней твердости. Кольцо обжимает трубку испытываемого шланга и обеспечивает герметичность закрывания отверстия сдиого конца. На второй конец устанавливается заглушка II, к которой также через штуцер 4 подводится сжатый воздух. Этот воздух через поршень 5 сначала сжимает резиновое кольцо 6, а затем через отверстие  $D_2$  заполняет испытываемый шланг. Очередность обжатия и заполнения происходит за счет подбора сечений отверстий  $D_1$  и  $D_2$ .

Приспособление испытано на различных режимах работы при давлении воздуха от 4 до 20  $кг/см^2$ . Результаты испытаний положительные. Габариты и вес примерно такие же, как и в конструкции с винтовым и эксцентриковым зажимами, а в некоторых случаях могут быть меньшими.

При небольших изменениях в конструкции данный тип приспособления можно использовать для закрывания отверстия по его внутренней поверхности.

## Испытание двойных баллонов в пневматических подвесках автобуса

Р. А. АКОПЯ

Львовский автобусный завод

**НА** ЛЬВОВСКОМ автобусном заводе были исследованы двойные баллоны диаметром 250 и 300 мм. Испытание двойных баллонов проходило по двум направлениям: выявление работ двойного баллона, исследование особенностей характеристики двойного баллона.

Из рис. 1 видно, что при малых диапазонах деформации баллон с объемом резервуаров, не превышающим 14 л, имеет более мягкую характеристику, чем при больших деформациях, захватывающих крутой участок характеристики. Обратное явление свойственно характеристикам баллона, объемом резервуаров которого превышает 14 л. Без резервуара приращение давления при деформации значительное. Прогрессивное возрастание жесткости обусловлено как свойством воздуха, так и конфигурацией арматуры баллона.

Благодаря автоматической коррекции высоты баллона под статической нагрузкой с помощью регуляторов, исходная высота остается неизменной при увеличении нагрузки, а давление в баллоне меняется пропорционально нагрузке (без выравнивающего устройства характеристика баллона искажается при изменении температуры от  $-20$  до  $+50^\circ$  до 30%).

Коррекция высоты баллона в зависимости от нагрузки позволяет использовать желательный участок характеристики и обуславливает высокую энергоемкость по сравнению с другими видами упругих элементов.

С уменьшением избыточного давления при достаточных деформациях уменьшается жесткость баллона (особенно при малом объеме резервуара), а при постстатических деформациях жесткость несколько возрастает.

С увеличением нагрузки (и соответственно давления) при постоянной высоте баллона значение статического прогиба (в пределах  $\pm 50$  мм от статического положения) остается примерно одинаковым. Статические характеристики баллона не совпадают с динамическими.

Допускают, что в процессе деформации состояние воздуха определяется формулами адиабатического цикла.

В действительности в зависимости от скорости перемещения процесс сжатия воздуха характеризуется формулами политропического цикла и только в частном случае формулами адиабатического цикла. В связи с изложенным выше представляет интерес экспериментальное исследование этого явления с помощью специальной установки.

К одному из фланцев 1 баллона 2 прикрепляется с помощью болтов крышка 3 с приваренной резьбовой втулкой (рис. 2). На втулку наворачивается мембрана 4 с наклеенными тензодатчиками 5 сопоставления. При изменении давления внутри баллона мембрана деформируется и воздействует на тензодатчики.

Для получения динамических характеристик применялся станок, позволяющий проводить деформации баллона с различными прогибами (регулировка плеча кулисы) и периодами полных колебаний, соответствующих 60, 90, 120 кол/мин (с помощью трехскоростной ременной установки).

Результаты измерений статических и динамических жесткостей позволяют определить значение коэффициента политропы. Средние значения коэффициента политропы 1,39. При 60 кол/мин значение коэффициента политропы несколько

меньше, при 120 кол/мин несколько больше. Экспериментальные динамические характеристики получены при частоте колебаний 90 кол/мин, избыточном давлении в баллоне 2; 3; 4 кг/см<sup>2</sup>, а емкости резервуаров 0,14 и 90 л.

Анализируя полученные характеристики, можно прийти к следующим выводам.

С увеличением давления в баллоне при постоянной его высоте под статической нагрузкой динамическая характеристика протекает круче. С увеличением объема резервуара относительно уменьшается влияние динамического эффекта, что позволяет при больших резервуарах использовать формулы

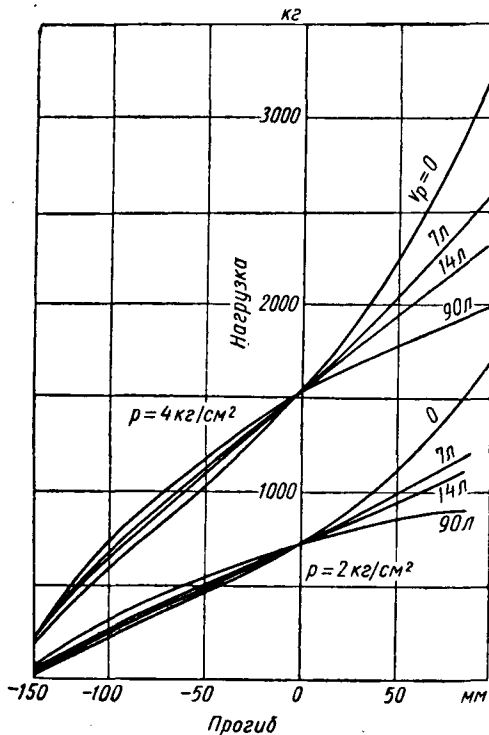


Рис. 1. Статические характеристики двойного баллона размером 300×200 мм с объемами резервуаров 0; 7; 14; 90 л и давлениями под статической нагрузкой 2 и 4 кг/см<sup>2</sup>.

изотермического процесса. Пренебрегать значением динамического эффекта для резервуаров с малым объемом не следует во избежание значительных искажений расчетов при пользовании формулами изотермического цикла.

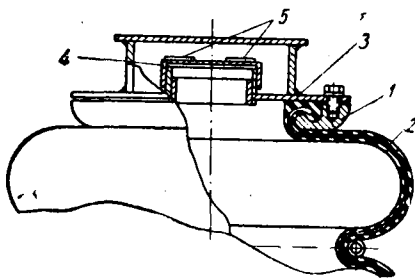


Рис. 2. Устройство для измерений динамических давлений.

Динамический эффект повышает жесткость в пределах до-статических и послестатических деформаций.

Резервуар должен находиться вблизи от баллона, чтобы не создавалось дополнительное сопротивление протеканию воздушного потока, увеличивающее жесткость баллона и, следовательно, частоту собственных колебаний поддресоренной массы.

Параметры, характеризующие воздухопроводы, которые соединяют упругие элементы с резервуаром, не выяснены. Рекомендуемые данные в зарубежных технических журналах разноречивы (в одних случаях считают, что в воздухопроводах длиной 600 мм и сечением 25,4 мм дросселирование воздуха не наблюдается; по другим данным рекомендуется

использовать для предупреждения дросселирования воздуха воздухопровод длиной 200 мм и сечением 50 мм). На Львовском автобусном заводе были проведены экспериментальные исследования этого явления на описанной установке. Было выявлено, что для прогибов подвески ±50 мм при длине трубопровода 400 мм (сечение 29 мм) в процессе колебаний изменения жесткости не наблюдалось. Заметные искажения динамических характеристик в этих условиях наблюдались при диаметре трубопровода 15 мм.

При прогибах ±50 мм и давлении под статической нагрузкой 2 ати в баллоне, подсоединенном к резервуару объемом 14 л трубопроводами с проходными сечениями 29; 10; 4 мм, разность между максимальным и минимальным давлениями в баллоне возрастает с 0,68 ати (диаметр 29 мм) до 1,06 ати. Эта же разность давлений в баллоне с трубопроводом диаметром 29 мм и с непосредственно подсоединенным резервуаром емкостью 7 л равна 0,84 ати, а без резервуара 1,66 ати. Как конфигурация фланцев, так и форма радиусной части профиля баллона обуславливают изменения характеристик баллона. Уменьшение свеса увеличивает прогрессивность характеристики. Изменением свеса баллонов можно получить меньшую жесткость без соответствующего увеличения объема резервуара. Это объясняется тем, что изменение объема резервуара в двойных баллонах происходит как в средней цилиндрической, так и в торообразной части баллона.

Количество меняющегося воздуха в подвеске зависит от перепада давлений между атмосферным давлением в баллоне, перепада давлений между давлением в ресивере тормозной системы и в баллоне, периода колебаний, абсолютных величин дроссельных отверстий регулятора и их отношения, объема резервуара.

Испытания с этой целью проводились на станке с резервуарами 0,14 и 90 л при избыточных давлениях 1; 2; 3; 4 ати внутри баллона, имеющего размеры 300×200 мм.

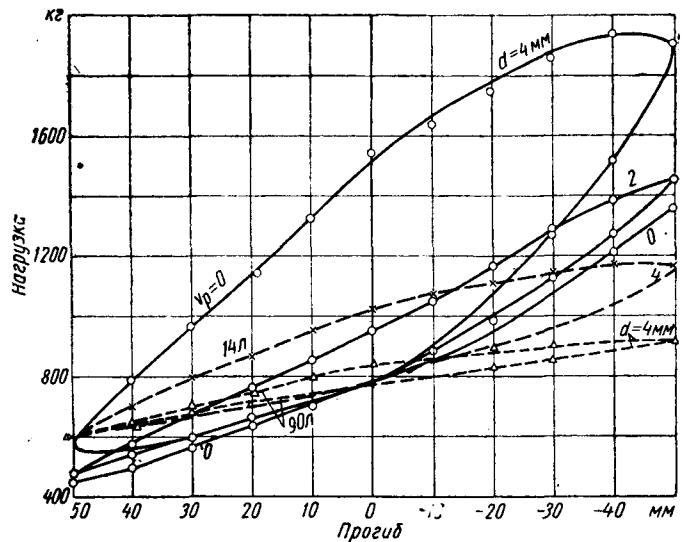


Рис. 3. Характеристика баллона с учетом влияния регулятора для периода 1 сек ( $p_{изб} = 2$  ати).

Периоды колебаний соответственно были равны 0,5; 0,67 и 1,0 сек. Амплитуда колебаний ±50 мм. Давление в пневматической системе ресивера равнялось в одном случае 6 ати в другом — 7 ати.

В установку включался регулятор ЛАЗ. Неактивный ход в регуляторе был сведен до 3 мм и поэтому не мог существенно искажать значений измеряемых давлений. Диаметры калиброванных отверстий и отношение их площадей подобраны теоретическим путем из условия равенства секундных расходов при отбое и сжатии, а также проверены экспериментально.

Расшифровывая с помощью калибровочной кривой величины давлений и зная текущие значения эффективных площадей в зависимости от прогиба (прогиб записывался с помощью реохордного датчика), можно получить характеристики баллона.

Полученные характеристики баллона приведены на рис. 3, они напоминают по форме гистерезисные петли.

С уменьшением диаметров калиброванных отверстий петля суживается, а при диаметрах, меньших 2 мм, сливается в прямую линию, т. е. дополнительная жесткость приближается к нулю.

Изменение давлений в пневматической системе ресивера с 7 до 6 атм не привело к существенным изменениям характеристик баллона с начальным давлением 1; 2; 3; 4 атм. Расшифровка и анализ кривых позволяют сделать следующие выводы:

С уменьшением периода колебаний уменьшается влияние изменения количества воздуха на характеристику баллона.

С увеличением резервуара влияние изменения количества воздуха в баллоне на характеристику уменьшается.

Увеличение диаметров дроссельных отверстий свыше 2 мм приводит к значительному изменению характеристики двойного баллона.

На основе изложенных особенностей характеристик двойного баллона можно сделать следующие выводы:

1. Для уменьшения жесткости необходим перегиб характеристики в области малых деформаций, так как при соответствующей статической стреле прогиба жесткость баллона будет чрезмерной. Достигнуть этого можно изменением объема резервуара; подбором конфигурации фланцев, выбором давления под статической нагрузкой.

2. Для получения реальной картины необходимо использовать в расчетах динамические характеристики. При больших резервуарах замена динамической характеристики статической не приводит к существенным ошибкам.

3. Увеличение объема резервуара с целью снижения жесткости свыше жесткости трехкратного объема баллона нецелесообразно (собственные частоты колебаний при этом равны 70—100 кол/мин).

4. При малых диаметрах дроссельных отверстий регулятора (без замедлителя) и больших резервуарах можно пренебречь влиянием изменения количества воздуха на характеристику двойного баллона.

5. Для предотвращения дросселирования воздуха в соеди-

нительных трубопроводах резервуара и баллона необходимо выбирать диаметры трубопроводов больше 20 мм при длине до 400 мм.

6. Полученные данные дают возможность рекомендовать двойные баллоны диаметром 250, 300 мм для использования в подвесках отечественных автобусов, троллейбусов, грузовых автомобилей, поскольку диапазон возможных характеристик практически неограничен.

Исследование свободных колебаний поддресоренной массы на двойных баллонах производили на базе колебательной системы, состоящей из кузова (поддресоренные части), и упругого пневматического элемента. Жесткостью шин и величиной неподдресоренных масс пренебрегали.

В отличие от обычной схемы при исследовании свободных колебаний на упругом пневматическом элементе с переменной характеристикой в схему колебательной системы был введен регулятор без замедлителя.

Для определения периода и формы колебаний были использованы известные методы решения.

Совмещенные кривые перемещения ускорений поддресоренных масс с различными начальными их отклонениями и резервуарами подвески приведены на рис. 4.

Анализ кривых перемещений ускорений поддресоренных масс с применяемыми на автобусе ЛАЗ-695 двойными баллонами размером 300×200 мм позволяет сделать следующие выводы:

1. С возрастанием величины резервуара подвески увеличивается период ее колебания.

2. Отношение полупериода собственных колебаний с положительной амплитудой к полному периоду колебаний уменьшается с ростом начального отклонения поддресоренных масс при малых резервуарах упругого элемента и увеличивается при больших резервуарах.

3. Период свободных колебаний увеличивается, а ускорение уменьшается с увеличением статической нагрузки (при постоянной высоте баллона) более резко при малых резервуарах и больших отклонениях и незначительно при больших резервуарах.

4. Период свободных колебаний уменьшается с увеличением первоначального отклонения более резко при малых резервуарах и практически незначительно при больших резервуарах (рис. 5).

5. Полупериоды положительных амплитуд с увеличением статической нагрузки увеличиваются особенно заметно при малых резервуарах и несколько уменьшаются с увеличением отклонения.

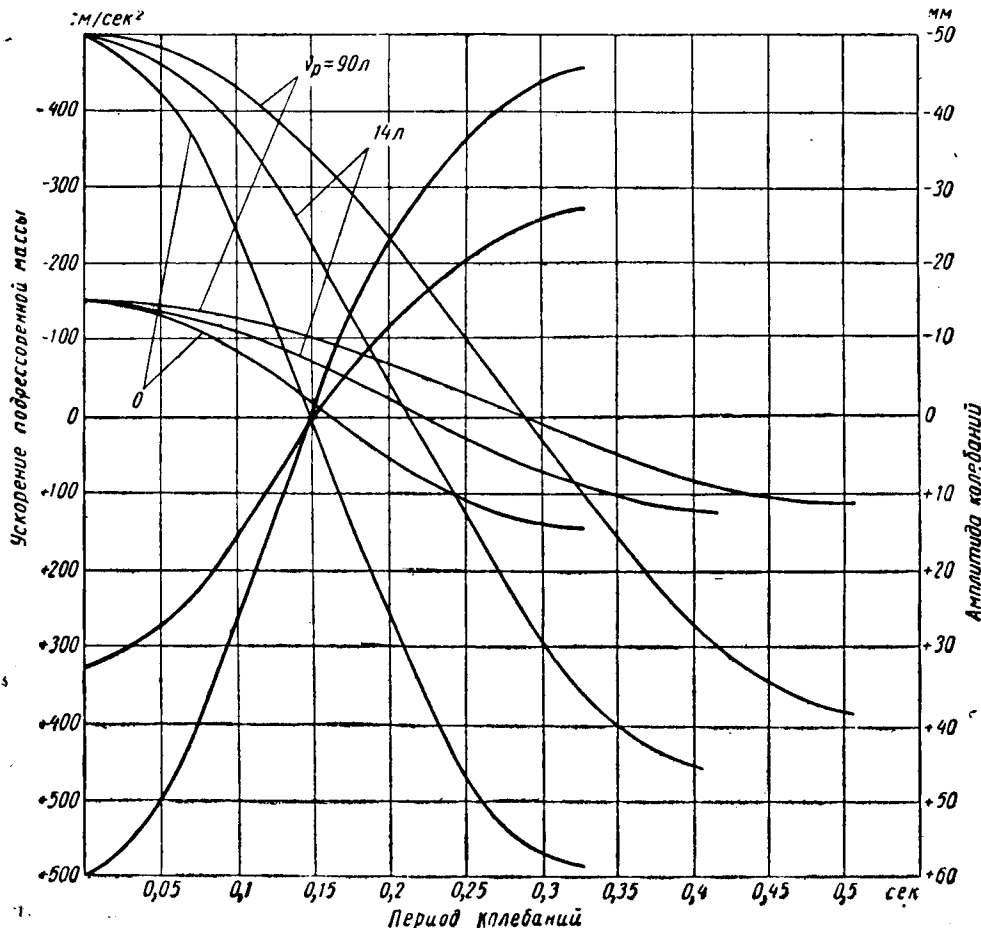


Рис. 4. Графики изменения амплитуд и ускорений поддресоренной массы при давлениях под статической нагрузкой 4 атм в зависимости от величины первоначального отклонения и объема резервуара.

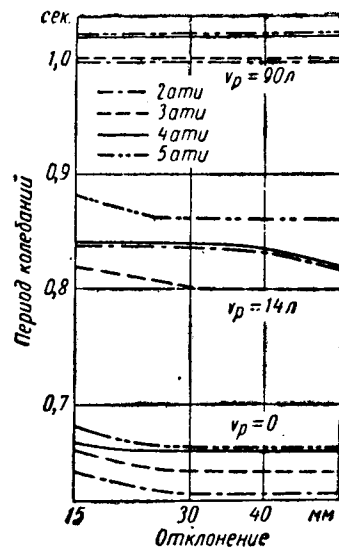


Рис. 5. Зависимость периода колебаний баллона размером 300×200 мм от начального отклонения поддресоренных масс.

6. Период свободных колебаний уменьшается, а ускорения увеличиваются при увеличении высоты баллона от исходной высоты 200 мм (при увеличении высоты баллона в 1,2 раза

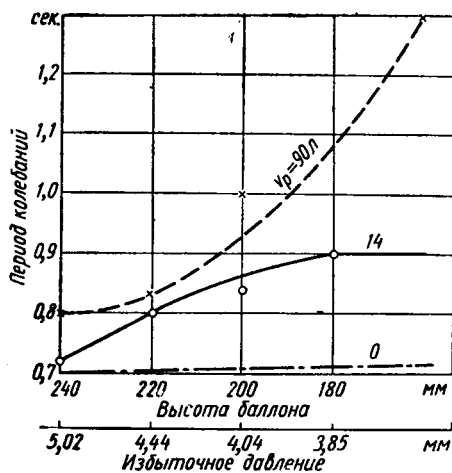


Рис. 6. Зависимость периода колебаний подрессоренной массы 1,6 кг/сек<sup>2</sup>/см с амплитудой  $\pm 3,0$  см от высоты баллона диаметром 300 мм.

период уменьшается на 20%) и увеличивается при уменьшении высоты баллона до 7% (рис. 6)<sup>1</sup>.

Рассмотрим колебания подрессоренной массы на двойном баллоне с регулятором без замедлителя.

Анализируя процесс колебания на участке сжатия упругого элемента, можем предполагать, что в упругий элемент через дроссельное отверстие регулятора начинает входить сжатый воздух. Получаем избыточную силу, препятствующую перемещению колеблющейся массы и сокращающую амплитуду сжатия. В дальнейшем при перемещении массы вверх до нейтрального положения колебательной системы (от  $\frac{\pi}{2\omega}$  до  $\frac{\pi}{\omega}$ )

сжатый воздух продолжает подаваться в упругий элемент, однако избыточная сила на этом интервале стремится ускорить перемещение колеблющейся массы вверх, а не препятствовать перемещению, как в интервале от 0 до  $\frac{\pi}{2\omega}$ .

После перехода колеблющейся массы нейтрального положения в интервале от  $\frac{\pi}{\omega}$  до  $\frac{3\pi}{2\omega}$  начинается истечение воздуха из упругого элемента в атмосферу, связанное с уменьшением избыточной силы, накопленной за интервал времени от 0 до  $\frac{\pi}{\omega}$ . Отметим, что избыточ-

ная сила продолжает ускорять перемещение вверх колеблющейся массы, хотя и уменьшается по величине. Наконец, в интервале времени от  $\frac{3\pi}{2\omega}$  до  $\frac{2\pi}{\omega}$  избыточная сила препятствует перемещению колеблющейся массы вниз и полностью иссякает при нейтральном положении колеблющейся массы. Дальнейший процесс колебания протекает аналогично.

Основное отличие исследуемых колебаний от колебаний других видов заключается в том, что в колебательной системе имеется внешний источник энергии (энергия сжатого воз-

духа ресивера пневматической системы). Избыточная сила появляется только при взаимодействии движений в колебательной системе. Энергия сжатого воздуха ресивера сама по себе не зависит от времени и могла бы отдаваться постоянно, но вследствие обратной связи колебательной системы эта энергия создает периодическую силу, где период определяется свойствами системы.

Чтобы не впасть в ошибку, отметим, что эта система не является автоколебательной, хотя в известных условиях может стать ею (неправильный подбор диаметров дроссельных отверстий и их отношений и длины трубопроводов).

На рис. 7 совмещены кривые колебаний и ускорений  $j$  подрессоренной массы с резервуарами 0; 14; 90 л при начальном отклонении 50 мм и диаметрах дроссельных отверстий регулятора 0; 2; 4; 8 мм.

Исследования показали следующее:

Форма колебаний при отсутствии резервуара и при диаметрах дроссельных отверстий  $d > 2$  мм значительно изменяется по сравнению с формой колебаний подрессоренной массы при тех же начальных условиях без учета влияния регулятора.

Значительно сокращаются амплитуды сжатия и увеличиваются амплитуды отбоя (при рассмотрении явления единичного колебания с процесса отжатия) с диаметрами дроссельных отверстий  $d > 2$  мм и, наоборот, при рассмотрении процесса колебаний с процесса отбоя.

Влияние дроссельных отверстий регулятора до  $d = 2$  мм при наличии резервуаров свыше 14 л на баллон и перепадах давлений от ресивера тормозной системы к баллону

$\frac{P}{P_0} < 0,528$  и от баллона в атмосферу  $\frac{P}{P_0} < 0,528$  незначительно.

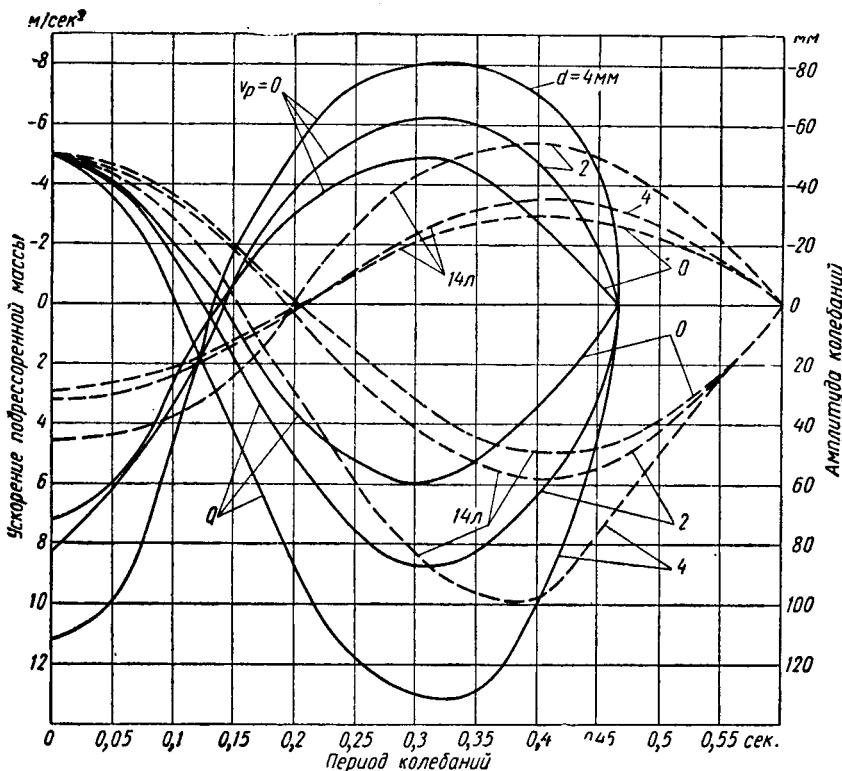


Рис. 7. Формы кривых колебаний подрессоренной массы с регулятором без замедлителя.

Колебания подрессоренной массы происходит не относительно оси, соответствующей высоте баллона под статической нагрузкой, а относительно динамической оси, расположенной выше или ниже статической оси в зависимости от того, рассматривается цикл колебаний с процесса отжатия или с отбоя, причем абсолютная величина отклонений пропорциональна полупериоду колебаний, перепадам давлений, диаметрам дроссельных отверстий.

<sup>1</sup> Р. А. Акопян «Автомобильная промышленность» № 6, 1960.



## Влияние поверхностной закалки на выносливость кожуха полуоси заднего моста автомобиля

Б. И. АЛЕКСАНДРОВ, П. А. МИШИН, С. Н. ДРОЗД,

Ф. П. ВАСИЛЕЦ

Институт машиноведения АН БССР, Минский автозавод

**ДЛЯ УСТАНОВЛЕНИЯ** эффективности поверхностной закалки были проведены сравнительные статические и циклические испытания кожухов из стали 40ХН (серийные) и из стали 45, закаленных с нагревом т. в. ч.

Серийные кожухи из стали 40ХН (рис. 1) изготавливаются из трубных заготовок размером  $96 \times 15 \times 845$  мм.

Отобранные для испытаний детали имели твердость  $HV\ 241-269$ , предел прочности  $81-87\ \text{кг/мм}^2$ , предел текучести  $46-48\ \text{кг/мм}^2$ , ударную вязкость до  $9,3\ \text{кгм/см}^2$ .

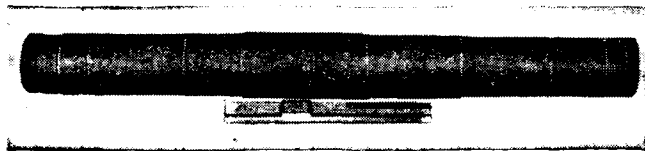


Рис. 1. Общий вид кожуха полуоси.

Для изготовления кожухов из стали 45 применялись трубные заготовки размером  $96 \times 15 \times 845$ .

Технология изготовления кожухов из стали 45 включала токарную обработку с припусками под шлифовку шеек, поверхностную закалку с нагревом т. в. ч. и отпуск (если последний делался), рихтовку и шлифование шеек.

Нагрев под закалку проводился с использованием машинного генератора ПВВ-100—8000 и универсально-закалочного станка. Режим нагрева: напряжение  $380\ \text{в}$ , мощность  $85\ \text{квт}$ , число первичных витков трансформатора 7, скорость закалки  $7,6\ \text{мм/сек}$ .

Отпуск кожухов производился в шахтной печи с принудительной циркуляцией воздуха.

Твердость на поверхности кожухов после закалки т. в. ч.  $RC\ 60-62$ . Общая глубина зоны полиой закалки и переходной зоны составляла около  $4\ \text{мм}$ . Микроструктура закаленной зоны представляла собой мартенсит, а переходной зоны — троостомартенсит и феррит, сердцевина — перлит и феррит.

После отпуска при  $180^\circ$  твердость у поверхности кожухов не изменялась. После отпуска при  $280^\circ$  в поверхностных слоях произошел распад мартенсита, образовался троостит и твердость у поверхности снизилась до  $RC\ 48-50$ .

Распределение тангенциальных остаточных напряжений в зависимости от температуры отпуска определялось путем последовательных обточек колец, вырезанных из кожухов. В результате закалки в наружном слое толщиной около  $3\ \text{мм}$  образуются сжимающие напряжения, достигающие на поверхности  $80-85\ \text{кг/мм}^2$ . С увеличением расстояния от поверхности (свыше  $3\ \text{мм}$ ) сжимающие напряжения переходят в растягивающие, наибольшее значение которых  $33\ \text{кг/мм}^2$  находится на глубине около  $4,5\ \text{мм}$ , после чего их величина уменьшается (рис. 2).

Последующий за закалкой отпуск при  $180^\circ$  вызывает выравнивание напряжений в поверхностной зоне за счет снижения максимального напряжения у поверхности до  $44\ \text{кг/мм}^2$  и некоторого увеличения сжимающих напряжений в более глубоких слоях. При этом снизилось также максимальное растягивающее напряжение до  $20\ \text{кг/мм}^2$ .

Отпуск при температуре  $280^\circ$  еще больше снижает максимальные значения растягивающих и сжимающих напряжений. Особенно сильно падают сжимающие напряжения у поверх-

ности (почти до нуля), а под поверхностным слоем еще сохраняются сжимающие напряжения около  $24\ \text{кг/мм}^2$ .

Перед испытаниями на циклическую прочность на каждый кожух напрессовывали три втулки (рис. 3). Две крайние втулки были установлены для того, чтобы не было овализа-

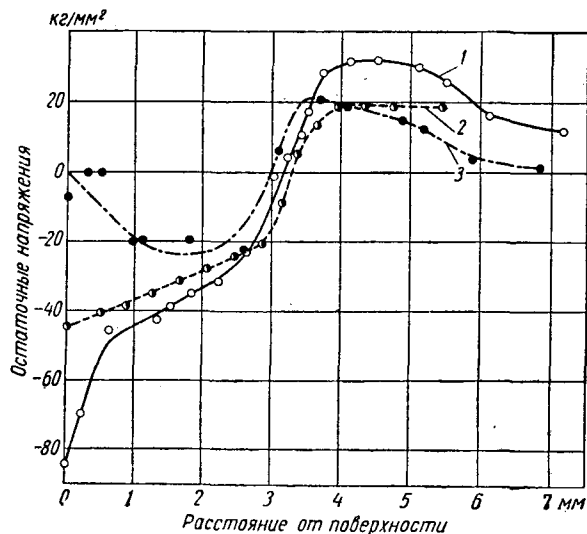


Рис. 2. Распределение остаточных напряжений в кожухах из стали 45 после закалки т. в. ч. в зависимости от температуры отпуска:

1 — без отпуска; 2 — отпуск при  $180^\circ$  за 1,5 часа; 3 — отпуск при  $280^\circ$  за 1,5 часа.

ции концов кожуха при испытании. Длина средней втулки была  $125\ \text{мм}$ , наружный диаметр  $128\ \text{мм}$ , натяг при посадке ее на шейку кожуха составлял  $0,08-0,10\ \text{мм}$ .

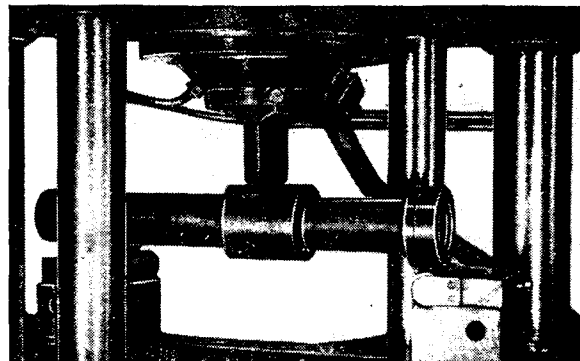


Рис. 3. Установка кожуха на машине при испытаниях на выносливость.

Испытание производилось на универсальной 100-тонной гидравлической машине с пульсатором, имеющим интервал

нагрузок от 5 до 50 т, при частоте 400 циклов в минуту. Кожух устанавливался на опоры двумя крайними втулками, а нагрузка прикладывалась через пуансон посредине средней втулки, напрессованной на кожух.

При испытании были приняты для всех кожухов максимальное усилие 18 500 кг, минимальное — 6000 кг.

Результаты испытания всех кожухов на выносливость приведены в табл. 1.

Таблица 1

Марка стали	Термическая обработка	Твердость НВ и КС	Количество циклов нагружения	Результат испытания	
				Результат	испытания
40ХН	Состояние поставки	255	948 900	Разрушился	.
		255	320 500		
		255	435 100		
		229	306 000		
		229	841 000		
			570 100		
			(среднее)		
45	Сквозная закалка при 850°, вода, отпуск при 580° за 1,5 часа	229	155 000	.	.
		229	93 800		
			124 400		
			(среднее)		
45	Закалка т. в. ч.	61	5 × 10 <sup>6</sup>	Не разрушился	То же
		62	5 × 10 <sup>6</sup>		
		61	5 × 10 <sup>6</sup>		
45	Закалка т. в. ч, отпуск при 180° за 1,5 часа	60	4 × 10 <sup>6</sup>	.	.
		60	5 × 10 <sup>6</sup>		
		62	5 × 10 <sup>6</sup>		
45	Закалка т. в. ч., отпуск при 280° за 1,5 час.	51	2 120 150	Разрушился	.
		48	300 100		
		48	272 600		
			897 600		
			(среднее)		

Все серийные кожухи из стали 40ХН при испытании разрушились после 306 000 — 948 900 циклов.

Трещина усталости начиналась у края средней втулки и распространялась по окружности.

Все кожухи из стали 45 после улучшения также разрушились и показали меньшую долговечность, чем серийные — всего 93 800 — 155 000 циклов.

Все при кожуха из стали 45 после закалки т. в. ч. и отпуска при 280° за 1,5 часа также разрушились после 272 000 — 2 120 150 циклов. Трещина также начиналась у края втулки и шла по окружности.

Кожухи из стали 45 после закалки т. в. ч. без отпуска и из стали 45 после закалки т. в. ч. с отпуском при 180° за 1,5 часа выдержали без разрушения 5 млн. циклов.

Полученные данные показывают, что кожухи из стали 45 в состоянии после поверхностной закалки т. в. ч. и в состоянии после поверхностной закалки т. в. ч. и отпуска при 180° за 1,5 часа обладают более высокой выносливостью, чем серийные. Срок службы этих кожухов при равных условиях нагружения примерно в 10 раз выше, чем серийных из стали 40ХН.

Короткий срок службы кожухов из стали 45 после закалки т. в. ч. и отпуска при 280° за 1,5 часа объясняется снятием сжимающих напряжений у поверхности при таком режиме отпуска (рис. 2, кривая 3).

Статические испытания на изгиб проводились на универсальной гидравлической машине. Кожух опирался двумя крайними втулками на опоры траверсы, расположенные на расстоянии 510 мм одна от другой, а нагрузка через пуансон прикладывалась к средней втулке.

Кожухи из стали 40ХН в состоянии поставки дали среднее значение предела пропорциональности при изгибе 61,8 кг/мм<sup>2</sup>, При дальнейшем нагружении до 50 т и остаточном прогибе свыше 20 мм эти кожухи не дали разрушения (табл. 2).

Таблица 2

Марка стали	Термическая обработка	Максимальная нагрузка в кг	Напряжение в кг/мм <sup>2</sup>		Результат испытания
			$\sigma_p$	$\sigma_{разр}$	
40ХН	Состояние поставки	51 000	64,5	—	Не разрушился
		47 000	59,2	—	
		—	61,8	—	
45	Закалка с нагревом т. в. ч.	39 000	32,3	104,9	Разрушился
		43 000	32,3	115,7	
		43 200	32,3	116,2	
		41 700	32,3	112,2	
45	Закалка т. в. ч., отпуск при 180° за 1,5 часа	65 000	43,0	174,8	.
		48 000	43,0	131,3	
		64 400	43,0	173,2	
		59 400	43,0	159,8	

Кожухи из стали 45 после закалки т. в. ч. показали предел пропорциональности 32,3 кг/мм<sup>2</sup>, разрушение наступало при 104,9—116,2 кг/мм<sup>2</sup>.

Кожухи из стали 45 в состоянии после закалки т. в. ч. и отпуска при 180° за 1,5 часа показали значение предела пропорциональности 43,0 кг/мм<sup>2</sup>, номинальное значение предела прочности при изгибе составило 131,3—174,8 кг/мм<sup>2</sup>.

Полученные данные показывают, что в условиях концентрации напряжений, вызванной наличием галтели и напрессовкой втулки, кожухи из стали 45 после закалки т. в. ч. и отпуска при 180° за 1,5 часа дают более высокие характеристики статической прочности и пластических свойств.

Минский автозавод перешел на изготовление кожухов из стали 45 взамен стали 40ХН с декабря 1959 г. Ввиду того что низкий отпуск после закалки т. в. ч. не оказывает существенного влияния на циклическую прочность кожухов, а по статической прочности имеется значительный запас, в производстве принят процесс закалки кожухов без последующего низкого отпуска, что сводит к минимуму расходы на термообработку.

Внедрение стали 45 вместо стали 40ХН для изготовления кожухов полуосей наряду с увеличением долговечности значительно снижает их себестоимость.

# Технологический процесс автоматизированного производства поршневых колец из стальной ленты

А. И. ГАЛЬПЕРИН, А. И. КАЛИНИНА

НИИТАвтопром

**СУЩЕСТВУЮЩИМИ** технологическими процессами не обеспечивается требуемое качество изготовления чугунных поршневых колец. брак колец на отдельных заводах доходит до 20—25%

Производство чугунных поршневых колец в литейных и механических цехах специализированных и комплексных предприятий машиностроения ведется в основном на универсальном оборудовании при очень низком уровне автоматизации. Операции консервации и улаковки колец производятся вручную. Осуществление комплексной автоматизации технологических процессов производства чугунных поршневых колец встречает большие затруднения.

НИИТАвтопром и НАМИ совместно с Мичуринским заводом имени Ленина начали работать еще в 1957 г над решением проблемы повышения срока службы поршневых колец при эксплуатации и создания стабильного высокоавтоматизированного технологического процесса производства автомобильных поршневых колец. Были отработаны новые конструкции стальных витых поршневых колец (вместо чугунных) для двигателей ЗИЛ-120 и ГАЗ 51, а для их производства разработан совершенно новый технологический процесс и создано высокопроизводительное автоматическое оборудование.

Вследствие быстрой прирабатываемости и эластичности стальных колец достигается хорошее прилегание поверхности скольжения к стенкам цилиндра, что является основным их преимуществом перед чугунными кольцами. Результаты эксплуатационных испытаний автомобилей показали, что при

Вместо одного чугунного компрессионного кольца в одну поршневую канавку устанавливается несколько сегментов тарельчатой формы (рис. 2). В изношенных карбюраторных двигателях этими сегментами заменяются все компрессионные кольца, за исключением верхнего, которое временно остается чугунным. В новых двигателях заменяются только маслоотъемные чугунные кольца.

В настоящее время НИИТАвтопром совместно с Мичуринским заводом имени Ленина проводится большая исследовательская работа по замене такого верхнего чугунного компрессионного кольца металлокерамическим

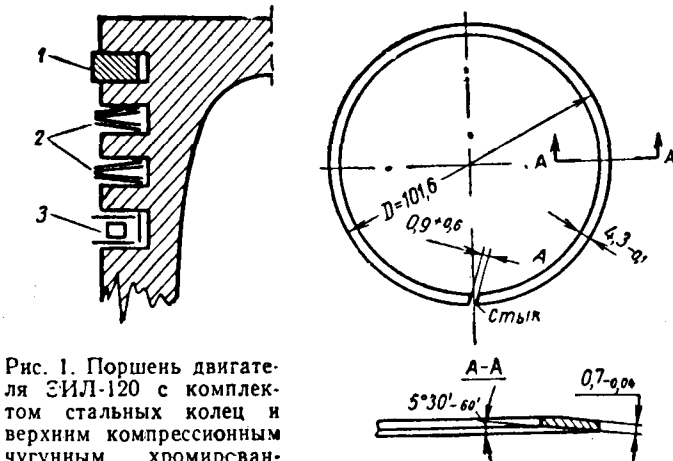


Рис. 1. Поршень двигателя ЗИЛ-120 с комплектом стальных колец и верхним компрессионным хромированным чугунным кольцом:

1 — компрессионное чугунное хромированное кольцо; 2 — компрессионные стальные сегменты; 3 — маслоотъемное стальное кольцо, состоящее из двух плоских сегментов, радиального и осевого расширителя.

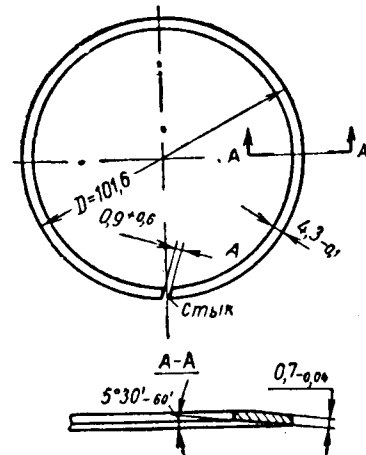


Рис. 2. Сегмент поршневого компрессионного кольца двигателя ЗИЛ-120 в сжатом состоянии.

установке таких колец в изношенные двигатели продолжительность работы двигателя между ремонтами увеличивается в 2 раза и примерно во столько же раз уменьшается расход масла, это дает большую экономию. Например, на двигателях ЗИЛ-120 от применения поршневых колец из стальной ленты экономия составляет 17 руб. на один комплект поршневых колец.

Автомобильные поршневые кольца новой конструкции состоят из отдельных компрессионных и маслоотъемных сегментов, радиальных и осевых расширителей, устанавливаемых в поршневые канавки. При этом конструкция поршня не изменяется. В верхней канавке установлено чугунное кольцо, а в других канавках размещены стальные кольца (рис. 1).

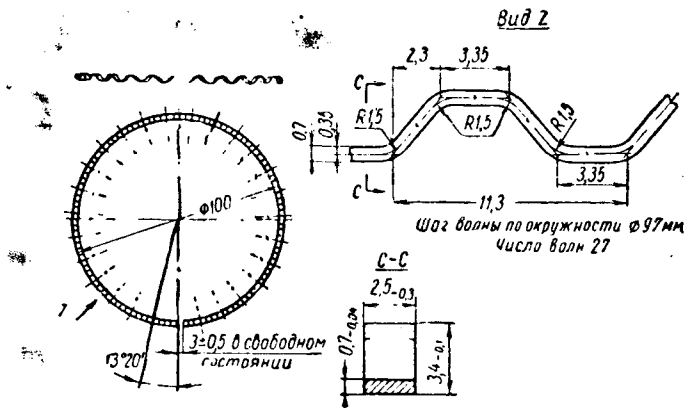


Рис. 3. Расширитель осевой маслоотъемного поршневого кольца двигателя ЗИЛ-120

Вместо одного чугунного маслоотъемного кольца в одну поршневую канавку устанавливаются два плоских сегмента, а также осевой (рис. 3) и радиальный (рис. 4) расширители

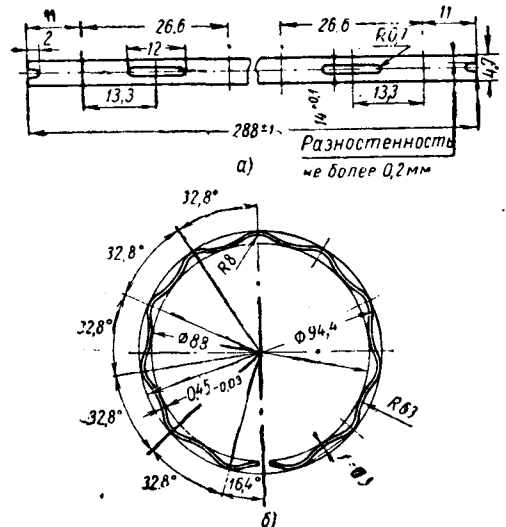


Рис. 4. Расширитель радиальный маслоотъемного поршневого кольца двигателя ЗИЛ-120.

а — развертка расширителя; б — форма расширителя

Основные технические требования, предъявляемые к сегментам компрессионного и маслоотъемного колец (например для двигателя ЗИЛ-120), следующие:

1. При проверке в кольцевом калибре просвет по кольцу не должен превышать 0,05 мм и в двух местах на дуге не более 60° каждая — 0,1 мм.

2. Упругость кольца, сжатого гибкой стальной лентой до зазора в замке  $0,9 \pm 0,1$  мм, должна быть 360—475 г для маслосъемных и 475—600 г для компрессионных колец.

3. Надрыв ленты как по внутреннему, так и по наружному диаметрам кольца и заусенцы на кромках и наружных углах замка не допускаются.

Упругость расточенного чугунного поршневого кольца с расширителем в монтажном состоянии обжатых гибкой стальной лентой до зазора в стыке кольца  $0,35 \pm 0,1$  должна быть 4,5—6,0 кг.

Конструкция стальных поршневых колец по сравнению с конструкцией чугунных колец является более технологичной. Производство колец может быть основано на принципах комплексной автоматизации всего технологического цикла с высокими технико-экономическими показателями и общей культуре производства.

В качестве исходной заготовки для стальных поршневых колец принята стальная лента закаленная, плющенная, колоризованная, с закругленными кромками.

Для маслосъемных и компрессионных сегментов принята лента из стали У8 первой группы прочности, а для радиальных расширителей — из стали У10 третьей группы прочности (ГОСТ 2614-55).

Технические условия на стальную плющеную ленту для сегментов и расширителей поршневых колец приведены в таблице.

Наименование	Марка стали	Размеры ленты* для автомобильных поршневых колец в мм		Предельная прочность в кг/мм <sup>2</sup>
		Толщина	Ширина	
Компрессионные и маслосъемные сегменты	У8А	0,7	3,0; 3,6; 4,0; 4,3	161—185**
Радиальный расширитель	У10А	0,4; 0,5	3,85; 4,7	185—210
Осевой расширитель	65Г	0,7	2,5	130—155

\* Допуск по толщине ленты 0,04 мм, по ширине 0,1 мм, но в одном бунте для компрессионных и маслосъемных сегментов не более 0,03 мм.  
\*\* При относительном удлинении не менее 2,5%.

Проведенная НИИТАвтопромом работа совместно с Ленинградским, Белоречским и Миньярским заводами металлургической промышленности по изучению действующих технологических процессов производства стальной плющенной ленты показывает, что в ближайшее время будут созданы условия и обеспечена возможность производства ленты требуемого качества и в необходимом количестве.

Для определения технологического процесса изготовления поршневых колец из стальной ленты и организации такого производства были проведены большие исследовательские работы.

К этим работам относятся исследования по определению метода навивки компрессионных и маслосъемных сегментов и режима термофиксации колец.

Методы навивки исследовались по двум вариантам:

- 1) непрерывная навивка ленты на оправку в спираль с последующей разрубкой ее на отдельные сегменты;
- 2) навивка ленты отдельными сегментами с одновременной разрубкой.

Навивка ленты в обоих случаях осуществлялась в специальном приспособлении с механизмом для навивки. Механизм навивки представляет собой систему из трех роликов, в каждом из которых имеются канавки для направления ленты по ребру.

В первом случае ролики имели принудительное вращение и непрерывно навивали ленту в спираль на оправку, затем спираль снималась с оправки и разрезалась на отдельные сегменты. Подача ленты осуществлялась за счет сил трения между лентой и вращающимися роликами.

Во втором случае ролики вращались свободно. Подача ленты в механизм навивки осуществлялась на длину, равную периметру кольца, где одновременно происходила навивка сегмента, а затем отрубка.

В механизме навивки были получены сегменты плоской и тарельчатой формы. Тарельчатость достигалась за счет увеличения ширины канавки в роликах.

Метод навивки ленты на оправку в спираль по сравнению с методом навивки и одновременной отрубкой сегмента более производительный, так как в этом случае нет потерь времени

на обратный ход механизма для подачи ленты и создаются условия для применения более высоких скоростей. Однако последующая операция — отрубание от спирали отдельного сегмента — значительно усложняется.

Сегменты компрессионных и маслосъемных поршневых колец после навивки подвергались операции термофиксации для придания им заданной формы и стабилизации структуры стали, деформированной в процессе навивки. Термофиксация производилась на специальной оправке стопками колец, раздвинутых по замку при помощи шпонки.

Экспериментальные работы показали, что сегменты, термофиксированные при температуре 250°, будучи установленными в монтажное состояние, при нагреве быстро теряют свою форму и, следовательно, работоспособность.

Для того чтобы сегменты обладали достаточной термостойкостью, оптимальным технологическим режимом термофиксации является температура около 350°. При этой температуре сегменты выдерживались в печи на оправке с разжимом по замку в течение одного часа, а затем вместе с оправкой охлаждались на воздухе в течение 45 мин.

При условии применения метода копирной навивки сегментов по форме в свободном состоянии процесс термофиксации сегментов на оправках может быть заменен термофиксацией в свободном состоянии.

Работы по формообразованию радиального расширителя показали, что технологический процесс может быть выполнен различными методами, в числе которых:

а) одновременная просечка всех «окон» в ленте с отрезанием полосы длиной, равной периметру кольца; получение кольца с образованием всех «волн» путем непрерывной навивки со специальных звездочек и роликов, закрепленных на цепи и перемещающихся по копиру;

б) раздельная просечка одного «окна» и гибка одной «волны» в штампе; последовательное формообразование кольца и отрубка.

Исследования показали, что в обоих случаях возможно выполнение всех переходов на одном станке. Второй метод, при котором применялись обычные штампы, является наиболее простым, хотя и менее производительным.

Осевой расширитель гофрировался при помощи двух специальных звездочек; затем гофрированная лента навивалась в кольцо.

Метод гофрирования ленты вращающимися звездочками и навивки ее на ребро с одновременной рубкой наиболее прост; он принят в качестве основного варианта процесса.

Таким образом, в результате проведенных исследований были принципиально решены вопросы о методах изготовления сегментов и расширителей из стальной ленты, а затем опробовано опытное их производство на Мичуриновском заводе имени Ленина.

На базе полученных результатов исследований в 1958—1959 гг. был разработан новый технологический процесс массового производства поршневых колец из стальной ленты, а также был спроектирован комплект оборудования, необходимого для этого процесса.

НИИТАвтопром и Тамбовским совнархозом изготовлена первая промышленная автоматизированная линия по производству автомобильных поршневых колец из стальной ленты, рассчитанная на выпуск 200 тыс. комплектов в год. Эта линия работает на Мичуриновском заводе имени Ленина с 1959 г.

Принятый и освоенный в настоящее время технологический процесс изготовления сегментов и расширителей из стальной ленты на Мичуриновском заводе имени Ленина заключается в следующем.

Для изготовления сегментов компрессионных и маслосъемных поршневых колец применяется одна технологическая схема: навивка ленты на ребро в кольцо, отрубка колец с последующей установкой их в ориентированном положении по замку; термофиксация сегментов на оправке до заданного профиля.

Навивка тонкой ленты на ребро с образованием сегмента и отрубкой его производится на специальном автомате конструкции НИИТАвтопрома (рис. 5), изготовленном заводом Автотрактородеталь Тамбовского совнархоза.

Автомат предназначен для навивки сегментов компрессионных и маслосъемных поршневых колец диаметром от 80 до 107 мм. Производительность автомата 3600 сегментов в час.

На полой станине коробчатой формы (справа внизу) расположены электродвигатель привода мощностью 2,8 квт и червячный редуктор. Выходной вал редуктора расположен

сзади станка вне станины и соединен с распределительным валом. Там же расположены кулачково-рычажные механизмы. Внутри станины расположен кривошипно-шатунный механизм подачи ленты.

Все рабочие органы станка — механизм подачи, передний и задний зажим ленты, качающиеся направляющие, узел навивки и отрезной нож — расположены сверху на станине и легко доступны для наладки и регулировки.

Описанный механизм является универсальным и применяется с целью навивки на ребро сегментов из плоской ленты для маслоъемных и компрессионных колец, а также осевых расширителей из гофрированной ленты. При навивке сегментов маслоъемного поршневого кольца ролики устанавливаются

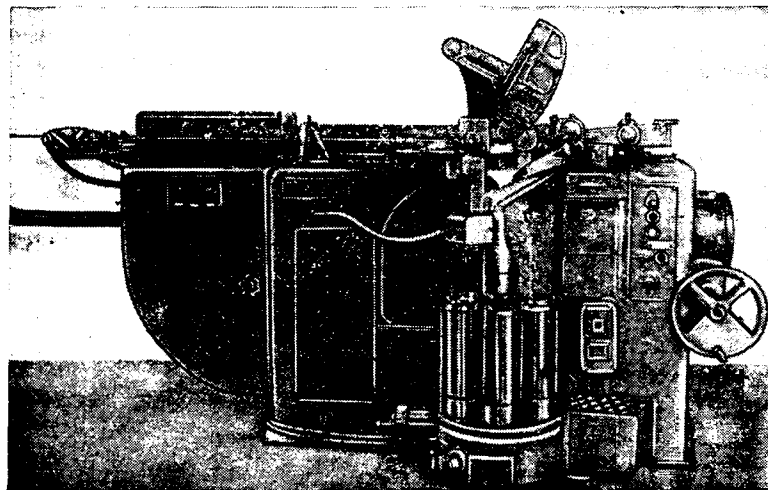


Рис. 5. Автомат для изготовления компрессионных и масло-съемных сегментов.

бунта ленты закрепляется в бунтодержателе, который устанавливается слева от станка на расстоянии 2—2,5 м.

Из бунта лента пропускается через устройство для очистки от грязи и правильные ролики, затем захватывается в ползуне подающего механизма посредством клинорычажной системы переднего зажима. При ходе ползуна вправо лента подается в механизм навивки. Во избежание продольного изгиба ленты сверху и снизу она направляется между двумя калеными стальными полосами, а с боков — качающейся направляющей

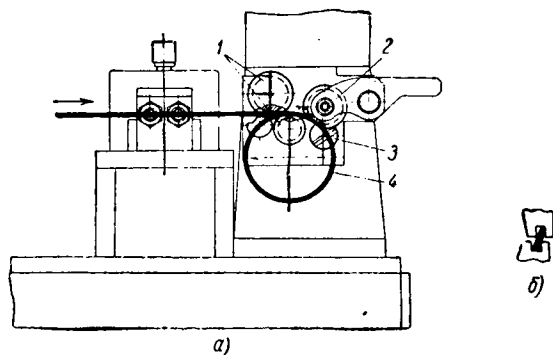


Рис. 6. Схема навивки компрессионных и маслоъемных сегментов:

а — схема навивки и рубки колец; б — положение ленты в канавках роликов при навивке компрессионных тарельчатых колец; 1 — направляющие ролики; 2 — гибочный ролик; 3 — ножи для рубки кольца; 4 — поршневое кольцо.

маятникового типа. При движении ползуна назад освобождается клинорычажное устройство переднего зажима и лента фиксируется в своем положении задним зажимом. Движение ползуна ограничивается регулируемыми упорами.

Навивка ленты в кольцо осуществляется при проталкивании ее подающим механизмом через три ролика, два из них являются направляющими и один гибочным, который формирует кольцо заданного диаметра (рис. 6).

Диаметр навивки сегмента можно регулировать приближением оси гибочного ролика к центру навивки или удалением от него.

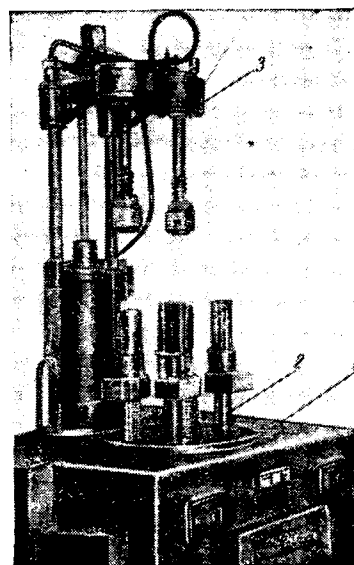


Рис. 7. Полуавтомат для перегрузки компрессионных и масло-съемных сегментов на оправки для термофиксации.

так, чтобы торцы канавок лежали в одной плоскости, а для получения сегментов компрессионного кольца ролики должны быть смещены в осевом направлении, чем достигается равномерная тарельчатость формы.

Для получения заданной точности при навивке сегментов ролики монтируются на подшипниках класса В.

После навивки сегмент отрубается ножом при обратном ходе подающего ползуна. Подвижной нож закрепляется на суппорте передней части станины. Движением суппорта управляет копир распределительного вала. Отрубленное кольцо попадает на специальный склиз, где ориентируется по замку и в ориентированном положении падает на оправку. Шесть оправок устанавливаются на поворотном столе, расположенном внизу в передней части станка. Кольца, упавшие на оправку, отчитываются электрическим реле счета импульсов, которое получает сигналы от каждого оборота распределительного вала. После падения 300 колец и заполнения очередной оправки реле счета импульсов дает команду пневматическому устройству, которое поворачивает стол на 1/6 оборота.

Под склиз подводится свободная оправка. В момент поворота стола электромагнитный отсекающий удерживает кольца на склизе.

На этом автомате могут быть навиты сегменты круглой формы и в форме кольца в свободном состоянии.

Для придания сегментам заданной формы и стабилизации структуры стали, деформированной в процессе навивки, сегменты подвергаются термофиксации, для чего они с оправок навивочного автомата перегружаются на специальные оправки, загружаемые в термическую печь.

Перегрузка сегментов производится на двухпозиционном двухшпиндельном полуавтомате с поворотным индексирующим столом (рис. 7). На поворотном столе полуавтомата устанавливаются одновременно две оправки с сегментами и две свободные. Подача оправок на рабочую позицию загрузки происходит при повороте стола. Сегменты перегружаются партиями по 100 шт. при помощи кулачковых головок. Во время перегрузки сегментов сохраняется строгая ориентация их по замку.

Кулачковые головки опускаются на заданную высоту и автоматически разжимаются при помощи пневматического цилиндра на установленный размер по ширине замка (шпопки) и вместе с надетыми на кулачки сегментами поднимаются вверх. За это время стол поворачивается на 180° и кулачковые головки опускаются вниз для перегрузки сегментов на свободные

термические оправки. Кулачковые головки сжимаются, сегменты фиксируются на оправках в расжатом состоянии по шпонке. Цикл работы станка автоматизирован, установка и снятие оправок производится вручную. Производительность псуавтомата 15 000 сегментов в час.

Для фиксации требуемой формы сегментов они нагреваются в специальной камерной механизированной печи (рис. 8) в течение сдого часа при температуре 350°.

Шесть оправок по 300 сегментов в каждой устанавливаются на специальные чугунные поддоны, которые направляются по



Рис. 8. Печь для термофиксацин сегментов

рольгангу на загрузочный стол и вместе с ним при помощи пневматического подъемника поднимаются в рабочее пространство печи.

Одновременно в печи может быть размещено шесть поддонов.

Поддоны перемещаются пневматическим толкателем, установленным на столе с правого торца печи по направляющим, свободно уложенным на поду печи. В конце печи один поддон попадает на разгрузочный стол, после чего опускается пневматическим подъемником вниз и выкатывается по рольгангу, установленному вдоль печи. Через 10 мин. цикл работы повторяется.

Мощность печи 30 кВт, максимальная производительность 12 000 деталей в час.

Печь герметичная, имеет сварной каркас, песочные затворы на столах загрузки и выгрузки, кожухи на электрических вывотах и другие виды уплотнения.

Футеровка печи изготовлена из шамотного и шамотно-легко весного кирпича. Изоляция — диатомовый кирпич и диатомовая засыпка. Кладка выполнена таким образом, чтобы температура нагретой поверхности кожуха не превышала 40—50°.

В поду печи окна для загрузки и разгрузки расположены так, чтобы при открывании уменьшить подсос холодного всдуха в рабочее пространство печи. Вентиляторы для выравнивания температуры установлены на своде печи и автоматически выключаются и включаются магнитными пускателями. Мощность электродвигателя вентилятора 0,6 кВт.

Нагреватели изготовлены из проволоки Х20Н80 в форме спирали. Электроспираль заэкранирована в кладе печи в специальных карманах, что повышает равномерность нагрева. Конструкция карманов позволяет быстро менять сгоревшие спирали.

На своде и в боковых стенах устанавливаются терморпары, одна из них подключается к показывающему прибору, две включаются в схему автоматического регулирования температуры.

При помощи двух терморпар и двух автоматических электронных потенциометров температура печи поддерживается постоянной и регулируется автоматически. Для улучшения качества регулирования одна из терморпар расположена в нижней части печи, а другая — в верхней части.

В печи имеются девять нагревателей, которые питаются от сети переменного тока напряжением 380 в, они включены звездой: по три нагревателя в каждой фазе. Для плавного регулирования температуры нагреватели могут автоматически переключаться на три ступени нагрева.

Для наблюдения за работой печи установлена световая сигнализация. Колебание температур по сечению печи не превышает ±10°.

После термофиксацин сегменты охлаждаются на воздухе в течение 45 мин., затем снимаются с оправок, подвергаются выборочному контролю на специальных контрольных приспособлениях и передаются на консервацию и упаковку.

Радиальные расширители изготавливаются на специальном автомате (рис. 9).

Из бунтодержателя, расположенного на расстоянии приблизительно 1,5 м от автомата, лента проходит через механизм, который автоматически останавливает работу станка в случае, если на ленте имеется сварной шов (внахлестку). Далее лента очищается от грязи и поступает в ползуи механизма подачи имеющего возвратно-поступательное движение.

Лента подается на один шаг волны (ход ползуна). Величину шага можно регулировать.

Распределительные валы станка, расположенные с трех сторон станины, получают движение через ряд передач от электродвигателя мощностью 2,8 кВт.

На распределительных валах имеются копии, от которых работают механизмы подачи ленты, зажима, пробивки отверстий, формовки и рубки.

Лента при подаче поступает в механизм пробивки отверстий и формовки.

В этом механизме имеется двухпозиционный штамп. В первой позиции пробивается отверстие, а во второй формуются волны с подчеканкой заусенцев на отверстии.

Затем лента поступает в слегка распрямленном состоянии по лотку в механизм рубки. Расширитель после отрубки падает на лоток, а затем соскальзывает по нему и попадает на оправку, которая установлена на механизме приема готовых деталей.

Переналадка автомата на другие размеры расширителей осуществляется путем смены штампа, замены храпового колеса и делительного диска. Производительность автомата 680 расширителей в час.

Для стабилизации упругих свойств расширитель после навивки подвергаются нагреву в обычной печи до температуры 270° и охлаждают его на воздухе.

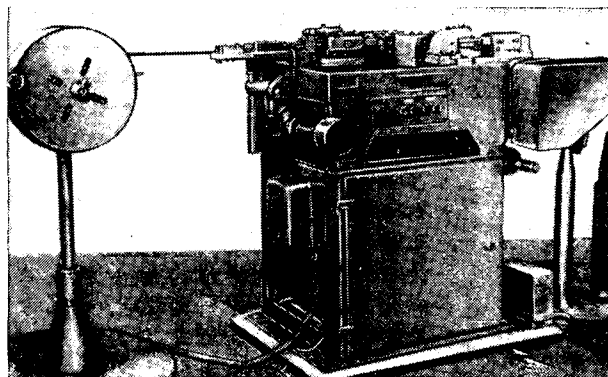


Рис. 9. Автомат для изготовления радиальных расширителей

Осевые расширители изготавливаются за одну операцию на специальном автомате, спроектированном и изготовленном НИИТАвтопромом (рис. 10).

Из бунтодержателя лента поступает в специальное приспособление, установленное на станине слева. В этом приспособлении имеются направляющие и нож для ручного отрезания дефектных концов ленты перед заправкой ее в гофрирующую ролик.

На кронштейне смонтирована специальная блокировка, которая автоматически выключает автомат, если на ленте имеется сварное соединение внахлестку.

На станине автомата, имеющей коробчатую форму, нахсдятся механизмы подачи ленты, гофрирования, навивки и рубки, а также пульт управления.

Внутри станины сварной конструкции расположены электродвигатель привода, шестерни привода, шестискоростная гитара, насос и резервуар системы смазки, а также магнитная станция.

Автомат работает следующим образом: от индивидуального электродвигателя мощностью 1 кВт вращение передается через ряд передач и пару сменных шестерен шестискоростной гитары на распределительный вал.

На распределительном валу расположены кулачковая муфта с копиями отключения ведомого звена муфты; фиксатор гофрирующих роликов и нож для рубки

От ведомого звена муфты через ускорительную передачу с передаточным отношением 5 : 4, эксцентричные шестерни и конические шестерни вращение передается на вертикальный шпиндель гофрирующих роликов.

Лента проходит через пару специальных гофрирующих роликов в механизм навивки. Один из навивочных роликов расположен на качающемся рычаге, имеющем ручную регулировку, что позволяет производить настройку механизма навивки

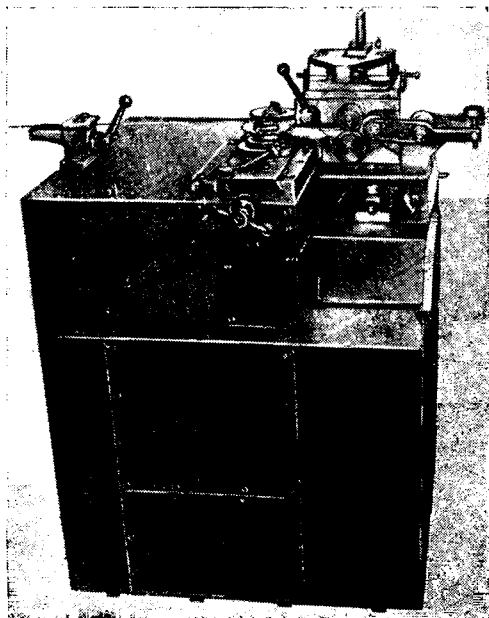


Рис. 10. Автомат для изготовления осевых расширителей.

расширителей в кольцо на требуемый диаметр. Навивка осуществляется снизу вверх. Над механизмом навивки расположен механизм рубки.

В момент отрубки гофрирующие ролики запираются специальным фиксатором. Эти ролики вращаются неравномерно: при трогании с места скорость составляет 0,8 от средней скорости и 0,64 от максимальной. Чтобы обеспечить этот режим работы и исключить поломку ленты при повышенном темпе работы автомата, в начальный момент гофрирования предусмотрены эксцентричные шестерни, понижающие скорость гофрирования.

Гофрирующие и навивочные ролики смонтированы на двух суппортах, перемещаемых от одной рукоятки.

Движение суппорта с навивочными роликами в 2 раза медленнее движения второго суппорта, вследствие чего навивочные ролики всегда находятся в одном положении: против середины межцентрового расстояния гофрирующих роликов. Это позволяет быстро перенастроить автомат на различные диаметры навивки осевых расширителей.

Автомат имеет пульт управления. При режиме «наладка» пускатель блокируется и автомат не начинает движения до тех пор, пока не будет нажата кнопка «Пуск». В этом положении обычно производится заправка ленты.

При режиме «автомат» пусковой кнопкой включается автомат в непрерывную работу, а при нажатии кнопки «Стоп» он останавливается.

При режиме «6 колец» автомат включается кнопкой «Пуск» и останавливается автоматически после изготовления одного комплекта из шести расширителей.

Опыт эксплуатации данного автомата на Мичуринском заводе имени Ленина показал, что производительность его может быть увеличена примерно до 4000 расширителей в час и что без дополнительных переделок он встраивается в автоматическую линию.

### Выводы

Новый технологический процесс изготовления поршневых колец из стальной ленты без последующей механической обработки позволяет полностью автоматизировать весь производственный цикл и совершенно исключает тяжелое литейное производство (горячий металл, литейные земли и т. д.) и механическую обработку, что создает исключительно хорошие условия труда для рабочих.

Совершенно меняется состав оборудования: исключается литейное оборудование — вагранки, электропечи, землеприготовительные машины, формовочные агрегаты, разнообразное малопроизводительное механическое оборудование и т. д.

Полностью исключается зависимость производства колец от качества чушковых чугунов, формовочных песков, кокса и других материалов, резко влияющих на стабильность получения размеров и форм отливок.

Весь комплект нового оборудования для изготовления поршневых колец из стальной ленты состоит из шести малогабаритных автоматических установок высокой производительности. При затратах около 2 млн. руб. на организацию первой промышленной автоматизированной линии для изготовления поршневых колец производительностью 200 000 комплектов в год народное хозяйство получает 34 млн. руб. годовой экономии за счет увеличения в 2 раза межремонтного пробега двигателей и снижения расхода масла.

Дополнительные затраты, связанные с увеличением выпуска колец в 1961 г. и составляющие около 1 млн. руб., окупятся экономией около 85 млн. руб.

В настоящее время НИИТАвтопром совместно с Мичуринским заводом имени Ленина и Тамбовским совнархозом ведутся работы по комплексной автоматизации всего процесса изготовления колец из стальной ленты, включая консервацию и упаковку. Предполагается в ближайшие годы своими силами создать на Мичуринском заводе имени Ленина комплексно-автоматизированный цех по производству автомобильных стальных поршневых колец, который полностью решит проблему обеспечения народного хозяйства поршневыми кольцами для автомобильных двигателей.

Расчеты показывают, что при организации такого производства, рассчитанного на выпуск 6 млн. комплектов стальных колец, потребуется всего 75 единиц оборудования вместо 463 единиц оборудования, требующегося для производства чугунных колец.

Категория работающих коренным образом изменится: вместо вагранщиков, разлильщиков металла, формовщиков и рабочих других профессий тяжелого физического труда в новом производстве в основном будут заняты наладчики и операторы автоматических линий.

Трудоемкость изготовления одного комплекта стальных колец при массовом производстве значительно уменьшится.

От применения 6 млн. комплектов поршневых колец из стальной ленты народное хозяйство получит экономии около 1 млрд. руб. при общих затратах на создание производства стальной плющеной ленты и поршневых колец в сумме 100 млн. руб.

Новые технологические процессы можно применять также в производстве поршневых колец для тракторных и других подобных двигателей.



## Автоматическая линия изготовления гофрированных пластин и сборки остова радиатора

Д. Е. БУРШТЕЙН

Горьковский автозавод

**Ш**ИРОКОЕ распространение получают новые трубчатоленточные радиаторы вместо радиаторов старой конструкции, применяемых в автомобильном и тракторном производстве.

Остов радиатора новой конструкции состоит из плоских водяных трубок, чередующихся с гофрированными пластинами из медной ленты. На концы трубок надеты опорные пластины радиатора.

В новом радиаторе использование металла значительно лучше по сравнению с радиаторами, в которых пластины напрессовываются на водяные трубки, или с радиаторами других конструкций.

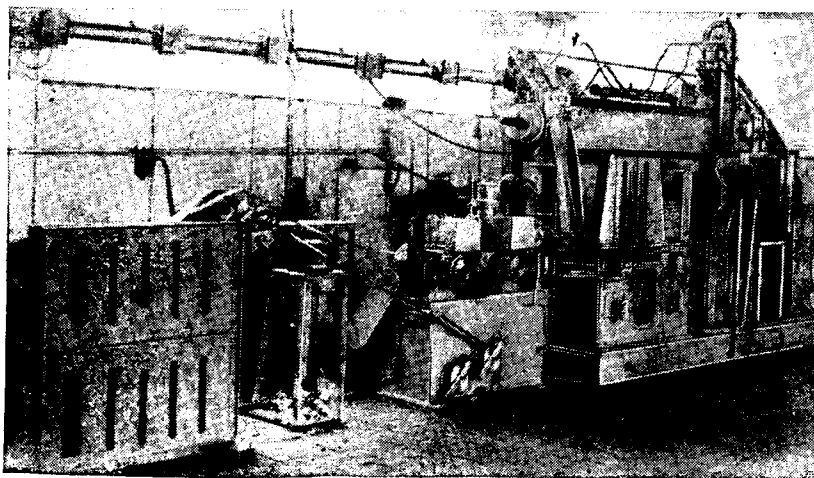


Рис. 1.

Новые радиаторы для грузовых автомобилей Горьковского автозавода имеют высокие эксплуатационные качества и обеспечивают экономию на каждом автомобиле 2,9 кг металла, в том числе 1,06 кг цветного.

Автоматическая линия (рис. 1) выполняет следующие технологические операции: формовка узора в ленте; гофрирование ленты; отрезание пластины из ленты; комплектовка пластин с трубками; напрессовка на концы трубок двухопорных пластин и развальцовка концов трубок.

электродвигателя, сматывается в магазин 3, который служит для накопления запасной ленты, чтобы автомат мог бесперебойно работать при смене рулонов.

Для непрерывности работы автомата ксицы лент после сигнала, поступающего от контакта 1, скрепляются с помощью пневматического механизма 4, на котором установлен штамп, прорубающий отверстия в соединяемых ксицах ленты и осуществляющий развальцовку прорезанного материала. Лента из магазина поступает в формирующие валки автомата.

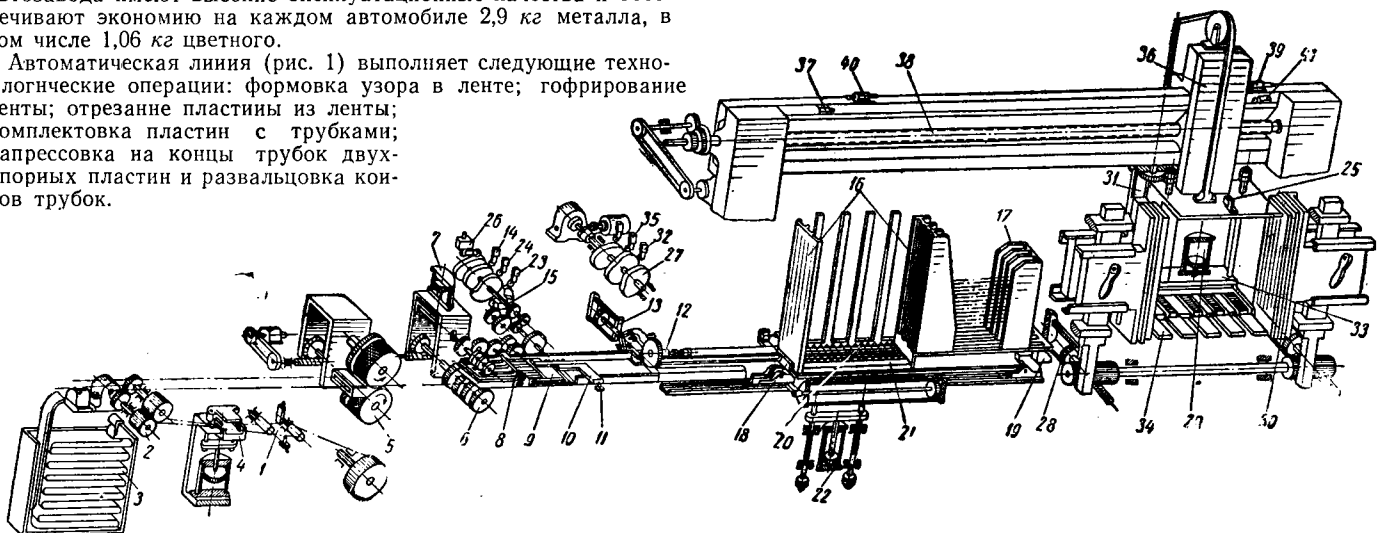
Автомат для формовки, гофрирования и резки пластины приводится в действие от электродвигателя, который через червячную передачу вращает профилировочные валки 5 и ведущие валки 6, состоящие из дисков (роликов), соответствующих профилю пластины.

Верхние и нижние валки сцепляются один с другим при помощи пары шестерен. В процессе работы верхние ведущие ролики прижимаются к нижним при помощи пневматического цилиндра 7, который служит также для подъема верхнего вала при заправке ленты. С помощью шестерни, сидящей на ведущем валике, приводятся во вращение звездочки 8, предназначенные для гофрирования пластины.

Между дисками и звездочками вмонтирована направляющая для ленты. К верхней части направляющей на шарнире прикреплена подпружиненная планка-тормозок 9 предназначенная для подтормаживания ленты. Торможение можно регулировать, благодаря чему обеспечивается необходимый шаг гофрирования ленты.

В установке имеется предохранитель, состоящий из рычага 10 и выключателя 11. Предохранитель служит для выключения автоматической линии в случае заедания ленты.

Пластина отрезается дисковым ножом, получающим вращательное движение от электродвигателя 12. Нож во время рез-



Принцип работы всех механизмов автоматической линии виден из кинематической схемы, данной на рис. 2.

Лента из рулона, укрепляемого на стане автомата для формовки, пропускается через контакт 1, контролирующей наличие ленты, и с помощью валков 2, приводимых в действие от

ки подается в вертикальном положении с помощью рычагов, приводимых в действие пневматическим цилиндром 13 при переключении пневмоклапана 14 кулачком командоаппарата 15.

Отрезанная пластина струей воздуха направляется по лотку в сборочный автомат для комплектовки с радиаторными трубками.

Автомат этот состоит из кассеты 16, где происходит набор пакета пластин с трубками, магазина 17 для трубок, укладываемых в три ряда, ползушки с захватом 18 и жестко соеди-

ненной с ней ползушки с собачкой 19, приводимой в действие пневматическим цилиндром 20. В установке имеется также подъемный столик 21, получающий возвратно-поступательное движение от пневматического цилиндра 22. Кассета имеет боковые вертикальные направляющие с тремя каналами, в которых в процессе набора комплекта входят концы трубок.

Магазин для трубок состоит из трех ручьев, ограниченных с передней и задней сторон плоскостями, расстояние между которыми равно длине трубки. Дно магазина имеет три продольные прорези для прохождения выступов собачки захвата.

Захват 18 имеет зубчатый сектор, входящий в зацепление с рейкой. При движении штока цилиндра 20 влево захват разворачивается на 90° в горизонтальное положение и проходит под полостью лотка, по которому идет охлаждающая пластина.

Как только пластина отрезана, она поступает на лоток сборочной установки. Пневмоклапан 23 переключается кулачком командоаппарата, и воздух поступает в левую полость цилиндра 20. Шток цилиндра, связанный с ползушками, пойдет вправо, а захват встанет в вертикальное положение, захватит пластину и направит ее в кассету на опущенный в нижнее положение столик 21.

Затем пневмоклапан 24 переключается, и воздух поступает в нижнюю полость цилиндра 22, который поднимает столик с пластиной до нижнего уровня трубок в магазине. Потом переключается пневмоклапан 23, и воздух поступает в правую полость цилиндра 20, ползушки идут влево, захват 18 поворачивается на 90° в горизонтальное положение и проходит под плоскостью лотка, не мешая прохождению следующей пластины, а выступы-собачки 19, имеющиеся на правой ползушке, захватывают и досылают из магазина три трубки, которые проходят по трем каналам подъемного столика 21, под лежащей на нем пластиной. Затем воздух поступает в верхнюю полость цилиндра 22, столик 21 опускается, а три трубки и расположенная на них пластина остаются лежать на выступах боковых направляющих. Этот цикл работы установки (отрезание пластины, подача на столик кассеты, подъем столика, подача трех трубок из кассеты, опускание столика) повторяется 39 раз — по числу пластин в остовах радиатора грузовых автомобилей ГАЗ-52. При подъеме последней пластины комплект пластин нажимает на выключатель 25. Электрическая цепь при этом не размыкается, так как остается включенным конечный выключатель 26, управляемый кулачком командоаппарата. Только тогда, когда будут досланы последние три трубки, столик 21 опустится и разорвет электрическую цепь, после чего механизмы сборочной и формовочной установок останавливаются и одновременно включается электродвигатель командоаппарата 27, который управляет цилиндрами 28—31.

Пневмоклапан 32 пропускает воздух в верхнюю полость цилиндра 29 для сжатия пластин и трубок. При этом вступает в действие механизм сжатия 33, закрепленный на двух вертикальных колонках. Вначале выдвигаются опорные лапы 34, которые входят в пространство между нижними трубками радиатора и верхней плоскостью столика 21, после чего весь механизм поднимается на высоту, обеспечивающую сжатие пластин и трубок до нужного размера с соблюдением необходимого расстояния между трубками. Поле этого командоаппарат переключает пневмоклапан 35 и воздух поступает в верхнюю полость цилиндра 31.

Каретка вместе с пакетом пластин и трубок по направляющей 36 поднимается вверх. В конце хода каретки захват механизма сжатия 34 нажимает на конечный выключатель 37, который дает сигнал на включение механизма сборки следующего пакета и одновременно включает электродвигатель механизма передвижения каретки по траверсе с помощью винта 38, а также выключает электродвигатель командоаппарата.

В механизме привода имеется предохранительная конусная муфта. На направляющей траверсе укреплены упоры 39 и 40, ограничивающие горизонтальное перемещение каретки. Каретка, перемещаясь на позицию напрессовки опорных пластин ра-

диаторов, нажимает в конце хода на конечный выключатель 41, останавливающий электродвигатель механизма перемещения. Затем при нажатии на кнопку в пульте управления командоаппарат 27 включает подачу воздуха в нижнюю полость цилиндра 31. Каретка опускается до упора под действием собственного веса, причем плавность опускания достигается путем дросселирования воздуха, выходящего из цилиндра. Затем вступают в действие цилиндры 28 и 30, которые приводят в движение ползуны двухстороннего пресса.

Двухсторонний двухходовой пресс имеет две симметричные головки, связанные общим приводом. На каждой головке имеются по два горизонтальных ползуна, которые перемещаются по копырным пазам, расположенным в вертикальном положении.

На одном из горизонтальных ползунов закреплена опорная плита с прорезями под пуансоны, на втором расположен штамп с пуансонами для развальцовки трубок. Эти пуансоны входят в прорези опорной плиты.

На вертикальных ползунах, несущих на себе ведущие ролики, имеются рейки, которые входят в зацепление с шестернями, сидящими на общем валу. Вращение вала осуществляется от штока реек цилиндров 28 и 30, работающих совместно.

Последовательность работы ползунов на каждой головке происходит от движения роликов держателей штампов и пуансонов по копырным пазам в ползунах. Сначала крышки бачков радиатора, предварительно надетые на штамп, напрессовываются на трубки, а затем производится развальцовка концов трубок. По окончании рабочего хода ползунов воздух поступает в другую полость цилиндров 28 и 30, штампы возвращаются в исходное положение. Затем вступает в работу цилиндр 29, механизм сжатия 33 опускается, лапы 34 отходят в заднее положение и освобождают собранный остов радиатора. Остов остается на столшке пресса, а затем его убирает рабочий, обслуживающий автоматическую линию. Командоаппарат переключает пневмоклапан 35, воздух поступает в верхнюю полость цилиндра 31, захват механизма сжатия 33 поднимается в крайнее верхнее положение. В конце хода захват нажимает на конечный выключатель 41, который выключает командоаппарат и включает механизм перемещения каретки 38.

Каретка переходит на комплектующую позицию, нажимает на конечный выключатель 37, останавливающий механизм перемещения каретки. При этом включается командоаппарат, и каретка механизма сжатия 33 опускается, нажимает на конечный выключатель 42, который отключает командоаппарат.

После набора следующего пакета пластин с трубками рабочий цикл автоматической линии повторяется в такой же последовательности.

Общее время сборки одного остова

$$T = n \cdot 4 + 8 \text{ сек.},$$

где  $n$  — количество пластин в одном остова.

При наличии в остовах грузовых автомобилей тридцати девяти пластин  $T = 164$  сек.

Перемещение каретки, а также ручные операции производятся во время изготовления пластин.

Линия изготовления пластин и сборка остова радиатора обслуживается одним оператором, выполняющим некоторые ручные операции. Этот оператор надевает на штампы опорные пластины радиатора, заполняет ячейки магазина трубками и снимает готовый остов радиатора со столика пресса.

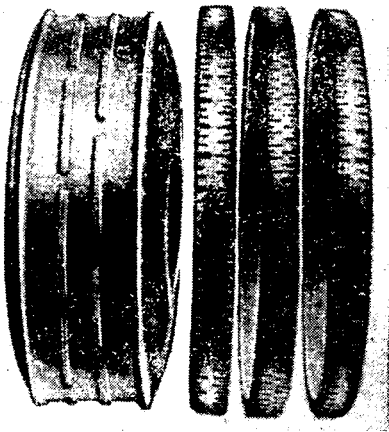
За работой механизмов наблюдает наладчик, который обеспечивает установку рулонов и шивку концов ленты.

При коэффициенте использования автоматической линии 0,8 за семичасовую рабочую смену производится 112 остонов радиаторов грузовых автомобилей. Аналогичные автоматические линии изготовления пластин и сборки их с трубками и опорными пластинами могут найти широкое применение на многих заводах, изготавливающих подобные радиаторы.

## ШИНЫ СО СЪЕМНЫМ ПРОТЕКТОРОМ

**О**СНОВНЫМ преимуществом шин со съемным протектором является легкость замены изношенного протектора. Только в последние годы были найдены необходимые конструктивные решения для таких шин и разработана технология их изготовления. Основой для этого явилось общее повышение уровня производства шин и главным образом создание конструкций шин с меридиональным расположением нитей корда и шин применением металлического корда.

В конце 1959 г. в некоторых зарубежных журналах [1], [2] были опубликованы информационные материалы о создании фирмой Пирелли шин со съемным протектором (см. рисунок) для легковых



автомобилей. Шины состоят из покрышки и трех съемных протекторных колец, легко заменяемых новыми. Покрышка очень эластична, ее основой является текстильный двухслойный каркас, нити которого расположены меридионально, т. е. под нулевым углом к плоскости поперечного сечения шины. В обычных шинах нити корда расположены под углом около  $50^\circ$  (в области беговой дорожки) к этой плоскости.

Чтобы протекторные кольца не растягивались от внутреннего давления и не изнашивались в процессе эксплуатации, их основание армировано высокопрочным металлическим кордом, нити которого расположены в окружном направлении. Для правильной посадки про-

текторных колец на беговой части покрышки предусмотрены специальные канавки для укладки колец при монтаже, осуществляемом на ненадетую покрышку, смонтированную на ободе.

При накачивании шины покрышка должна так плотно прилегать к кольцам, чтобы они не смещались в процессе качения шины. Поскольку кольца из-за наличия металлического корда не меняют своего размера при накачивании, величина натяга определяется способностью каркаса увеличивать наружный диаметр.

Если изготовить шины одинаковой вулканизационной формы с нитями корда, расположенными под различными углами, то окажется, что при их накачивании наружный диаметр изменяется по-разному. В шинах обычной конструкции с углом расположения нитей корда по короне  $48-52^\circ$  наружный диаметр уменьшается. При определенном значении данного угла, зависящем от соотношения между шириной профиля и его высотой, наружный диаметр не меняется. Если этот угол уменьшить еще, то наружный диаметр во время накачивания будет увеличиваться и достигнет наибольшего значения при нулевом угле, т. е. при расположении нитей в направлении меридиана.

Кроме того, усилия в нитях корда каркаса снижаются с уменьшением угла наклона нитей к меридиану и достигают минимума, когда этот угол равен нулю. Поэтому условия работы нитей при меридиональном расположении значительно облегчаются. Это позволяет существенно уменьшить количество слоев в шине, а следовательно, увеличить гибкость боковины, улучшить амортизационные свойства шины, улучшить тепловой режим, снизить вес и уменьшить расход материалов. Однако усилия в бортовых кольцах при меридиональном расположении нитей значительно возрастают (на  $30-40\%$  по сравнению с обычными шинами).

В настоящее время еще нельзя достаточно полно оценить эксплуатационные свойства шин со съемным протектором. Но на основе анализа конструкции, а также данных зарубежных работ, можно считать, что эти шины будут иметь следующие преимущества перед стандартными:

1. Повышенную комфортабельность движения, так как деформация шины при наезде на мелкие препятствия лока-

лизуется в отдельных протекторных кольцах.

2. Хорошее сцепление с дорогой, так как канавки рисунка всегда остаются открытыми. Это обеспечивается тем, что выступы рисунка протектора являются частью нерастягивающего протекторного кольца, а также тем, что между кольцами находятся резиновые ребра, образующие основание канавок рисунка.

3. Отсутствие неприятных звуков при резких поворотах и торможениях.

4. Возможность быстрой замены протекторных колец и более длительный срок работы каркаса.

5. Быстрая замена рисунка протектора при изменении условий эксплуатации и времени года путем смены установленных колец на кольца с новым рисунком. Если на шине установлены протекторные кольца с рисунком для езды в зимних условиях, то можно применять специальные вольфрамовые наконечники, обеспечивающие надежное сцепление с мокрой или ледяной поверхностью.

Кроме того, шины со съемным протектором могут обеспечить автомобилю необходимую скорость, грузоподъемность и амортизационные свойства. Точных сведений о сроке службы самих шин и протекторных колец в настоящее время еще не имеется.

Шины со съемным протектором можно устанавливать на автомобили при движении по усовершенствованным дорогам и при эксплуатации в зимних условиях. Следует ожидать, что в этих шинах удастся использовать новые каучуки и пластики, обладающие высокой износостойкостью, которые по технологическим соображениям не применяются для обычных шин.

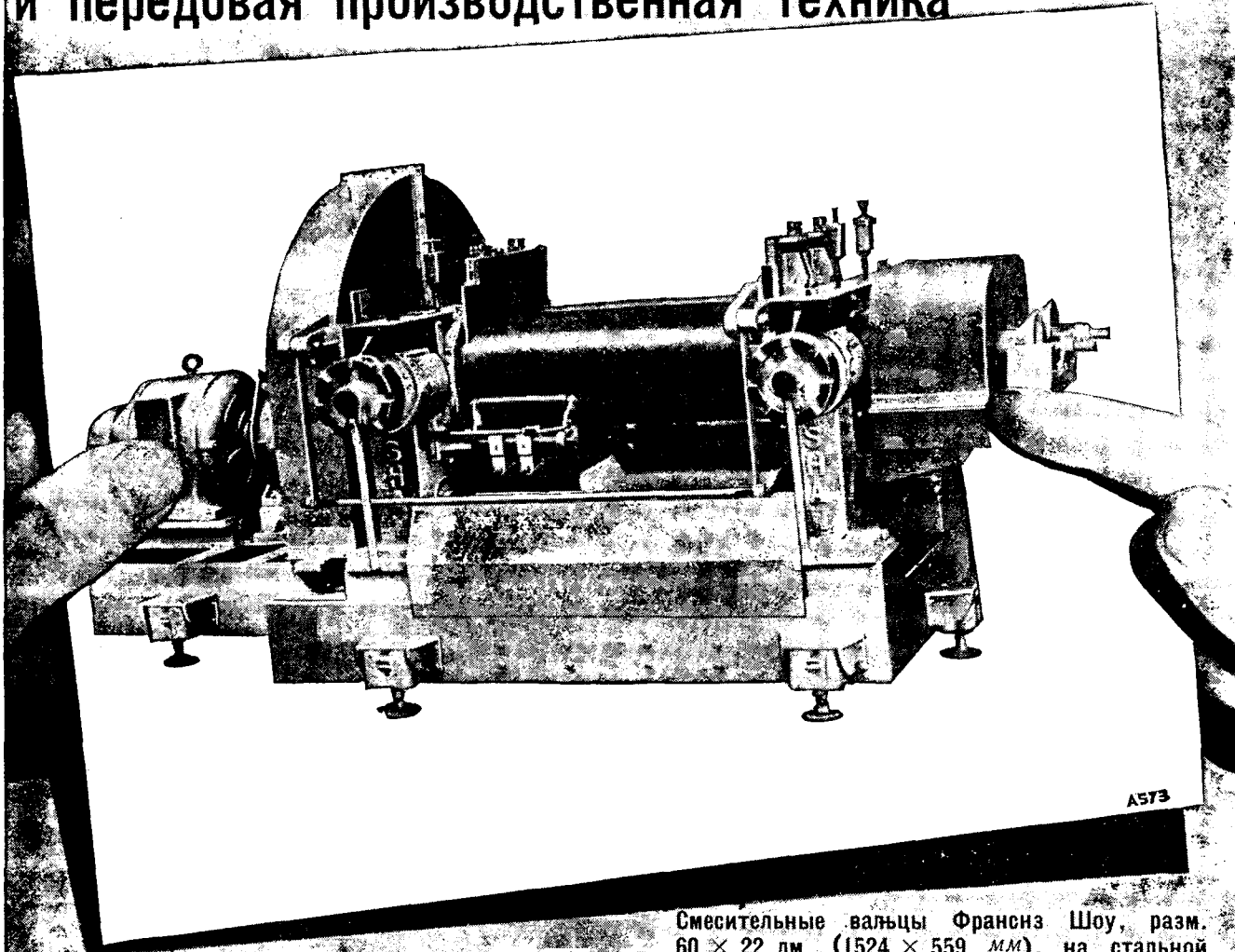
В настоящее время в отечественной шинной промышленности проводятся работы по созданию шин со съемным протектором. Ярославским, Московским шинными заводами и НИИ шинной промышленности созданы первые образцы таких шин и начаты их всесторонние испытания.

### ЛИТЕРАТУРА

1. «Каучук унд Гумми», т. 12, № 11, 1959, стр. 302.
2. «Раббер Джорнеэл», т. 137, 1959, стр. 550—553.

**Б. Л. БУХИН, В. Н. ПРАЩИКИН**  
НИИ шинной промышленности

За каждой машиной выпускаемой заводом  
 Франсиз Шоу стоят  
 исследовательская и проектная работы  
 и передовая производственная техника



Постоянно проводимая исследовательская работа и конструктивные усовершенствования, тесное сотрудничество с потребителями, передовое проектирование, применение высококачественных материалов — все это вместе с многолетним опытом способствует созданию машин для производственных процессов обладающих непревзойденными рабочими характеристиками.

Смесительные вальцы Франсиз Шоу, разм. 60 × 22 дм. (1524 × 559 мм), на стальной фундаментной раме установленной на амортизаторах колебаний, поставляются по заказу. Среди других конструктивных особенностей находятся:

- ★ Механическая регулировка зазора между валками
- ★ Одинарная или двойная передача от одного привода
- ★ Предохранительное устройство сист. Ланн
- ★ Картерная смазка



**Francis Shaw**

**FRANCIS SHAW & COMPANY LIMITED MANCHESTER 11 ENGLAND**  
 TELEGRAMS: "CALENDER" MANCHESTER • TELEPHONE: EAST 1313 • TELEX: 66-357

London Office: 22 Great Smith Street London SW1 • Tel: Abbey 3245 • Telegrams: Vibrate London • Telex: 22260  
 Canada: Francis Shaw (Canada) Ltd Grahams Lane Burlington Ontario • Telephone: Nelson 4-2350  
 Telegrams: Calender Burlington Ontario • Telex: Canada Calender Hamilton 021/662

ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВА ФИРМЫ ВО ВСЕХ СТРАНАХ МИРА

P.4351

# INTOL

## Бутадиенстирольные каучуки горячей и холодной полимеризации марки "INTOL"

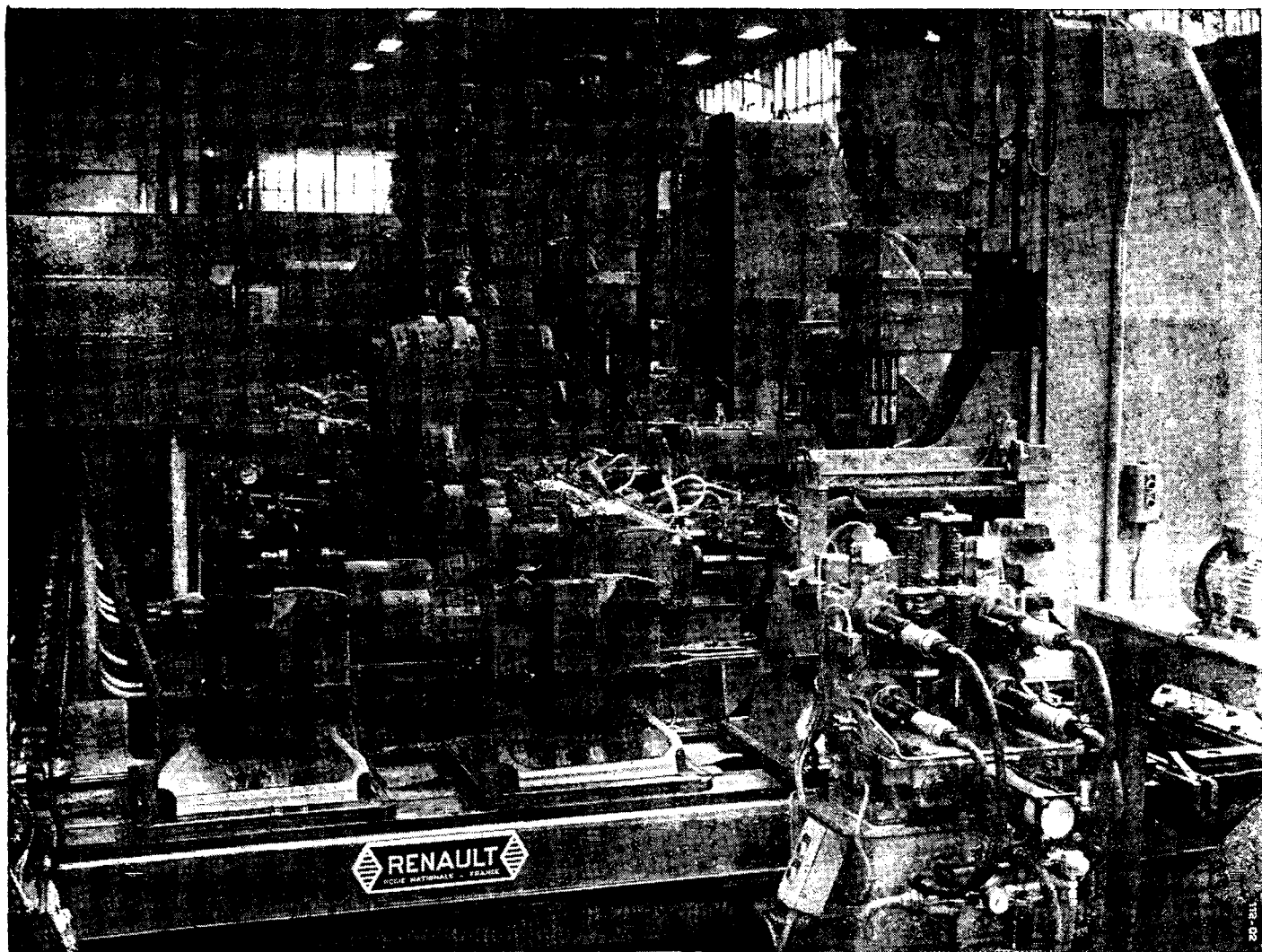
№	ТИП	ХАРАКТЕРИСТИКА	ИЗГОТОВЛЯЕМЫЕ ИЗДЕЛИЯ
<b>1006</b>	«Горячая» бутадиенстирольная сополимерная эмульсия. Полимеризована с применением жирно-кислотного мыла в качестве эмульсионного средства. Стабилизирована с бесцветным антиокислителем.	Легкий цветной не окрашивающий полимер. Широко применяется в изготовлении продуктов белого и других бледных цветов.	Половые кабели, прорезиненные ткани, предметы домашнего обихода. Применяется также для усиления сопротивления удару легких цветных пластмасс.
<b>1500</b>	С кислотно-канифольным мылом	Общего назначения, изготавливается простыми способами, обладает высокими механическими свойствами и хорошими клеящими способностями	Покрешки, профилированные заготовки, твердая резина, детали машин, предметы, требующие высоких физических свойств
<b>1502</b>	Со смесью жирных и кислотноканифольных мыл и бесцветным антиокислителем	Обладает большой прочностью при разрыве, стойкостью против истирания, эластичностью. Благодаря бесцветности применяется для изготовления предметов светлых тонов	Детали автомобилей, спортивные принадлежности, подошвы для обуви, прорезиненные ткани, для одежды, вещи домашнего обихода
<b>1710</b>	Маслодержатель, наполненный при полимеризации высоковязкого полимера марки 1502 ароматическим маслом в количестве 37,5% от веса полимера	Дешевый с превосходными физическими свойствами	Протекторы шин, профилированные заготовки, детали машин, литые изделия различного применения, цвет которых не является обязательным требованием
<b>1712</b>	Маслодержатель полимер марки 1502, наполненный специальным ароматическим маслом в количестве 37,5% от веса полимера	Свойства те же, что у каучука № 1710, но предназначен для изделий, изготавливаемых простыми способами	Шины; профилированные заготовки; приводные ремни; изоляционные оболочки кабелей; изделия, получаемые литьем в формы и выдавливанием
<b>1778</b>	Бесцветный, маслодержательный каучук	Эмульсия холодного сополимера бутадиенстирола полимеризована со смесью жирных и кислотноканифольных мыл. Каучук наполнен светлым нафтеновым маслом в количестве 37,5%, обладает хорошими физическими свойствами и бесцветен	Белые боковины покрешек, шин, подошвы для обуви, спортивные принадлежности, ковры для пола квартир, предметы домашнего обихода, детали машин, изделия для медицины, резиновые листы, губчатая резина, изоляционные оболочки кабелей

Поставка кусками весом примерно 36,3 кг, обернутыми в пленку и вложенными в два бумажных трехслойных мешка каждый. Упакованный кусок весит примерно 37,4 кг.

Поставка без замедления. Качество постоянное. Цены твердые и вне конкуренции. Обеспечиваются полные технологические данные и консультация.



**The International  
Synthetic Rubber Co. Ltd.**

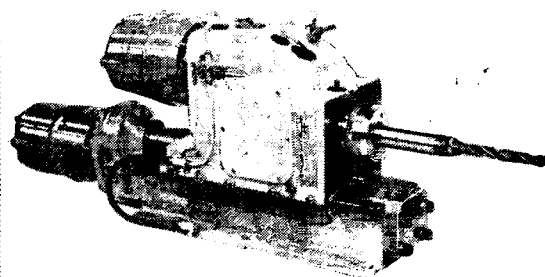


Эта автоматическая линия, первая из серии линий, доставленная в С. С. С. Р. государственными заводами «РЕНО», самым крупным предприятием по изготовлению специальных агрегатных станков во Франции.

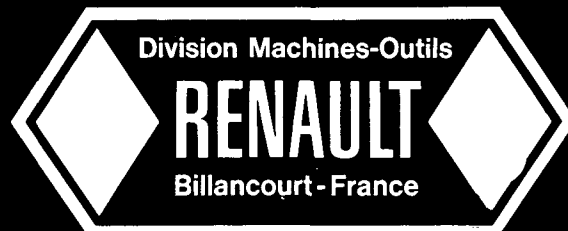
Автоматическая линия состоит из 4-х агрегатов на которых находятся 14-ть электромеханических силовых головок и 7-мь контрольных устройств для обработки крышки коробки передач грузовых автомобилей. 36 рабочих операций выполняются одновременно.

6000 электромеханических силовых головок, 500 агрегатов, 230 агрегатов с поворотным столом, 150 автоматических линий, выпущены заводами «РЕНО» и применяются во многих странах мира в самых разнообразных отраслях промышленности, среди которых; изготовленне холодильников, электродвигателей и электрической аппаратуры, нефтяных трубопроводов, различных вентилях и фланцев, машин для текстильной промышленности, швейных машин, машин для изготовления бумаги, тепловых двигателей различных мощностей, легковых и грузовых автомобилей, мотороллеров, сельскохозяйственных машин, железно-дорожного инвентаря и т. п.

Для всех дополнительных сведений писать  
**ФРАНЦИЯ, RENAULT DIVISION MACHINES-OUTILS**  
 8-10, avenue Émile-Zola, Billancourt (France)



Электромеханические силовые головки «РЕНО» выполняют в автоматическом цикле различные операции как например; сверление, зенкерование, расточку, фрезерование, обточку, внутреннюю и наружную резьбу.







*S.S. White*

## Гибкие тросы для присоединения спидометров и тахометров

### Характеристики гибких тросов фирмы S. S. White

Все гибкие тросы фирмы S. S. White производятся в Англии на машинах, сконструированных и изготовленных фирмой S. S. White. Производство находится под американским наблюдением, обеспечивающим высокий уровень и постоянство качества тросов. Характеристика гибких тросов фирмы S. S. White:

**Гибкость** — свойство троса прилегать под собственным весом к поверхностям испытательного стенда.

**Сопротивление кручению** — восприятие тросом нагрузки, вдвое превышающей расчетную.

**Деформация при кручении** — угол поворота сечения троса на единице его длины при приложении единицы нагрузки. Деформация тросов фирмы S. S. White настолько мала, что может быть измерена только особо чувствительными приборами.

**Допустимый момент кручения** — рабочий крутящий момент в *кг/см*, который приводной трос может передать. Для тросов фирмы S. S. White эта величина установлена приблизительно равной 25% от разрушающей нагрузки,

**Разрушающая крутящая нагрузка** — нагрузка,

при которой трос привода разрушается или скручивается с остаточными деформациями.

**Гистерезис вращения** — работа, затрачиваемая на преодоление внутреннего трения разгруженного троса.

**Минимальный рабочий радиус** — радиус наименьшего изгиба, при котором может работать трос данного размера и типа.

Как эти характеристики достигаются?

Характеристики гибких тросов фирмы S. S. White обеспечиваются:

- 1) Качеством применяемой проволоки,
- 2) Количеством жгутов троса,
- 3) Количеством и толщиной проволок в каждом жгуте,
- 4) Созданием запаса прочности,
- 5) Широко проводимыми испытаниями.

*Изготавливаемым гибким тросам придают необходимые свойства различным сочетанием показателей приведенной характеристики. Гибкие тросы фирмы S. S. White поставляются разных типов для удовлетворения различных нужд.*

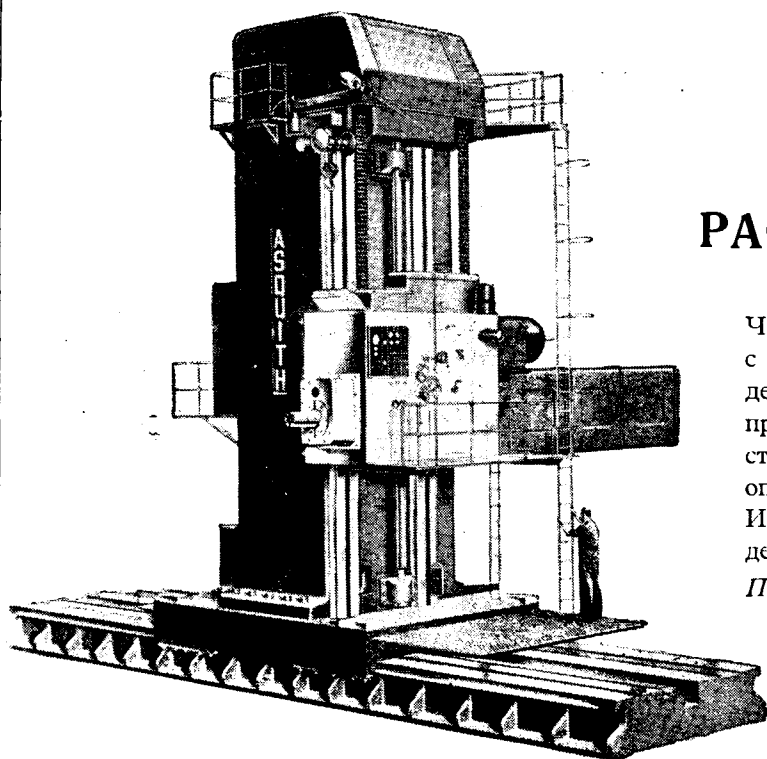
С запросами обращайтесь по адресу:

*S.S. White*

THE S. S. WHITE DENTAL MFG. CO. (G.B.) LTD.  
INDUSTRIAL DIVISION  
Britannia Works, St. Pancras Way, London, N.W.1., Англия



# НАДЕЖНЫЕ СТАНКИ ДЛЯ



## ФРЕЗЕРНЫЕ И РАСТОЧНЫЕ СТАНКИ

Тип RT

Чрезвычайно мощный устойчивый станок, с электронным управлением, со шпинделем, смонтированным в прямоугольном призматическом ползуне, для производства тяжелых фрезерных и расточных операций.

Изготавливаются трех размеров со шпинделем диаметром от 153 до 253 мм.

*Подробные данные охотно высылаются по запросу.*

**WILLIAM ASQUITH LTD.**

Завод: HALIFAX, YORKS, АНГЛИЯ  
HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2.  
Англия

Телефон: Trafalgar 7224-6    Телеграммы: Drillmach, London

## MAXICUT

## ЗУБОСТРОГАЛЬНЫЕ СТАНКИ

Высокопроизводительные мощные станки для нарезания зубчатых колес с прямым и спиральным зубом, зубчатых колес с внутренним зацеплением и всевозможных звездчаток с фасонными профилями. Применение таких станков дает возможность обеспечить высшую степень точности продукции и минимальную затрату времени на переходы от производства одного изделия на другое.

*Запросы направляйте по адресу:*

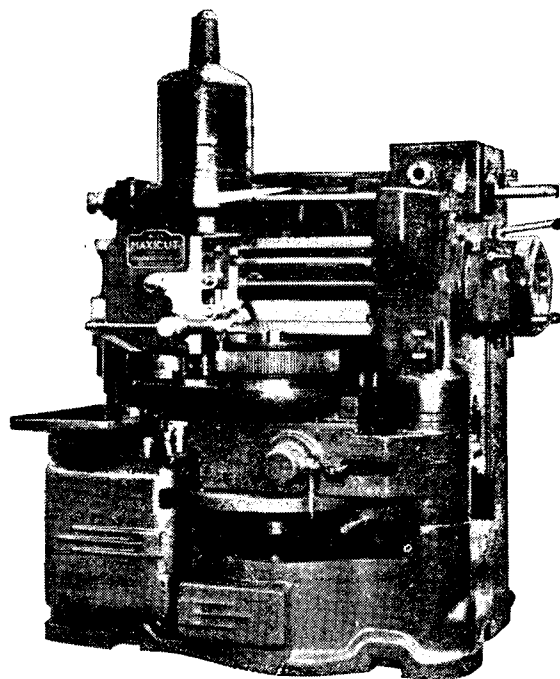
**DRUMMOND BROTHERS LTD.**

Завод: GUILDFORD, SURREY, АНГЛИЯ

HALIFAX HOUSE, STRAND, LONDON, W.C.2. АНГЛИЯ

Телефон: Trafalgar 7224-6

Телеграммы: Drillmach, London

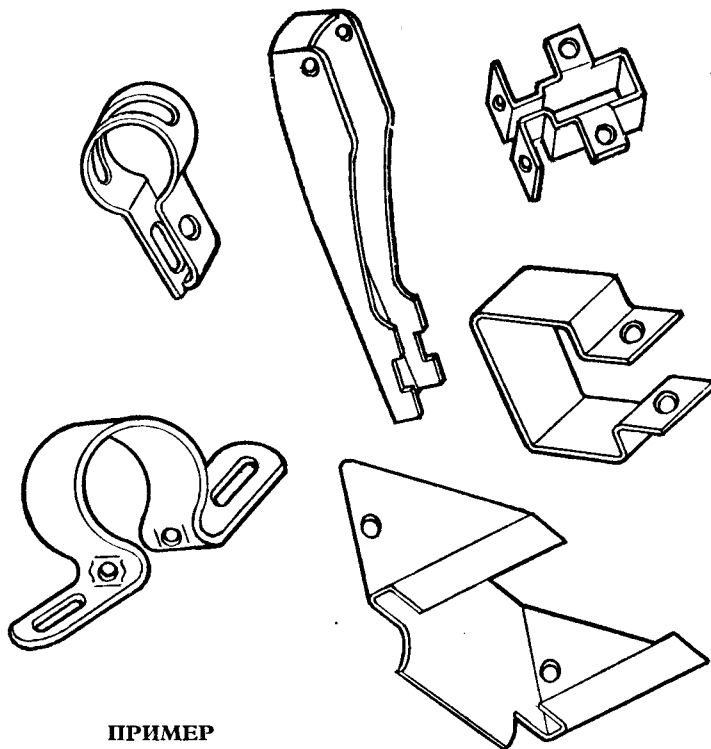


Вологодская областная универсальная научная библиотека  
**МАКСИМАЛЬНОЙ ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТИ**  
www.booksite.ru

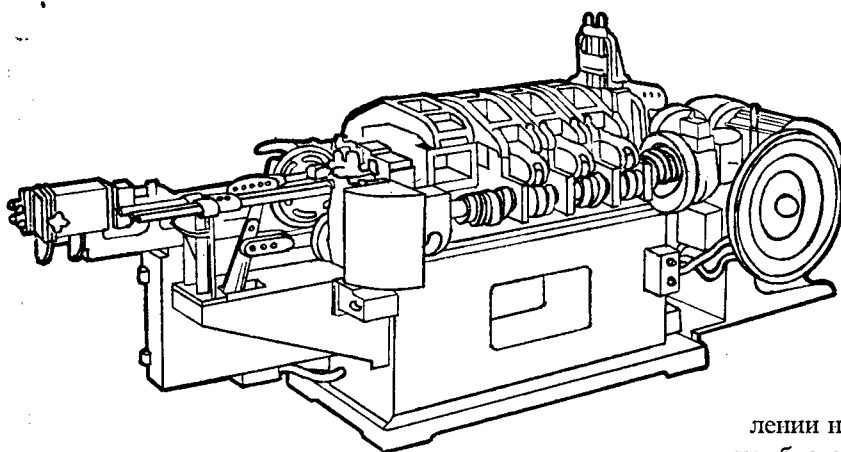
# ALLTOOLS LTD

**Выполняет особо точные работы для промышленности**

Alltools Ltd. изготавливает оснастку и специальное оборудование для предприятий автомобильной, авиационной, электротехнической промышленности и для производства предметов домашнего обихода. Фирма проектирует и изготавливает, а также создает по чертежам заказчика штампы, (простые и прогрессивные), специальные зажимные гильзы и патроны, приспособления к станкам и сборочные приспособления, а также специальные установки, оборудование и станки весом до 40 т.



ПРИМЕР



Металлоформирующая машина фирмы Alltools Ltd. и автомобильные детали, которые на ней изготавливаются с минимальной производительностью 60 шт. в минуту.

Эта надежная, автоматически действующая машина обеспечивает экономичную штамповку деталей из холоднокатаной ленты или проволоки. Процесс вырубки наружных, внутренних контуров и формовки деталей при изготов-

лении из холоднокатаной ленты выполняется непрерывно, благодаря чему устраняется необходимость расчленения прессовых операций.

Машина оснащена правильным приспособлением, механизмом автоматической подачи и вертикальным съёмником.

Предусмотрены устройства для регулировки согласованности рабочих движений механизмов и компенсирующих перемещений узлов при постройке машины.

*Запросы просьба направлять по адресу:*

## ALLTOOLS LTD

**TRANSPORT AVENUE, GREAT WEST ROAD, BRENTFORD, АНГЛИЯ**