

Автомобильная промышленность



7

1961

СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Пути снижения веса автомобилей и расхода материалов на их изготовление . . .	1
--	---

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

Б. А. Взоров — Влияние турбонаддува двигателя ЯМЗ-236 на теплонапряженность поршня и выпускного клапана	3
Б. И. Клочков — Буксование ведущих колес автомобиля на дорогах с мягким покрытием	6
А. П. Шурыгин — Из опыта эксплуатации литых чугунных коленчатых валов	8
Ю. Г. Стефанович — О выборе демпфера сцепления для грузовых автомобилей	10
П. П. Лукин — К расчету гидропривода сцепления	12
А. Д. Дербаремдикер — Исследование характеристики калиброванных отверстий амортизатора	15
Н. Н. Рахманов — О повышении надежности гидропневматических и гидравлических рессор	19
Ю. А. Ечеистов, О. И. Карузин — Методика определения тангенциальной жесткости шин	21
В. Т. Панфилов, Н. Г. Блейз, Л. А. Глейзер — Новый кран управления давлением в централизованной системе регулирования давления воздуха в шинах автомобилей	22
Ю. М. Галкин — Расчет и анализ зарядного баланса системы автомобильного электрооборудования	24

ТЕХНОЛОГИЯ

А. И. Зибенберг, А. С. Поляков — Комплексная автоматизация участка выбивки блока цилиндров	30
И. Б. Гурвич — Приработочные и износостойкие покрытия деталей двигателей Горьковского автозавода	31
А. М. Мансуров — Проект нового кузнечного цеха	32
Е. Н. Ермолаев, В. К. Чесноков, Ю. П. Волик — Выталкивающие устройства в пакетах и штампах при штамповке на кривошипных ковочно-штамповочных прессах	36
В. В. Саклинский — Развитие технологии порошковой металлургии в автомобильной промышленности	38
А. Г. Шаповальянц, Н. А. Масляев — Окраска подогретыми эмалями в электрическом поле	39

ИНФОРМАЦИЯ

Б. А. Взоров — О повышении износостойкости цилиндров двигателей	40
М. И. Лысов — Рулевые механизмы современных зарубежных легковых автомобилей	41
К. М. Атоян, Т. А. Клягина — Опыт применения пластмасс на Львовском автобусном заводе	44

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

Н. Н. Гитлин, Л. М. Соболев — Рецензия на книгу В. А. Ломовского, «Впрыск топлива в транспортные двигатели с принудительным зажиганием», Машгиз, 1958	46
Новые книги	48

На обложке — Автобус ЛАЗ-699А Львовского автобусного завода.

Главный редактор К. П. Иванов

Редакционная коллегия:

А. А. Андерс, Е. Б. Арманд, В. А. Бабенко, М. И. Басов, Н. А. Бухарин, Г. Е. Вассерман, Г. М. Владимиров, А. С. Евсеев, Г. В. Зимелев, К. П. Иванов, М. Я. Иоаннесянц, 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, доб. 314 и 149.

Технический редактор Б. И. Моделёв.

Корректор В. А. Первошчикова.

Сдано в производство 8/VI 1961 г. Подписано к печати 20/VI 1961 г.
Т-06200. Тираж 15 025 экз. Печ. л. 6 Уч. изд. 8,25. Бум. л. 3 Формат 60×92¹/₈. Зак. 1728.

Автомобильная промышленность

Ежемесячный
научно-технический
журнал

Орган Государственного комитета Совета
Министров СССР по автоматизации
и машиностроению

№ 7

и июль 1961

ГОД ИЗДАНИЯ XXVII

Экономика и организация производства

Пути снижения веса автомобилей и расхода материалов на их изготовление

В ТЕЧЕНИЕ длительного времени Горьковский автозавод ведет работу по снижению веса автомобилей и экономии в расходовании материалов для их изготовления. Вес деталей, узлов, агрегатов и автомобиля в целом, а также нормы расхода материалов на изготовление деталей автомобиля находятся повседневно в поле зрения всех конструкторов, технологов, исследователей и рационализаторов завода. Результатом такой работы является систематическое снижение веса выпускаемых автомобилей при одновременном повышении эксплуатационных качеств и срока службы. Так, вес автомобиля ГАЗ-51 с 1947 г. снизился более чем на 250 кг.

усилен кузов и повышена надежность других узлов. Эти мероприятия (если их взять изолированно) потребовали увеличения веса автомобиля.

Большой опыт, накопленный конструкторами и исследователями завода в создании легких и надежных конструкций автомобильных агрегатов и автомобиля в целом, позволил создать новые автомобили с более высокими эксплуатационными показателями, с хорошим использованием материалов.

Так, автомобиль ГАЗ-13 «Чайка», который заменил выпущавшийся ранее автомобиль ГАЗ-12, тяжелее указанного автомобиля всего на 60 кг. При этом автомобиль «Чайка» является автомобилем более высокого класса, рамной конструкции с восьмицилиндровым двигателем, имеющим почти в 2 раза большую мощность, с автоматической коробкой передач. В этом автомобиле есть агрегаты, отсутствовавшие в автомобиле ГАЗ-12, в частности, усилители привода тормоза и рулевого привода, электростеклоподъемники с кнопочным включением, механизм для управления антенной радиоприемника и др.

Образцы автомобиля ГАЗ-13 «Чайка», несмотря на наличие более мощного двигателя, рамы, автоматической трансмиссии, имеют вес, практически равный весу серийного автомобиля ГАЗ-12.

Новый грузовой автомобиль ГАЗ-52, практически одинаковый по весу с автомобилем ГАЗ-51, намного превосходит автомобиль ГАЗ-51 своей динамикой, сроком службы, вместительностью и комфортабельностью кабины. Надежность и большой срок службы принятых для автомобиля ГАЗ-52 агрегатов позволили заводу создать его модификацию — автомобиль ГАЗ-53, который эффективно работает с повышенной грузоподъемностью 3—4 т против 2,5 т для грузовых автомобилей ГАЗ-51 и ГАЗ-52. При этом вес автомобиля ГАЗ-53 по сравнению с весом автомобиля ГАЗ-51 увеличился только на 300 кг. Большая часть дополнительного веса используется на удлиненную раму, увеличенную платформу, переднюю ось, усиленную рессорную подвеску, колеса и шины.

В настоящее время проводятся государственные испытания новых грузовых автомобилей, которые должны подтвердить высокое качество конструкции этих автомобилей.

Если проследить за использованием металла в производстве автомобилей, то и здесь заметно значительное снижение расхода металла с каждым годом.

Таблица 1

Годы	Вес автомобилей в кг		Годы	Вес автомобилей в кг	
	ГАЗ-51	М-21 «Волга»		ГАЗ-51	М-21 «Волга»
1947	2740	—	1954	2693	—
1948	2720	—	1955	2559	—
1949	2690	—	1956	2610	1440
1950	2660	—	1957	2602	1382
1951	2648	—	1958	2583	1379
1952	2645	—	1959	2533	1386
1953	2624	—	1960	2508,5	1356
			1961	2488	1380

В табл. 1 дана динамика снижения веса автомобилей ГАЗ-51 и М-21 «Волга».

Однако, наряду со снижением веса, были введены некоторые мероприятия по улучшению надежности и эксплуатационной эффективности автомобиля, которые увеличили его вес. Так, в автомобиле ГАЗ-51 (1956—1957 гг.) были введены удлиненная платформа, отопитель кабины, усиленные поворотные кулаки и кожухи полуосей и др., что увеличивало вес более чем на 50 кг.

Аналогичная работа была проведена также по автомобилю М-21 «Волга». Как видно из табл. 1, вес автомобиля снижен на 60 кг. Кроме того, проводились мероприятия, повышающие прочность деталей и агрегатов автомобиля «Волга» и улучшающие ее эксплуатационные показатели. В частности, значительно

Н889.7.2.1.10

Таблица 2

Годы	Нормы расхода проката в кг		Годы	Нормы расхода проката в кг	
	ГАЗ-51	М-21 «Волга»		ГАЗ-51	М-21 «Волга»
1948	1803,3	—	1955	1539,3	—
1949	1730,0	—	1956	1593,2	—
1950	1699,2	—	1957	1666,4	1280,0
1951	1604,8	—	1958	1574,98	1247,4
1952	1547,4	—	1959	1527,3	1160,0
1953	1490,7	—	1960	1467,4	1137,2
1954	1546,0	—	1961	1426,1	1134,3

Как видно из табл. 2, нормы расхода металла за время производства автомобиля ГАЗ-51 уменьшились на 21%, а за время производства автомобиля «Волга» на 11%.

Следует отметить, что на нормы расхода влияли изменения, вводимые в конструкцию автомобилей, которые, если брать их отдельно, требовали большего расхода металла.

Всем мероприятиям, направленным на снижение веса автомобиля, предшествует тщательный анализ результатов испытаний и эксплуатации автомобилей, который позволяет конструкторам определять слабые места автомобиля и намечать мероприятия по повышению их надежности и срока службы, так как длительная работа автомобиля в народном хозяйстве окупает расходы завода на модернизацию автомобиля.

Снижение веса автомобиля допускается только в том случае, если это не приводит к уменьшению надежности, срока службы автомобиля или к ухудшению его эксплуатационных качеств.

Положительные результаты могут быть достигнуты только при условии правильно организованной работы в области создания новых конструкций и технологических процессов.

Забота о снижении веса автомобиля и норм расхода материалов является содержанием работы большого коллектива конструкторских и технологических бюро, а также исследовательских лабораторий. Кроме того, в эту работу включен многотысячный коллектив рационализаторов завода.

При создании новых конструкций автомобилей первоначально подбираются и анализируются материалы, характеризующие срок службы изготавливаемых заводом агрегатов в условиях эксплуатации, а также систематизируются данные авторемонтных заводов.

Такие данные позволяют определять слабые места конструкции, нуждающиеся в усилении, и выявлять более надежные элементы конструкции.

При конструировании широко применяется весовой анализ деталей, узлов, агрегатов, автомобилей Горьковского автозавода, позволяющий производить сравнение их с аналогичными (близкими по классу) другими автомобилями. В результате такого анализа можно установить рациональную геометрию и вес изделий. Примеры весового анализа (в кг) отдельных узлов приведены в табл. 3—5.

Таблица 3

Вес деталей тормоза	М-20 «Победа»		М-21 «Волга»		Форд-Кастомлайн		Плимут-Савой		Опель-Капитан	
	М-20	М-20	М-21	М-21	Форд-Кастомлайн	Форд-Кастомлайн	Плимут-Савой	Плимут-Савой	Опель-Капитан	Опель-Капитан
Общий . . .	4,39	5,43	5,24	4,3	5,285	5,0	4,915	4,395	2,9	3,308
Шита тормоза	2,012	2,012	2,1	2,0	2,56	2,2	1,84	2,055	0,715	0,615
Колодки в сборе . . .	0,750	0,752	0,780	0,745	0,791	0,680	0,870	0,740	0,525	0,700
Колесного цилиндра в сборе . . .	0,535	0,535	0,555	0,565	0,485	0,540	0,430	0,603	0,513	0,456
Остальных деталей тормоза . . .	1,093	2,131	1,805	0,99	1,449	1,58	1,775	0,997	1,147	1,537

Примечание. В первой графе указан вес, относящийся к переднему тормозу, во второй — к заднему.

Кроме того, лаборатории проводят статические и динамические испытания деталей, узлов и автомобиля в целом, выявляя при этом напряженность элементов конструкции и необоснованное завышение веса.

При исследовании напряженности конструкций широко применяется тензометрирование с помощью проволоочных датчиков. Так, во время проектирования кузова автомобиля М-21 «Волга» исследование напряжений тензометрированием проводилось в кузовах автомобилей «Победа», ГАЗ-12, в импортных кузовках.

Таблица 4

Вес деталей заднего моста	М-21 «Волга»		М-20 «Победа»		Опель-Капитан	Плимут-Савой	Форд-Кастомлайн
	М-21	М-21	М-20	М-20			
Общий	58,155	54,909	39,351	58,650	52,895	52,895	52,895
Картера и кожуха полуосей	4,05	4,009	2,67	5,327	4,635	4,635	4,635
Полуоси, ступицы, подшипника полуосей, полуосевых шестерен	9,055	10,046	5,831	8,553	9,08	9,08	9,08
Дифференциала, ведомой шестерни, подшипников дифференциала	17,51	15,274	11,44	15,407	13,35	13,35	13,35
Ведущих шестерен с подшипниками, сальниками, крепежом	27,5	25,58	19,41	29,363*	25,83*	25,83*	25,83*

* С учетом веса двух ступиц, равного 5 кг.

Таблица 5

Вес деталей передней подвески	М-21 «Волга»		М-20 «Победа»		Опель-Капитан	Плимут-Савой	Форд-Кастомлайн
	М-21	М-21	М-20	М-20			
Общий	49,19	48,67	36,23	51,49	50,93	50,93	50,93
Стабилизатора и его деталей	3,20	3,20	3,20	4,26	4,19	4,19	4,19
Верхних рычагов и амортизаторов	13,42	13,42	6,18	6,56	8,05	8,05	8,05
Нижних рычагов и осей	9,40	9,34	8,46	11,16	14,08	14,08	14,08
Стойки, шкворней и поворотных кулаков	11,54	11,71	10,98	13,26	11,12	11,12	11,12
Пружин и буфетов	11,63	11,00	7,64	14,65	13,49	13,49	13,49

Слабые места в этих кузовах были известны по данным дорожных испытаний и эксплуатации.

В результате тензометрирования установлено, что некоторые металлоемкие детали кузова автомобиля М-21 «Волга» (например, боковина передней части, центральный усилитель пола, поперечина в переднем и заднем сиденьях и др.) при условно допустимом напряжении 1000 кг/см² недогружены, имели низкое напряжение (100—500 кг/см²) и поэтому могли быть облегчены.

Таблица 6

Узлы и детали	Напряжение в кг/см ²			
	М-21 «Волга»	М-20 «Победа»	ГАЗ-12	Шевроле-Форд
Лонжерон пола—средняя часть	570	340	380	300
Центральный усилитель пола	275	340	380	—
Поперечина под сиденьем:				
передним	500	440	320	—
задним	415	550	380	—
Зона соединения стойки передней части кузова с полом	150	300	—	100
Передняя часть кузова:				
распорка наружная	2000	2600	3000	350
боковина	200	150	—	—
Зона соединения верхней наклонной стойки с крышей	1200	1160	1600	540
Задняя часть кузова и боковина	765	920	—	—
Диагональные распорки	720	530	—	—
Полка	280	260	—	—

Сравнение напряжений в различных кузовах (табл. 6) позволило определить надежность кузова автомобиля «Волга».

Агрегаты, узлы и детали, предусматриваемые к установке на новые модели автомобилей, подвергаются тщательным испытаниям в специализированных лабораториях.

Завершающим этапом лабораторных работ по определению срока службы новой модели являются широко поставленные дорожные испытания до пуска автомобиля в производство и в начале его освоения.

Большую роль в снижении веса автомобилей Горьковского автозавода играет широкое применение легких сплавов, в частности, алюминиевых, для картерных деталей шасси и двигателя.

Вес отливок из алюминия для автомобиля «Волга» равен 56 кг, а для автомобиля «Чайка» 138 кг, в то время как на американских автомобилях вес таких отливок не превышает 20—25 кг.

Подбором материалов можно снижать вес конструкции, однако при этом необходимо обеспечивать необходимую технологичность изготовления и экономичность производства. На заводе проведены работы по облегчению рам грузовых автомобилей за счет применения низколегированных сталей. Это позволило сэкономить до 7 кг листовой стали на каждый автомобиль. Работы в этом направлении продолжаются.

Другим примером может служить подбор материалов для полусей заднего моста грузового автомобиля. На автомобилях ГАЗ-51 с момента начала производства этого автомобиля для полусей заднего моста применялась сталь 35ХГС с объемной закалкой. На заводе разработан технологический процесс, по которому стало возможным применять для этой детали сталь 40 с нагревом т.в.ч. и закалкой. В результате не только улучшились экономические показатели, связанные с заменой стали на более дешевую, но улучшился технологический процесс и снизилась его трудоемкость, а усталостная прочность детали увеличилась в 6 раз. Такое мероприятие позволило сохранить размерность этой детали для автомобиля ГАЗ-52 и ГАЗ-53. При сохранении прежней марки стали и технологии потребовалось бы увеличить диаметр полусей, а следовательно, увеличить размеры и вес заднего моста.

Для двигателей автомобилей «Волга» и «Чайка» и других новых двигателей применяются литые пустотелые коленчатые валы. Сочетание новой технологии, новых материалов и конструкции позволило облегчить вес этих валов по сравнению с весом кованных валов на 24%. Применение литых коленчатых валов дает преимущество не только в снижении веса, но и улучшает другие технико-экономические показатели производства.

На заводе потребляется большое количество холоднокатаного стального листа, идущего для изготовления кузовных и других штампованных деталей, а также горячего проката для изготовления деталей шасси и двигателя.

Поэтому в области технологии производства наибольшее внимание уделяется экономии металла. Пути осуществления экономии металла весьма разнообразны: усовершенствование конструкции и технологического процесса, применение более экономичного профиля проката и исходных заготовок, изготовление деталей из отходов.

Например, укорочение накладного листа передней рессоры автомобиля ГАЗ-51 дает экономию до 2,7 кг рессорной полосы на каждый автомобиль.

Освоение задней подвески автомобиля «Волга» с серьгой, ра-

ботающей на сжатие, по предварительным расчетам снизит вес легированной стали до 3 кг на каждый автомобиль.

Значительную экономию металла можно получить за счет утонения стенок деталей с введением ребер жесткости. Внедрение облегченных тормозных щитов с усилителями дает экономию 2,5 кг на автомобиль ГАЗ-51.

Значительная экономия металла достигается изменением операций вытяжки, позволяющих уменьшить отход при зажиме детали, например, изменение технологии изготовления панели наружной двери кузова автомобиля «Волга» экономит 4 кг металла на автомобиль.

На заводе ведутся работы по распространению безотходной и малоотходной штамповки, безоблойнойковки, пересмотру допусков на механическую обработку и сокращению литниковых систем.

Значительные резервы экономии металла заключаются в изготовлении деталей из отходов. В настоящее время из отходов производится 198 деталей автомобиля ГАЗ-51, при этом экономится 111 кг металла на один автомобиль, и 175 деталей автомобиля «Волга» с экономией 67 кг металла на автомобиль.

Большую долю в снижении расхода материалов на изготовление автомобилей вносят рационализаторы и изобретатели завода, которые работают как над снижением веса автомобиля, так и над снижением норм расхода металла.

В целях стимулирования работ по экономии материалов применяются поощрительные мероприятия в рамках действующих премиальных положений, организуются конкурсы на лучшее предложение, в том числе по экономии материалов.

На заводе систематически работают 150—200 комплексных бригад по внедрению предложений, направленных на снижение веса автомобилей и норм расхода материалов.

В состав комплексных бригад входят конструкторы, технологи, руководители цехов, рационализаторы и передовики производства.

В тех случаях, когда внедрение мероприятия зависит от смежных заводов, металлургических или других, в состав комплексных бригад включаются представители соответствующих заводов-поставщиков и отраслевых институтов.

Благодаря содружеству работников Горьковского автозавода с работниками металлургических заводов был снижен расход металла на колесо автомобиля ГАЗ-51, что дало экономию более 9 кг на каждый автомобиль.

Систематическая работа большого коллектива позволила Горьковскому заводу ежегодно экономить 6—12 тыс. т металла.

Конструирование Исследования Испытания

Влияние турбонаддува двигателя ЯМЗ-236 на теплонапряженность поршня и выпускного клапана

Канд. техн. наук Б. А. ВЗОРОВ

НАМИ

УРОВЕНЬ форсировки современных автомобильных двигателей часто ограничивается тем, что температура деталей цилиндра-поршневой группы достигает предельно возможных значений, так что при дальнейшем повышении мощности двигателя он перегревается и отказывает в работе. Поэтому особый интерес представляет оценка теплонапряженности деталей новых двигателей, подготовляемых к серийному производству.

Новый двигатель Ярославского моторного завода ЯМЗ-236 (V-образный, шестицилиндровый однокамерный двигатель с воспламенением от сжатия с $D=130$ мм и $S=140$ мм мощностью 180 л. с. при 2100 об/мин) форсировался в НАМИ до 240 л. с. с помощью турбонаддува. При этом была проведена

экспериментальная оценка влияния турбонаддува на температурное состояние поршня и выпускного клапана, а также была сделана оценка возможного уровня дальнейшей форсировки этого двигателя с точки зрения теплонапряженности поршня.

Температура поршня двигателя ЯМЗ-236 измерялась с помощью хромель-копелевых термопар термокомпенсационным методом с использованием токосъемного приспособления, выполненного по схеме Центрального научно-исследовательского дизельного института (г. Ленинград). Термометрировался поршень второго цилиндра правого ряда.

Общая монтажная схема приборов, которые были применены при измерении температуры поршня, изображена на рис. 1.

При подходе поршня к н.м.т. контакты поршневой колодки замыкаются с соответствующими контактами токосъемной колодки I и передают термоток в цель компенсации. Холодные спаи компенсационных проводов помещены в дюаровском сосуде II. Монтажная схема включает переключатель терморпар III, компенсационный прибор IV, осциллограф V и милливольтметр VI. Кроме того, в схему может включаться нульгальванометр к клеммам НГ компенсационного прибора. В схему компенсационного прибора входит источник компенсационной э.д.с. в виде батареи е (сухой элемент 1КС-V-3), сопротивление г, два низкоомных регулятора в и б для грубой и

Статистика показывает, что наиболее форсированными с точки зрения теплонапряженности поршня являются американские двигатели с воспламенением от сжатия. В табл. 1 показаны значения N_n для трех наиболее форсированных немецких, английских и американских двигателей выпуска 1954 г., а также сравниваются показатели одних и тех же моделей американских автомобилей выпуска 1954 и 1959 г. Из табл. 1 видно, что для наиболее форсированных европейских двигателей с воспламенением от сжатия величина поршневой мощности достигает в среднем 3 л. с./см, для подобных американских двигателей 3,5—4 л. с./см. При этом сравнительные дан-

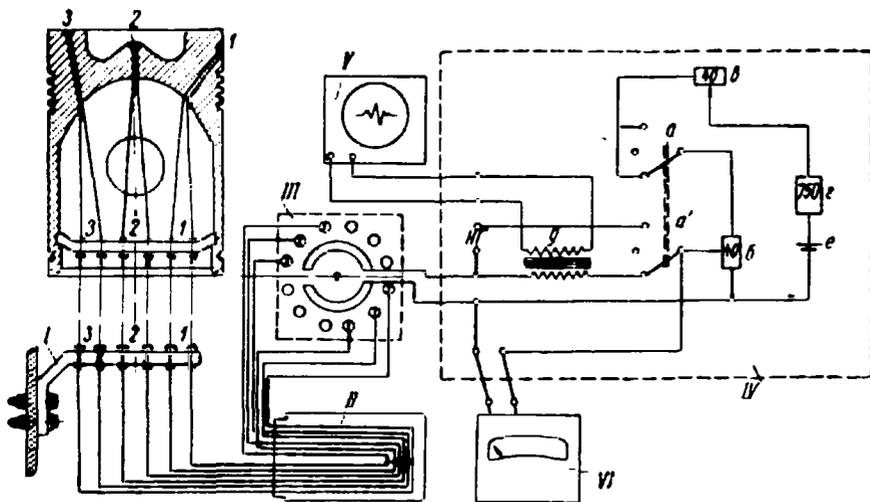


Рис. 1. Монтажная схема приборов для измерения температур поршня.

тонкой регулировки компенсационной э.д.с., повышающий трансформатор д с коэффициентом трансформации 1 : 120 для усиления сигнала на осциллограф и два спаренных переключателя а и а' для переключения прибора с осциллографа на гальванометр и выключения прибора.

Температура выпускного клапана измерялась во втором цилиндре правого ряда с помощью хромель-алюмелевой термопары, горячий спай которой устанавливался в центр грибка клапана. Токосъемное устройство приведено на рис. 2. Пробка с зачеканенной в ней термопарой ввертывалась с помощью резьбы в центр грибка клапана и зачеканивалась. В центре штока клапана, имеющего сквозное сверление, в двухканальной фарфоровой сололке размещалась термопара. Провода термопары присоединялись к контактам 2 на тарелке клапана.

Чтобы тарелка клапана не проворачивалась при работе двигателя, имеется стопорная вилка 3, в прорези которой размещается коромысло. Во избежание проворачивания самого клапана в сухариках стопорная вилка имеет в середине специальный выступ, заходящий в прорезь на конце стержня клапана. Кронштейн токосъемника крепился под гайки крепления опоры валика коромысел. Передача термотока от контактов тарелки клапана на токосъемный кронштейн осуществлялась по двум петлеобразным проводникам из хромелевой и алюминиевой проволоки.

Исследование проводилось методом снятия нагрузочных характеристик на следующих скоростных режимах работы двигателя: 1000, 1200, 1400, 1600, 1850, 2100 об/мин. При этом характеристики снимались как без вспомогательных агрегатов, так и с турбонагнетателем, разработанным в НАМИ (вариант № 10) при расширенных фазах распределительного вала и при оптимальном угле начала впрыска.

Параметром, наиболее полно характеризующим теплонапряженность поршней двигателя, является поршневая мощность

$$N_n = \frac{N_e}{iD} \text{ л.с./см,}$$

где N_e — эффективная мощность двигателя в л. с.;
i — число цилиндров;
D — диаметр цилиндра в см.

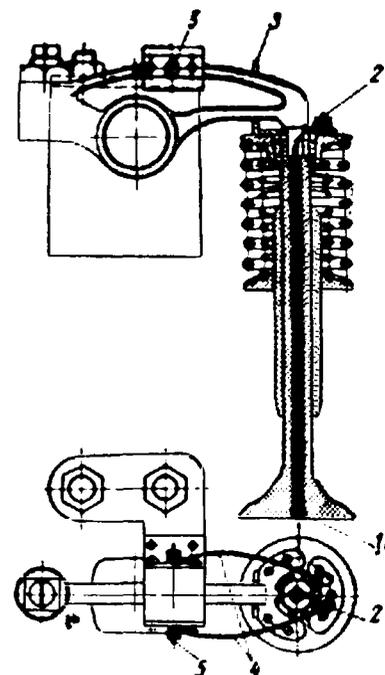


Рис. 2. Схема измерения температуры клапана:

1 — термопара; 2 — контакты на тарелке; 3 — стопорная вилка; 4 — гибкие проводники; 5 — неподвижные контакты на кронштейне.

ные за последние 5 лет показывают, что имеется тенденция к повышению поршневых мощностей, т. е. к дальнейшему увеличению температурного уровня поршней. Это, по-видимому, обеспечивается за счет совершенствования поршневых силыв и масел, применяемых на современных двигателях.

Таблица 1

Фирма	Модель	Мощность в л. с. N_e	Диаметр цилиндра <i>D</i>	Число цилиндров <i>i</i>	Поршневая мощность в л. с./см N_n
Бюссинг	415	200	135	6	2,48
Круш	SW-14	145	115	4	3,16
Даймлер-Бенц	OM-315	145	117	6	2,15
Торникрофт	KPN-615	200	121	6	2,67
Ролс-Ройс	CGSEL-109	250	130	6	3,2
Миллис	G9CS-970	270	150	6	3,01
Кумминс					
1954	NHRS-6	300	130	6	3,85
1955	NHRS-6	320	130	6	4,1
Джэнэмси					
1954	6-71	230	108	6	3,56
1959	6-71	352	114	6	3,7
Геркулес					
1954	DNXV8D	388	158,7	8	3,05
1959	DNXV8D	388	158,7	8	3,05

Анализ статистических данных по автомобильным двигателям дает основание полагать, что условным критерием форсированного по теплонапряженности поршня двигателя может явиться значение $N_{n_{кр}} > 3,5$ л. с./см.

На рис. 3, а приведены результаты измерений температур поршня по описанной выше методике при $n=2100$ об/мин, при наличии турбонаддува и при работе двигателя без наддува. На рис. 3, б показано изменение поршневой мощности N_n и о

нагрузочной характеристике. Максимальное значение поршневой мощности при работе без наддува на номинальном режиме ($n=2100$ об/мин) составило 2,4 л. с./см, а при работе с наддувом 3,08 л. с./см. Таким образом, достигнутый по наддуву уровень форсировки с точки зрения теплонапряженности поршня не является предельным. Это видно также и из полу-

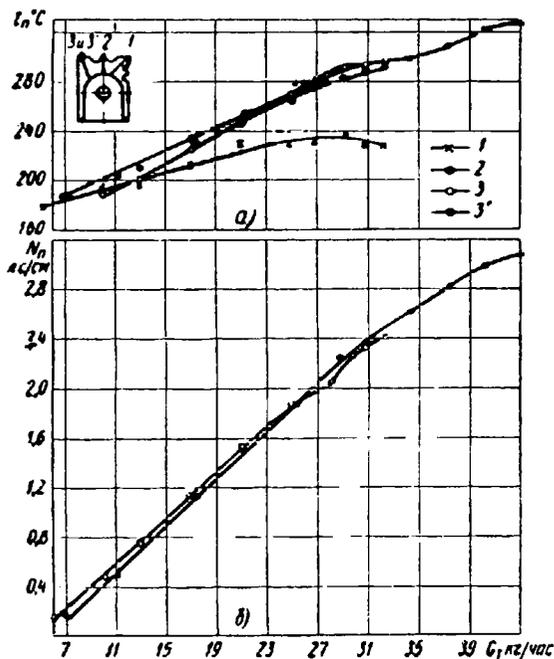


Рис. 3. Изменение N_n и t_n по нагрузочной характеристике при $n=2100$ об/мин при турбонаддуве (точка 3') и без него (точки 1, 2, 3).

ченных температурных кривых. Наивысшая температура достигается на наружной поверхности днища поршня у края (точка 3). В центре днища поршня (точка 2) температура на 10—15° ниже за счет внутреннего охлаждения струей впрыскиваемого топлива. Наиболее низкая температура установлена над первым поршневым кольцом (точка 1). При работе с наддувом измерялась температура только наиболее горячей части поршня (точка 3). Некоторое незначительное отличие в протекании температуры в точке 3 при наличии наддува и без него,

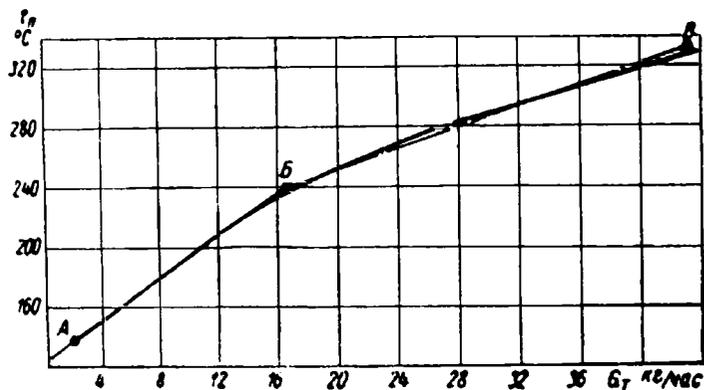


Рис. 4. Осредненная зависимость температуры края днища поршня от часового расхода топлива для любого скоростного режима.

по-видимому, объясняется некоторым несоответствием значений коэффициента избытка воздуха α при одних и тех же значениях G_T .

В целях большей унификации полученных результатов все полученные температурные кривые (точка 3) на различных скоростных режимах по наиболее горячей части поршня совмещены. При этом для каждого скоростного режима приведена

кривая, предварительно осредненная по всем точкам (с наддувом и без него).

Полученные характеристики были заменены одной средней кривой (рис. 4), характеризующей температуру края днища поршня в данном скоростном диапазоне режимов работы двигателя. Как видим, результирующая кривая легко заменяется двумя прямыми АВ и ВВ для участков, имеющих $G_{T90} = 16$ кг/час и выше.

Для оценки точности полученных результатов в табл. 2

Таблица 2

Скоростной режим в об/мин	Часовой расход топлива в кг/час	Температура в точке 3 (рис. 3)		Ошибка в расчете температуры в %
		измеренная	по упрощенной прямой	
2100	32,4	297	295	0,7
1850	29,0	290	285	2,4
1600	24,7	280	268	4,3
1400	22,0	255	258	2,6
1200	19,6	245	249	1,6
1000	16,5	242	239	1,2

сравниваются максимальные значения температуры в точке 3, полученные экспериментально при работе без наддува, с температурой по прямым АВ и ВВ. Аналогичные данные для работы с наддувом приведены в табл. 3.

Таблица 3

Скоростной режим в об/мин	Часовой расход топлива в кг/час	Температура в точке 3 (рис. 3)		Ошибка в расчете температуры в %
		измеренная	по упрощенной прямой	
2100	41,2	327	333	1,8
1850	49,8	318	325	2,2
1600	33,9	303	300	1,0
1400	30,4	288	288	0
1200	26,5	285	274	3,8
1000	22,8	256	261	1,9

Как видно, расчет дает вполне приемлемые результаты, точность которых составляет в среднем 2%. Резкое увеличение ошибки, полученное при $n=1600$ об/мин (табл. 2) и $n=1200$ об/мин (табл. 3), следует, видимо, объяснить выпадением экспериментальных точек из-за нестабильности режима охлаждения двигателя.

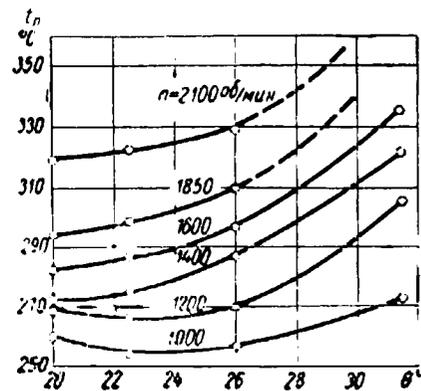


Рис. 5. Влияние угла опережения впрыска топлива на температуру наиболее горячей точки поршня.

С изменением угла опережения впрыска топлива изменяется характер протекания процесса сгорания в дизеле и, следовательно, изменяются такие параметры теплопередачи, как коэффициент теплоотдачи от газов к стенкам и эквивалентная температура газов.

На рис. 5 даны результаты серии опытов по измерениям температуры наиболее горячей части поршня (рис. 3, точка 3) при нескольких значениях угла опережения впрыска топлива. Характеристики снимались при работе двигателя с постоянной нагрузкой на шести скоростных режимах. Как видим, на всех скоростных режимах оптимальный угол опережения впрыска колеблется весьма незначительно в пределах 20—23,5° и со-

ставляет в среднем 22°. Отклонение от оптимума дает весьма резкое увеличение температуры поршня. Так, например, при $n=2100$ об/мин увеличить угол опережения впрыска более 26° не представляется возможным, так как температура поршня резко возрастает до недопустимо высоких значений. В связи с этим работа велась при углах впрыска, близких к оптимальным с точки зрения температурного поля поршня.

Приведенные выше экспериментальные данные позволяют ориентировочно, расчетным путем, оценить возможности дальнейшей форсировки данного двигателя с точки зрения теплонапряженности поршня. Для этого прежде всего необходимо определить предельно допустимую температуру поршня по соображениям сохранения прочностных качеств поршневого сплава.

Материалом поршней двигателя ЯМЗ-236 является заэвтектический алюминийкремниевый сплав с кобальтом марки 280.

В табл. 4 показано изменение твердости и коэффициента линейного расширения при изменении температуры (по данным НАМИ).

Приведенные данные подтверждают общезвестное мнение о том, что предельная температура поршня не должна превышать 350°, поскольку при этой температуре сохраняется твердость материала (а следовательно, и другие прочностные параметры) в пределах 15—20% от исходной величины. Снижение прочностных качеств ниже этого предела, как показывает практика, резко уменьшает надежность работы данного узла.

Температура выпускного клапана в отличие от температуры поршня обуславливается в основном температурой выпускных газов, величина которой определяет местное значение эквивалентной температуры. В свою очередь, температура выпускных газов определяется параметрами, характеризующими режим работы двигателя. Это прежде всего среднее эффективное давление цикла, число оборотов вала двигателя и др.

В приводимой ниже табл. 5 даны значения температуры клапана, полученные при испытаниях. Максимальное абсолютное значение измеренной температуры клапана невелико (менее 700°), в связи с чем никаких ограничений в форсировку двигателя наддувом температура клапана не вносит.

Благодаря интенсивной теплоотдаче в начальной фазе вы-

Таблица 4

Температура в °С	Свойства сплава KS-280	
	Твердость по Бринеллю	Коэффициент расширения
20	90	$18 \cdot 10^{-6}$
200	60	$18,7 \cdot 10^{-6}$
250	33	—
300	21	$19,4 \cdot 10^{-6}$
350	15	—
400	9,5	$20 \cdot 10^{-6}$

пуска температура выпускных газов получалась несколько ниже температуры клапана, причем с увеличением нагрузки эта разница уменьшается.

n в об/мин	Среднее эффективное давление в $кг/см^2$	Температура клапана в °С	n в об/мин	Среднее эффективное давление в $кг/см^2$	Температура клапана в °С
2100	5,64	515	1400	8,5 9,04 9,6	585 620 660
	6,78	545			
	7,88	600			
	8,48	630			
	9,04	600			
	9,28	690			
1600	6,66	505	1200	5,71 6,79 7,92 9,04 9,52 10,06	475 525 575 630 650 690
	6,78	535			
	7,92	590			
	9,05	650			
	9,62	675			
	10,18	705			
1400	5,73	475	1000	5,6 6,78 7,3 7,93 8,05 9,05 9,8	430 500 525 555 590 620 650
	6,83	520			
	7,34	545			
	7,9	570			

пуска температура выпускных газов получалась несколько ниже температуры клапана, причем с увеличением нагрузки эта разница уменьшается.

Проведенное экспериментальное исследование влияния наддува на температуру поршня и выпускного клапана дизеля ЯМЗ-236 позволяет сделать следующие выводы.

1. Максимальная температура поршня на режиме максимальной мощности без наддува составила с края днища 297°, а при наддуве 327°. В центре днища температура несколько ниже.

2. Поршневая мощность при наддуве двигателя повышается с 2,4 л. с./см до 3,08 л. с./см.

3. Расчетная оценка возможностей дальнейшей форсировки двигателя наддувом показывает, что при сохранении существующей схемы поршня и режима его охлаждения и принятой степени повышения давления 550 мм рт. ст. максимальную мощность целесообразно поднимать выше 260 л. с., при этом температура края днища поршня достигает 350°, а механическая прочность поршневого сплава KS-280 резко снижается.

Температура выпускного клапана в центре грибка не превышает 700° в условиях наддува, и следовательно, не вносит существенных ограничений в возможности форсировки двигателя.

Буксование ведущих колес автомобиля на дорогах с мягким покрытием

Б. И. КЛОЧКОВ

Сталинградский механический институт

ПРИ взаимодействии ведущих колес автомобиля с дорогой возникают силы сцепления, которые обеспечивают возможность перемещения автомобиля. Эти силы зависят от упругих, инерционных и прочих свойств колеса и дороги.

Возникновение сил сцепления сопровождается деформацией колеса, дороги и проскальзыванием элементов колеса, что проявляется в буксовании последнего.

Вследствие буксования действительная скорость движения автомобиля снижается, что приводит к ухудшению его динамических и экономических качеств. Особенно это заметно при движении автомобиля по дорогам с мягким покрытием. В этом случае буксование может достигать максимального значения, вызывающего остановку автомобиля.

В настоящее время буксование ведущих колес не исследовано в достаточной мере. В литературе мало данных о буксовании ведущих колес, а тяговой и мощностной балансы современной теории автомобиля [1] не учитывают потери на буксование.

Как известно, эти уравнения выведены для случая движения автомобиля по твердой (недеформируемой) опорной поверхности.

Следовательно, и основной параметр, характеризующий кинематику эластичного колеса (радиус качения), не учитывает буксования ведущих колес.

В современной теории автомобиля вопрос изменения радиуса качения исследован достаточно глубоко. Однако все изменения этого параметра относятся за счет окружной деформации шины в случае качения эластичного колеса по твердой поверхности. При движении колеса по дорогам с мягким покрытием не только происходит окружная деформация шины, но последняя еще и пробуксовывает. Все вместе взятое и должно учитываться радиусом качения колес.

С целью исследования буксования ведущих колес автомобиля и определения радиуса качения были проведены эксперименты на утрамбованной сухой глинистой, мягкой глинистой и песчаной дорогах.

Для эксперимента использовался автомобиль ГАЗ-51 с шинами 7,5—20" модели Я-44. Опыты проводились на горизонтальных участках дороги с незначительной равномерной скоростью, вследствие чего силы сопротивления подъему, инерции автомобиля и сопротивления воздуха считались равными нулю.

При движении автомобиля с помощью специальной установки, смонтированной в кузове автомобиля, записывались во времени на фотопленку осциллографом МПО-2 величины: крутящий момент M_k , действительная толкающая сила на колесе P_k , угловая скорость ведущего колеса ω_k и действительная скорость v_k .

Для регистрации скоростей ω_k и v_k использовались электромеханические прерыватели, смонтированные соответственно на ведущем колесе и на «пятом колесе», функцию которого выполняло ведомое. В связи с этим на протяжении всех опытов давление в шинах и нагрузка на ведомые и ведущие колеса поддерживались одинаковыми.

Крутящий момент M_k и действительная толкающая сила P_k определялись по величине деформаций полуоси ведущего колеса и кожуха полуоси с помощью датчиков сопротивлений, включенных по схеме четырехплечего моста.

Подробное описание электрической схемы установки было изложено ранее [2].

Значение действительной толкающей силы F_k менялось за счет торможения буксируемого прицепа, в качестве которого использовалась специальная тележка, собранная на шасси трактора «Беларусь». Шины низкого давления с большими почтозацепами обеспечивали надежное сцепление колес прицепа с дорогой, что повышало его тормозные качества.

Для устранения нежелательного перераспределения нагрузки по осям автомобиля при буксировании прицепа кривокопильное приспособление крепилось на высоте, равной расстоянию от полотна дороги до центра тяжести автомобиля. Таким образом, во время движения автомобиля при постоянном значении действительной толкающей силы P_k нагрузка на ведущие колеса (вертикальные реакции) оставалась постоянной.

Перераспределение вертикальных нагрузок по осям автомобиля при изменении силы тяги на крюке учитывалось измерением крутящего момента и толкающей силы непосредственно на колесе.

На рис. 1 показано определение нагрузки на ведущее колесо I с помощью динамометра 2.

Кoeffициент буксования δ вычислялся по формуле

$$\delta = \frac{n_2 - n_1}{n_2} \cdot 100\%, \quad (1)$$

где n_2 — число оборотов ведущего колеса;
 n_1 — число оборотов «пятого» колеса, функцию которого выполняло ведомое колесо.

Радиус качения ведущего колеса находился из соотношения

$$r_k = \frac{v_k}{\omega_k}. \quad (2)$$

На рис. 2 приведена экспериментальная зависимость $\delta=f(P_k)$ для твердой сухой глинистой дороги. Там же показано изменение радиуса качения r_k в зависимости от величины P_k . Как

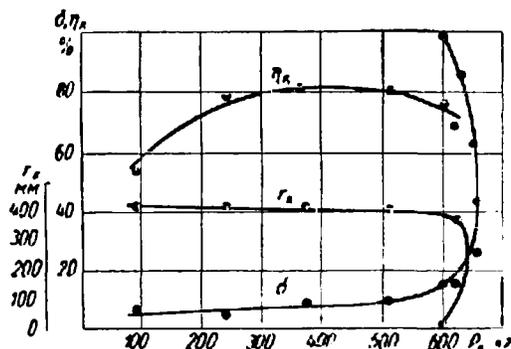


Рис. 2. Экспериментальная зависимость величин δ , η_k , r_k от действительной толкающей силы P_k для твердой глинистой дороги ($G_k=900$ кг, $P_w=3,5$ атм, шина 7,5—20", Я-44).

видно из приведенных данных, при качении эластичного колеса под действием крутящего момента по твердой дороге резкое возрастание толкающей силы незначительно увеличивает коэффициент буксования. Предположительно можно сказать, что в диапазоне изменения толкающей силы $P_k = 100 \div 500$ кг происходит нарастание окружной деформации шины, что незначительно сказывается на коэффициенте буксования и радиусе качения. Это объясняется тем, что обеспечивается надежное сцепление колеса с твердой грунтовой дорогой благодаря физическим свойствам последней.

Дальнейшее увеличение тяговой силы приводит к срыву поверхностного слоя грунта, при этом уменьшается коэффициент сцепления и интенсивно нарастает буксование. В связи с этим снижается действительная скорость движения и, как видно из выражения (2), уменьшается радиус качения (не только за счет окружной деформации шины, но и вследствие буксования). Дальнейшее увеличение величины P_k ограничивается коэффициентом сцепления, который в значительной мере зависит от физических свойств грунта и в данном случае достигает максимального значения $\varphi=0,734$ и затем снижается до 0,666. Это объясняется тем, что верхний слой грунта, сорванный колесом, измельчается и образовавшиеся частицы уменьшают силы трения между колесом и дорогой в площади контакта. Резкое увеличение буксования значительно снижает действительную скорость колеса, и, следовательно, уменьшается радиус качения. Но снижение скорости происходит одновременно с уменьшением действительной толкающей силы P_k за счет снижения коэффициента сцепления. Поэтому действительная скорость (а также и радиус качения) становится равной нулю не при максимальном значении P_k , а несколько меньшем.

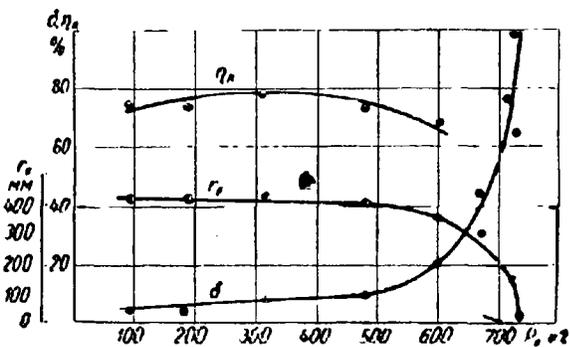


Рис. 3. Экспериментальная зависимость δ , r_k , η_k от действительной толкающей силы P_k для мягкой глинистой дороги ($G_k=900$ кг, $P_w=3,5$ атм, шина 7,5—20", Я-44).

В связи с этим кривая $r_k=f_1(P_k)$ имеет характерный изгиб.

На рис. 3 показаны аналогичные зависимости для малонаезженной (мягкой) глинистой дороги при тех же самых нагрузках на колесо и давлении в шине. Как видно из рис. 3, в этом случае нарастание буксования происходит более интенсивно вследствие того, что при малых значениях P_k происходит горизонтальный сдвиг грунта в плоскости контакта. Этот сдвиг сопровождается уплотнением грунта, что повышает физические свойства последнего и улучшает сцепление колеса с дорогой.

Кроме того, при качении колеса по твердой глинистой дороге шашки протектора не вдавливались в грунт и при буксовании колесо скользило. На мягкой глинистой дороге шашки протектора вдавливались в грунт и буксование в этом случае сопровождалось срывом большого количества спрессованного грунта. Этим объясняется тот факт, что максимальное значение P_k по сцеплению в первом случае меньше, чем во втором.

Буксование эластичного колеса на песчаной дороге (рис. 4) совершенно отлично от первых двух случаев буксования.

Если на твердой и мягкой глинистых дорогах буксование до определенного значения P_k нарастает сравнительно медленно, то на песчаной дороге буксование резко увеличивается даже при малых значениях P_k .

Этому способствует то, что отдельные песчинки, не имеющие связи между собой, оказывают весьма малое сопротивление сдвигающим усилиям.

Таким образом, все сказанное выше еще раз подтверждает, что ведущие колеса автомобиля при качении по дорогам с мягким покрытием буксуют и радиус качения меняется не только

за счет окружной деформации шины, но и за счет буксования. Вместе с тем возникает необходимость введения такого параметра, который бы не только учитывал потери на буксование, но и характеризовал работу ведущего колеса с точки зрения его эффективности как механизма-преобразователя.

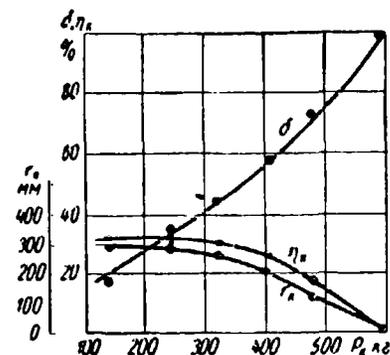


Рис. 4. Экспериментальная зависимость δ , η_k , η_v , η_k от действительной толкающей силы P_k для песчаной дороги ($G_k=900$ кг, $P_w=3,5$ атм, шина 7,5—20", Я-44).

В современной теории автомобиля сопротивление на перекатывание ведомых и ведущих колес учитывается коэффициентом сопротивления качения. Однако этот коэффициент не может учитывать потери на буксование ведущего колеса и характеризовать его эффективность как механизма-преобразователя в силу того, что он определяется при работе колеса в режиме ведомого.

В настоящей работе эффективность ведущего колеса оценивалась к.п.д., основные положения которого разработаны проф. Н. К. Куликовым [3]. Как известно, к.п.д. ведущего колеса может быть определен из соотношения

$$\eta_k = \frac{P_k}{P_0} (1-\delta), \quad (3)$$

где P_0 — теоретическая толкающая сила.

Из формулы (3) видно, что к.п.д. учитывает не только потери на перекатывание $\left(\frac{P_k}{P_0}\right)$, но и потери за счет буксования $(1-\delta)$.

На приведенных рисунках, помимо зависимостей $r_k=f_1(P_k)$, $\delta=f(P_k)$, представлены экспериментальные зависимости к.п.д. от P_k для всех трех случаев качения колеса по дорогам с мягким покрытием. Более высокое значение к.п.д. наблюдается при движении по твердой глинистой дороге. Это объясняется тем, что дорога не деформируется при качении колеса и, следовательно, меньше потери на перекатывание.

На мягкой глинистой дороге часть подводимой к колесу мощности расходуется на деформацию дороги, что увеличивает потери на перекатывание и снижает к.п.д. На песчаной дороге вследствие большой деформации грунта и интенсивного буксования к.п.д. колеса достигает 30—35%, что резко снижает динамические и экономические качества автомобиля.

Все сказанное выше позволяет сделать следующие выводы. Ведущие колеса автомобиля на дорогах с мягким покрытием буксуют и величина буксования достигает большого значения, что необходимо учитывать при определении потерь на перекатывание. Радиус качения в этом случае меняется не только за счет окружной деформации шины, но и за счет буксования колеса. Следовательно, выражение полной окружной силы современной теории автомобиля справедливо только лишь для качения колеса без буксования.

Целесообразней учитывать потери ведущего колеса коэффициентом полезного действия, так как последний объединяет потери и на качение и за счет буксования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Чудаков Е. А., Теория автомобиля, Машгиз, 1950.
2. Клочков Б. И., «Автомобильная промышленность» № 8, 1960.
3. Куликов Н. К., Работа автомобильного колеса, Труды НАМИ, вып. 77, 1955.

Из опыта эксплуатации литых чугунных коленчатых валов

А. П. ШУРЫГИН

Горьковский автозавод

ДВИГАТЕЛИ легковых автомобилей, которые Горьковский автозавод выпускает в настоящее время, имеют литые чугунные коленчатые валы. Автомобиль М-21 «Волга» с двигателем ГАЗ-21А, имеющим чугунный вал, выпускается автозаводом с начала 1957 г. В настоящее время в эксплуатации в народном хозяйстве находится большое количество этих автомобилей. С конца 1958 г. завод выпускает автомобили ГАЗ-13 «Чайка», двигатели которых имеют также литые чугунные валы.

Изготовление чугунных литых валов двигателей автомобилей, особенно при массовом производстве, дает стране большую экономию, упрощает и удешевляет технологическую оснастку, уменьшает объем механической обработки и значительно снижает расход металла, так как эти валы отливают полыми.

Так, например, вес готового чугунного литого вала двигателя ГАЗ-21А равен 16—17 кг, а вес стального вала для этого же двигателя равен 21 кг. Уменьшение расхода металла на литой вал составляет 23,8—19%. Разница в расходе металла на заготовки этих двух валов еще больше.

Литые коленчатые валы двигателей ГАЗ-21А и ГАЗ-13 имеют повышенную жесткость благодаря развитым шейкам и наличию повышенного перекрытия шеек [1]. Например, у двигателя ГАЗ-20 перекрытие шеек 7,75 мм, а у двигателя ГАЗ-21А 15 мм. Все это обеспечивает им необходимую прочность и надежность. Для облегчения веса вала и лучшей его технологичности шейки сделаны полыми. Одновременно полости в шатунных шейках предназначены для центробежной очистки масла, поступающего к шатунным подшипникам, от грязи, находящейся в нем.

Валы обеих моделей изготавливаются из высокопрочного магниевого чугуна, имеющего структуру зернистого перлита и гра-

фита сфероидальной формы. Химический состав этого чугуна в % следующий: 3,2—3,4 С; 2,0—2,25 Si; 1,15—1,3 Mn; 0,15—0,25 Cr; до 0,002 S; до 0,12 P; 0,01—0,04 Mg [2].

Твердость чугуна HB 207—255.

Опыт эксплуатации описанных чугунных валов в автохозяйствах нашей страны и на Горьковском автозаводе показывает их хорошую износостойкость и надежность.

Результаты обследования и обмера валов двигателей ГАЗ-21А автомобиля «Волга», которые эксплуатировались в автохозяйстве автозавода, показали, что износы шатунных и коренных шеек этих валов значительно ниже износов закаленных шеек стального вала двигателя ГАЗ-20 автомобиля «Победа» при сопоставимых условиях эксплуатации.

Таблица 1

Модель двигателя	Вал	Износ шеек пяти двигателей					Средний износ по двигателю
		1	2	3	4	5	
Шатунных							
ГАЗ-21А	Чугунный	0,40	0,45	0,44	0,41	—	0,425
ГАЗ-20	Стальной	1,61	1,74	1,64	1,69	—	1,660
Коренных							
ГАЗ-21А	Чугунный	0,78	0,68	0,72	0,76	0,82	0,750
ГАЗ-20	Стальной	1,09	1,52	1,65	1,05	—	1,320

В табл. 1 приведены средние удельные износы коленчатых валов двигателей ГАЗ-21А и ГАЗ-20 в мк на 1000 км пробега.

Износы чугунных валов подсчитаны по результатам обмера 15 двигателей ГАЗ-21А на автомобилях, прошедших от 25 до 75 тыс. км, а для стальных валов по 20 двигателям ГАЗ-20 на автомобилях, прошедших от 25 до 100 тыс. км.

Шатунные шейки вала двигателя ГАЗ-21А почти в 4 раза изнашивались меньше, чем шатунные шейки вала двигателя ГАЗ-20, а коренные шейки изнашивались почти в 1,8 раза меньше у первого, чем у второго. Столь незначительные износы валов, изготовленных из магниевого чугуна, обуславливаются как хорошими противоизносными качествами материала, так и конструктивными особенностями двигателя и вала. Последнее особенно сказалось на резком снижении износа шатунных шеек в результате устройства в шатунных шейках полостей, так называемых грязеуловителей (для улавливания грязи, находящейся в масле, которое поступает на смазку шеек). Поэтому соотношение износов шатунных и коренных шеек у двигателя ГАЗ-21А иное; его шатунные шейки изнашиваются меньше, чем коренные. У других двигателей шатунные шейки изнашиваются, как правило, больше коренных, например у двигателей ГАЗ-20, ГАЗ-12, ГАЗ-51 (табл. 1—3).

Таблица 2

Модель двигателя	Вал	Средний износ	
		шатунных шеек	коренных шеек
ГАЗ-13 ГАЗ-12	Чугунный Стальной	0,30	0,45
		1,31	0,90

Таблица 3

Модель двигателя	Вал	Средний износ	
		шатунных шеек	коренных шеек
ГАЗ-53 ГАЗ-51	Чугунный Стальной	0,55	0,70
		1,93	1,20

На снижение износов шеек вала двигателя ГАЗ-21А положительное влияние оказало также уменьшение передаточного числа главной передачи: 4,55 у автомобиля «Волга» против 5,125 у автомобиля «Победа». Это уменьшило число оборотов вала на 1 км пути автомобиля ГАЗ-21А приблизительно до 2160 об/км против 2380 об/км у автомобиля ГАЗ-20, т. е. на 9%.

Указанное выше снижение передаточного числа при значительном улучшении динамики автомобиля оказалось возможным благодаря более высоким мощностным данным двигателя ГАЗ-21А.

Однако благотворное влияние на износостойкость шатунных шеек грязеуловителей при значительном пробеге автомобиля может прекратиться вследствие заполнения полостей грязью; масло, поступающее к шейкам, не будет сепарироваться от грязи и износ шеек возрастет. Поэтому при разборке двигателя с демонтажем вала при большом пробеге надо обязательно чистить грязеуловители и тщательно промывать каналы и полости вала с вывертыванием пробок. Рекомендуется также профилактически во время замены поршневых колец при пробеге 70—80 тыс. км прочищать и промывать вал. Эксплуатационные испытания автомобилей ГАЗ-13 «Чайка» в разнообразных дорожных и климатических условиях с различными нагрузками на Горьковском автозаводе показали хорошую износостойкость чугунных валов двигателей этих автомобилей, об этом же свидетельствуют и сведения, поступающие на завод из автохозяйств.

В табл. 2 приведены износы шеек коленчатого вала двигателя ГАЗ-13 в среднем по трем автомобилям «Чайка», прошедшим по 50 тыс. км, в км на 1000 км сравнительно с износами вала двигателя автомобиля ГАЗ-12.

Износы вала двигателя ГАЗ-12 даны по материалам эксплуатационных испытаний автомобилей на автозаводе.

Табл. 2 также показывает большое преимущество по износостойкости чугунного литого вала перед стальным валом. Это достигнуто за счет конструкции двигателя и автомобиля, а также за счет материала.

Эксплуатация двигателей ГАЗ-21А в течение четырех лет показала, что чугунные валы вполне надежны, они не склонны к задирам благодаря хорошим антифрикционным качествам магниевого чугуна и имеют высокую прочность. На протяжении четырех лет завод не получил ни одной рекламации на поломку коленчатого вала, а отдельные очень редкие случаи поломки стальных валов двигателя ГАЗ-20 были. Например, за 1957 г., последний год выпуска автомобиля «Победа», поступило всего две рекламации.

Малая изнашиваемость валов ГАЗ-21А повысила надежность и вкладышей шатунных подшипников.

Коленчатый вал двигателя ГАЗ-13 также вполне надежен; ни одной поломки этих валов ни в автохозяйствах, ни на автозаводе не было. А поломки стальных валов двигателей ГАЗ-12 наблюдались в незначительном количестве.

В результате незначительных износов шеек вала двигателя ГАЗ-21А специалисты автотранспорта обоснованно ставят вопрос об уменьшении ремонтного интервала с 0,5 до 0,25 мм, что приведет к увеличению срока службы [3].

В настоящее время на основании изучения износостойкости пары вал-подшипник и просьб работников автотранспорта установлен ремонтный интервал 0,25 мм для коленчатого вала и вкладышей подшипников вместо 0,5 мм. Выпущена техническая документация для производства этих деталей в запасные части, и Горьковский совнархоз совместно с Горьковским автозаводом должен ускорить их производство.

Готовящийся к производству 8-цилиндровый V-образный двигатель ГАЗ-53 для грузового 3,5—4-тонного автомобиля ГАЗ-53 имеет также литой чугунный коленчатый вал из магниевого чугуна, подобный валу двигателя ГАЗ-13.

Образцы грузовых автомобилей повышенной проходимости с такими двигателями прошли длительные пробеговые испытания на больших скоростях в различных дорожных условиях и коленчатые валы при этом показали хорошую износостойкость и надежность.

В табл. 3 приводятся износы шеек вала двигателей в среднем по пяти грузовым автомобилям повышенной проходимости, прошедшим по 27 000 км, в сравнении с износами валов грузовых автомобилей ГАЗ-51, в км на 1000 км.

Износы вала двигателя ГАЗ-51 приведены по материалам эксплуатационных испытаний автомобилей ГАЗ-51 на автозаводе.

Износы чугунного вала нового грузового автомобиля значительно ниже, чем износы вала двигателя ГАЗ-51, хотя мощность двигателя ГАЗ-53 значительно выше, чем у двигателя старого грузового автомобиля.

Таким образом, четырехлетнее производство и эксплуатация литых чугунных коленчатых валов показывает их высокую износостойкость и надежность.

ЛИТЕРАТУРА

1. Мозохи Н. Г., Сыркин П. Э., «Автомобильная промышленность» № 1, 1960.
2. Дудник А. А., Ухабин Г. А., «Литейное производство» № 3, 1959.
3. Колясинский З., Кириллов В., «Автомобильный транспорт» № 1, 1961.

О выборе демпферов сцепления для грузовых автомобилей

Канд. техн. наук Ю. Г. СТЕФАНОВИЧ

НАМИ

В НАСТОЯЩЕЕ время на основных отечественных автозаводах ведется подготовка к переходу на новые модели грузовых автомобилей с более высокими конструктивными и эксплуатационными показателями.

Принципиальной особенностью этого перехода является пуск в производство новых для промышленности двигателей с V-образным расположением цилиндров, обладающих более высокими мощностными показателями, чем старые рядные двигатели. В целях унификации производства и создания семейства короткобазных, сравнительно легких двигателей, целесообразно подготовить к производству семейство V-образных двигателей с числом цилиндров 8, 6, 4 и 2 и с углом развала между осями цилиндров 90°.

Если у 8-, 4- и 2-цилиндровых двигателей при этом угле развала чередование вспышек в цилиндрах происходит равномерно, то у 6-цилиндрового двигателя — неравномерно через 90 и 150° угла поворота коленчатого вала. Такое неравномерное чередование вспышек в цилиндрах двигателя приводит к увеличению степени неравномерности крутящего момента в трансмиссии автомобиля.

Повышение мощностных показателей двигателей, увеличение в некоторых случаях степени неравномерности крутящего момента в трансмиссии, а также сохранение прежней размерности деталей трансмиссии не могут не вызвать увеличения нагрузочного режима деталей и агрегатов трансмиссии, что требует изыскания путей снижения нагрузочного режима.

В настоящее время считается установленным, что задачи снижения степени неравномерности крутящего момента в трансмиссии и уменьшения крутильных колебаний на резонансных режимах работы системы двигатель-трансмиссия могут в значительной мере решаться с помощью гасителя крутильных колебаний, который обычно устанавливается в ведомый диск сцепления.

На основании изложенного вполне понятен тот интерес, который проявляют к демпферу крутильных колебаний все ведущие отечественные автозаводы.

Рассмотрим подробнее, чем полезен демпфер крутильных колебаний для трансмиссии автомобиля, в каком месте трансмиссии его целесообразнее устанавливать и какой должна быть его характеристика.

Коснемся кратко теоретических предпосылок работы демпфера крутильных колебаний в трансмиссии автомобиля. Для установления общих закономерностей рассмотрим формы колебаний крутильной системы, динамически эквивалентной трансмиссии автомобиля ГАЗ-51, а также трансмиссии автомобиля ГАЗ-21В [1].

Для расчета эквивалентной системы трансмиссии автомобиля ГАЗ-51 выбирался стальной вал диаметром 64 мм; приведенные длины и крутильные жесткости валов трансмиссии определялись теоретически по общеизвестным формулам приведения валов разветвленной системы [2]. При этом модуль упругости второго рода принимался равным $8,3 \cdot 10^5$ кг/см². Моменты инерции определялись либо по чертежным размерам деталей трансмиссии, либо экспериментально методом прокатывания на нитях.

На основании полученных численных значений моментов инерции и крутильных жесткостей трансмиссии автомобиля ГАЗ-51 была составлена динамически-эквивалентная двенадцатимассовая система с двенадцатью степенями свободы [3]. Частоты и формы колебаний динамически-эквивалентной многомассовой системы (рис. 1) определены по системе дифференциальных уравнений, составленных на основе уравнения Лагранжа второго рода.

На основании этого уравнения построены формы колебаний (рис. 1) двенадцатимассовой крутильной системы автомобиля ГАЗ-51 на прямой передаче. На рисунке показаны одно-, двух-, трех- и четырехузловые формы колебаний, соответственно отмеченные индексами 1, 2, 3 и 4. Эти формы колебаний определены без демпфера в сцеплении.

В литературе [1], [4], [5] уже указывалось, что четырехузловые и более высокие формы колебаний на всех передачах, характеризующиеся расположением первого узла колебаний около маховика, опасны только для вала двигателя. Для валов трансмиссии высшие формы колебаний не опасны

Не анализируя более подробно одноузловые и двухузловые формы колебаний, необходимо обратить особое внимание на трехузловую форму колебаний. Именно такая форма колебаний дает наибольшие напряжения в зоне первичного вала коробки передач на резонансных режимах работы системы двигатель-трансмиссия.

Таким образом, при исследовании динамических процессов в обычной механической трансмиссии автомобиля можно ограничиться четырехмассовой системой: двигатель — коробка передач с центральным тормозом — колеса — автомобиль.

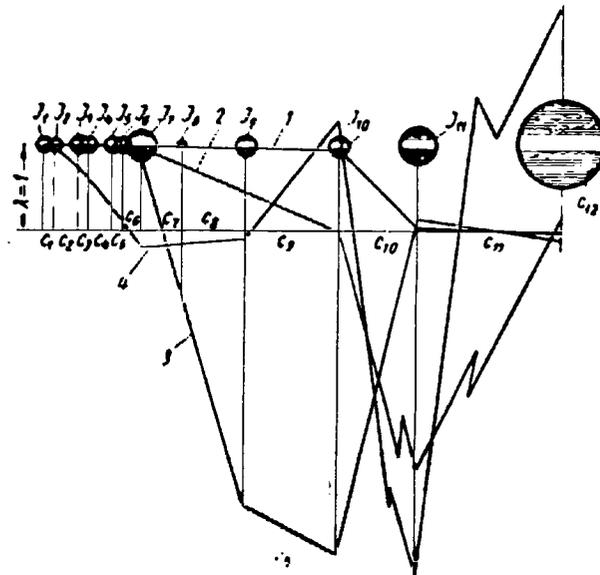


Рис. 1. Формы колебаний эквивалентной крутильной системы трансмиссии автомобиля ГАЗ-51 на прямой передаче:

J_1 — J_6 — моменты инерции 1–6 моторных масс; J_7 — момент инерции маховика, сцепления в сборе и половины четвертой коренной шейки; J_8 — момент инерции первичного вала коробки передач; J_9 — момент инерции вторичного вала коробки передач; J_{10} — момент инерции хвостовика, дифференциала и двух полуосей; J_{11} — момент инерции четырех ведущих колес; J_{12} — момент инерции автомобиля с полной нагрузкой, C_1 — C_{12} — жесткости элементов двигателя и трансмиссии, расположенные между соответствующими массами.
1 — одноузловая форма колебаний; 2 — двухузловая форма колебаний; 3 — трехузловая форма колебаний; 4 — четырехузловая форма колебаний.

Кроме того, сравнивая формы колебаний крутильных систем автомобилей ГАЗ-51 и ГАЗ-21, можно точно определить наиболее целесообразное место для установки демпфера крутильных колебаний — первичный вал коробки передач. Именно при таком расположении демпфера следует ожидать максимальной разности амплитуд колебаний ведущего и ведомого элементов его. Этому также способствует то, что диссипативные силы в трансмиссии автомобиля не проявляются на первичном валу коробки передач в такой же степени, как на полуоси.

С установлением демпфера в сцеплении увеличивается приведенная длина первичного вала коробки передач и этим изменяются частоты и формы колебаний. Благодаря этому уменьшается резонансная нагрузка первичного вала.

Все сказанное выше справедливо также и для выбора места при экспериментальном определении колебаний крутящего момента в трансмиссии автомобиля на резонансных режимах работы системы двигатель-трансмиссия.

Наличие в рассматриваемых многомассовых системах резонансов различных (в основном трехузловых) форм колебаний с внешними возмущающими гармоническими моментами различных порядков может быть выявлено составлением таблиц резонансных чисел оборотов коленчатого вала двигателя.

По данным этих таблиц отмечаются резонансы так называемых главных (мажорных) гармоник, порядки которых для четырехтактных двигателей кратны половине числа цилиндров i .

Для двигателя ГАЗ-51 главные гармоники будут $3; 6; 9 \dots$ $\frac{i}{2}$ порядков. В этом случае с частотой трехузловой формы колебаний на прямой передаче при $n=800$ об/мин резонирует гармоника шестого порядка, а при $n=1600$ об/мин — третьего порядка.

Для двигателя ГАЗ-21 главные гармоники будут $2; 4; 6 \dots \frac{i}{2}$ порядков. В этом случае с частотой трехузловой формы колебания при $n=1792$ об/мин резонирует гармоника четвертого порядка, а при $n=3585$ об/мин — второго порядка.

Однако действительные амплитуды резонансных колебаний на первичном валу коробки передач реального автомобиля в значительной степени зависят от амплитуд возбуждающих моментов, от величин диссипативных сил, которые для разных

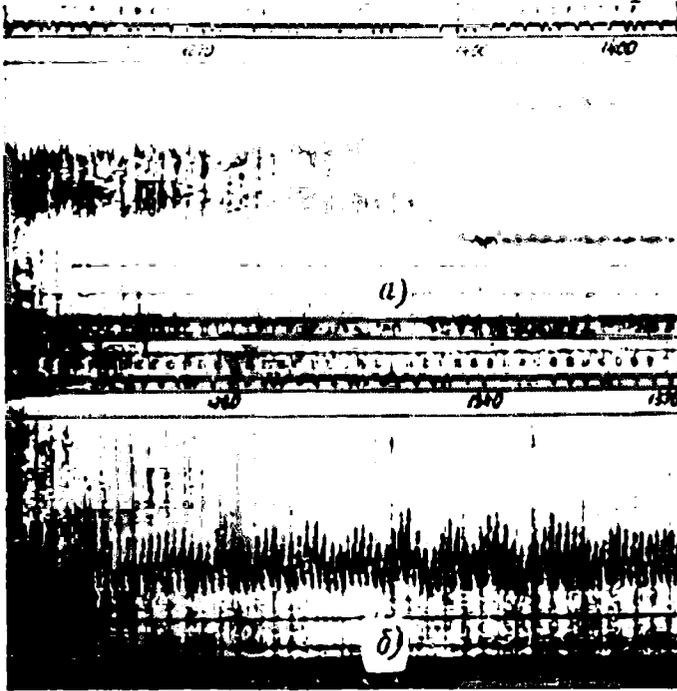


Рис. 2. Образец осциллограммы с записью колебаний крутящего момента на первичном валу коробки передач автомобиля ГАЗ-51 при движении на резонансном режиме без демпфера (а) и с демпфером (б).

автомобилей изменяются в широких пределах. Кроме того, частота собственных колебаний реальной системы несколько отличается от частот, определенных для консервативной системы.

Ввиду указанных причин при исследовании крутильных колебаний трансмиссии теоретические расчеты необходимо проверять экспериментом. Такие экспериментальные работы были проведены в НАМИ на первичном валу коробки передач следующих автомобилей: ГАЗ-51, ГАЗ-52 с двигателем НАМИ-061, ЗИЛ-164А, ЗИЛ-130, ЗИЛ-131, МАЗ-200 с двигателями ЯАЗ-204 и ЯМЗ-236.

Испытания проводились без демпфера крутильных колебаний, с демпфером стандартной характеристики и с демпфером измененной характеристики.

На рис. 2 приведена осциллограмма колебаний крутящего момента на первичном валу коробки передач на резонансном режиме движения автомобиля ГАЗ-51 без демпфера (а) и с демпфером (б).

На рис. 3 приведена резонансная кривая колебаний крутящего момента в трансмиссии автомобиля ГАЗ-51, полученная экспериментально при движении автомобиля на прямой и на третьей передаче как при наличии демпфера, так и без него.

Резонансные кривые показывают, что введение демпфера в сцепление резко снижает размахи колебаний крутящего момента в трансмиссии отечественных грузовых автомобилей на резонансных режимах работы системы двигатель—трансмиссия и практически система выводится из резонанса.

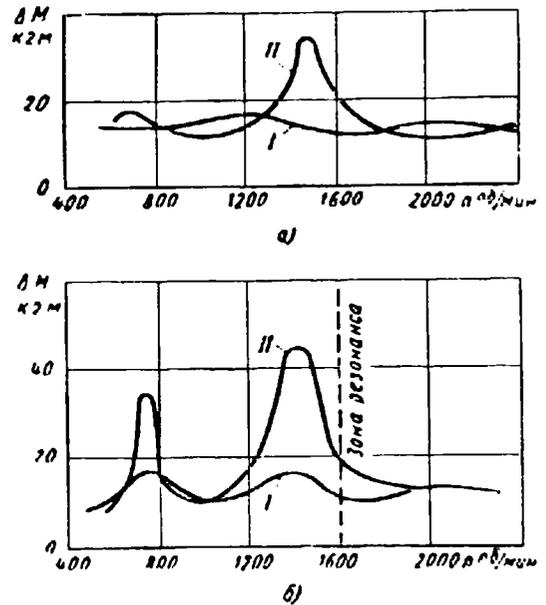


Рис. 3. Резонансные кривые (получены экспериментально) колебаний крутящего момента в трансмиссии автомобиля ГАЗ-51 как при наличии демпфера (I), так и без него (II) на прямой четвертой передаче (а) и на третьей (б).

Выводы

1. На современные грузовые автомобили с шестицилиндровыми двигателями (как рядными, так и V-образными) необходимо устанавливать демпферы крутильных колебаний.
2. Обычный демпфер упруго-фрикционного типа является достаточно эффективным средством значительного (до трех раз) уменьшения амплитуд колебаний крутящего момента в трансмиссии на резонансных режимах работы.
3. На режимах трогания автомобиля и переключения передач демпфер не снижает величины динамических нагрузок, но несколько сдвигает эти нагрузки в зону более высоких оборотов коленчатого вала двигателя (на 150—200 об/мин).
4. Характеристику демпфера следует выбирать в расчете на рабочие моменты, близкие к максимальному расчетному моменту двигателя; если при таком демпфере на холостых оборотах двигателя в коробке передач будет слышен стук зубьев шестерен, целесообразно не ослаблять жесткость пружин демпфера, а довести зазоры в зубьях шестерен коробки передач до 0,15—0,17 мм.
5. Эксперименты показали, что в достаточно широких пределах характеристики демпфера его влияние весьма эффективно; поэтому для новых грузовых автомобилей можно рекомендовать подбор характеристики демпфера для рядных двигателей: момент замыкания пружин демпфера $M_d = 1,5 M_{e \max}$; угол перемещения элементов демпфера не менее 3° , момент трения демпфера $0,1 M_{e \max}$.

Для шестицилиндровых двигателей с углом развала между осями цилиндров 90° следует рекомендовать дополнительное увеличение M_d на 20%, т. е. до $1,8 M_{e \max}$.

6. В связи с большой жесткостью современных коленчатых валов нецелесообразно устанавливать динамический демпфер на передний конец коленчатого вала, так как из-за небольших амплитуд (10—15) колебаний носка коленчатого вала этот демпфер не будет эффективен ни для снижения амплитуд крутильных колебаний коленчатого вала, ни для крутильных колебаний в трансмиссии.

ЛИТЕРАТУРА

1. Хэ-э-зи-цен, «Автомобильная промышленность» № 11, 1960.
2. Тимошенко С. П., Колебания в инженерном деле, Машгиз, 1959.
3. Стефанович Ю. Г., Москалев В. Н., Лунев И. С., «Автомобильная промышленность» № 10, 1960.
4. Симачов Ф. Ф., Исследование крутильных систем, сб. МВТУ № 83 «Двигатели внутреннего сгорания», Машгиз, 1958.
5. Форстен С. В., Особенности расчета танковых установок на крутильные колебания, сб. «Динамика и прочность коленчатых валов», Изд. АН СССР, 1948.

К расчету гидропривода сцепления

Канд. техн. наук П. П. ЛУКИН

Московский автомеханический институт

ИССЛЕДОВАНИЯМИ [1], [2] установлено, что в трансмиссии автомобиля при резком включении сцепления могут возникать динамические нагрузки, превышающие примерно в 3 раза максимальный момент двигателя. Поэтому необходимо искусственно ограничивать скорости включения, устанавливая гидропривод сцепления, который при любой скорости отпущения педали сцепления не давал бы нажимному диску двигаться быстрее заданной скорости. При гидравлическом приводе устраняется влияние перекосов двигателя относительно рамы на нормальную его работу, значительно уменьшается трение в приводе, упрощается компоновка в случае применения педали сцепления подвесной конструкции, что исключает необходимость делать отверстие в полу кузова, и кузов становится более герметичным.

Однако применение гидропривода сцепления требует особых условий при эксплуатации автомобилей в зимнее время.

Используемая в настоящее время тормозная жидкость БСК для гидропривода в диапазоне температур от +30 до -30° меняет вязкость с 18,5 до 638 сст.

Такое изменение вязкости жидкости может привести при низких температурах окружающего воздуха к большим сопротивлениям в гидроприводе. В связи с этим увеличится время включения сцепления и повысится буксование при трогании автомобиля с места и переключении передач. Поэтому во время определения геометрических параметров гидропривода нужно обеспечить надежную его работу и при низких температурах.

Экспериментальные исследования, проведенные на автомобиле «Москвич-407» с механическим приводом сцепления, показали, что для интенсивного трогания автомобиля с места на

теристике ведомого диска сцепления с малой жесткостью (рис. 2). Второй участок состоит из величины деформации ведомого диска AB (рис. 2) под действием нажимных пружин во включенном сцеплении.

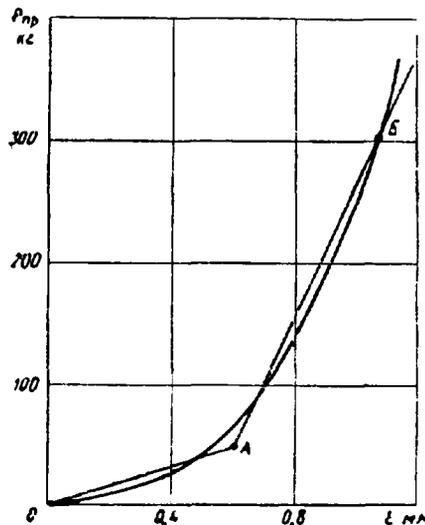


Рис. 2. Упругая характеристика ведомого диска сцепления автомобиля «Москвич-407».

Дифференциальное уравнение движения масс системы на первом участке равно

$$m_1 \ddot{x} + c_{np} \dot{x} + k \ddot{x} + m_2 \ddot{x} = 0, \quad (1)$$

где $m_1 = \frac{m_d}{i_1^2 i_2^2} + \frac{m_n}{i_2^2}$ — приведенная масса нажимного диска сцепления и выжимной муфты;

m_n и m_d — массы выжимной муфты и нажимного диска;

i_1 и i_2 — передаточное число выжимных рычажков и вилки выключения;

$m_2 = \frac{\theta_0}{l_0^2}$ — приведенная масса педали сцепления;

θ_0 — момент инерции педали сцепления относительно оси качания;

l_0 — длина плеча педали сцепления (рис. 1);

c_{np} — приведенная жесткость нажимных пружин сцепления и оттяжных пружин;

k — коэффициент сопротивления гидропривода.

Управление (1) справедливо до момента отрыва педали сцепления с поршнем от жидкости, что происходит в начале второго участка.

Введем обозначения:

$$p_1^2 = \frac{c_{np}}{m_1 + m_2}; \quad 2n_1 = \frac{k}{m_1 + m_2}$$

Тогда уравнение (1) примет вид

$$\ddot{x} + p_1^2 \dot{x} + 2n_1 x = 0. \quad (2)$$

Общее решение уравнения (2) следующее:

$$x = c_1 e^{r_1 t} + c_2 e^{r_2 t}, \quad (3)$$

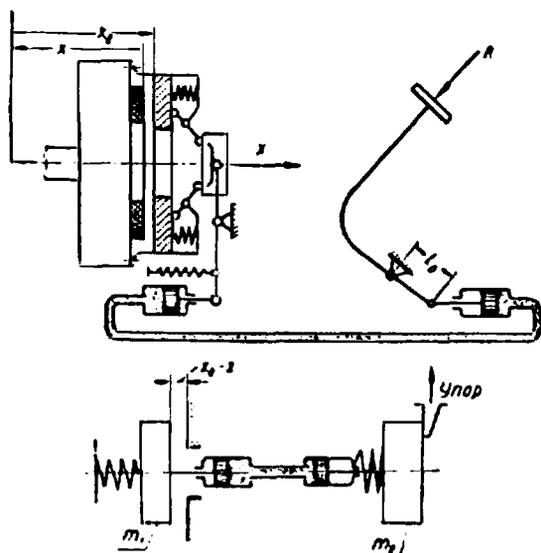


Рис. 1. Эквивалентная схема сцепления и гидропривода:

m_1 — приведенная масса нажимного диска и муфты выключения;
 m_2 — приведенная масса педали сцепления.

первой передаче необходимо для включения сцепления 0,6 сек., для переключения на вторую и третью передачи — 0,3 сек. Время включения сцепления, обеспечивающее «раскачку» автомобиля при выезде из глубокой колеи, составляет 0,3—0,4 сек.

Чтобы определить сопротивление гидропривода, обуславливающее движение нажимного диска за определенное время t_1 , составим дифференциальное уравнение его движения.

В данном случае все массы деталей сцепления и привода, жесткость пружин и сопротивления гидропривода приведены к штокам главного и рабочего цилиндров (рис. 1).

Движение нажимного диска разобьем на два участка. Первый участок включает в себя зазор между ведущими и ведомыми элементами $x_0 - x$ (рис. 1) и участок OA упругой харак-

где

$$r_1 = -n_1 + \sqrt{n_1^2 - p_1^2}; \quad (4)$$

$$r_2 = -n_1 - \sqrt{n_1^2 - p_1^2}. \quad (4')$$

Используя начальные условия, определим постоянные коэффициенты c_1 и c_2 .

Начальные данные при $t=0$ будут

$$\dot{x} = v_0 = 0; \quad x = x_0,$$

где x_0 — приведенная деформация нажимных пружин при выключенном сцеплении.

Тогда

$$c_1 = -\frac{r_2 x_0}{r_1 - r_2}; \quad c_2 = +\frac{r_1 x_0}{r_1 - r_2}.$$

Подставив постоянные коэффициенты c_1 и c_2 в уравнение (3), получим

$$x = \frac{x_0}{r_1 - r_2} (r_1 e^{r_1 t} - r_2 e^{r_2 t}). \quad (5)$$

Из условия расчета известно, что время движения нажимного диска до полного включения сцепления должно составить t (для автомобиля «Москвич-407» $t=0,3$ сек.). Для первого приближения примем, что $\frac{1}{2} t_1$ нажимной диск затрачивает на преодоление зазора и $\frac{1}{2} t_1$ на деформацию ведомого диска до полного включения сцепления.

Обозначим длину первого участка S_1 и второго участка S_2 .

За время t_1 нажимной диск должен пройти путь S_1 . Подставив эти значения в уравнение (5), получим

$$(x_0 - S_1) = \frac{x_0}{r_1 - r_2} (r_1 e^{r_1 t_1} - r_2 e^{r_2 t_1}). \quad (6)$$

Учитывая, что при больших сопротивлениях в гидроприводе r_1 и r_2 имеют отрицательные значения и по абсолютной величине $r_2 < r_1$, можно принять

$$e^{r_2 t} \cong 0; \quad r_1 - r_2 \cong -r_2.$$

Тогда

$$(x_0 - S_1) = x_0 e^{r_1 t_1}.$$

Откуда

$$e^{r_1 t_1} = \frac{x_0 - S_1}{x_0}. \quad (7)$$

По таблице значений e^x и по известной величине $\frac{x_0 - S_1}{x_0}$ определим значение $r_1 t_1$, а потом и r_1 .

Из формулы (4) по известным уже значениям r_1 и p_1^2 можно определить

$$n_1 = -\frac{(p_1^2 + r_1)}{2r_1}. \quad (8)$$

Увяжем найденное значение n_1 с геометрическими параметрами гидропривода. Поскольку жидкость практически не сжимается, объем ее, прошедший из рабочего цилиндра через соединительную трубку в главный цилиндр за время dt , в течение которого поршень сместится на расстояние dx , составит $F dx$ (F — площадь рабочего поршня).

Секундный объемный расход через трубку

$$Q_1 = \frac{F dx}{dt} = F \dot{x}. \quad (9)$$

Кроме того, секундный объемный расход Q_1 через трубку может быть выражен как разность давлений в ее концах

трубки и коэффициент вязкости жидкости μ_T , выраженной в технической системе единиц по формуле Пуайзена

$$Q_1 = \frac{\pi d^4 \Delta p}{128 \mu_T l}, \quad (10)$$

где d — внутренний диаметр трубки;
 l — длина трубки.

Приравнявая секундные объемные расходы, определим разность давлений между главным и рабочим цилиндрами

$$\Delta p = \frac{128 \mu_T l F \dot{x}}{\pi d^4}. \quad (11)$$

Сила сопротивления жидкости движению поршня рабочего цилиндра

$$R_x = \Delta p F = \frac{128 \mu_T l F^2}{\pi d^4} \dot{x}, \quad (12)$$

$$k = \frac{128 \mu_T l F^2}{\pi d^4}. \quad (13)$$

где K — коэффициент сопротивления в гидроприводе.

Так как

$$n_1 = \frac{k}{m_1 + m_2},$$

то

$$n_1 = \frac{64 \mu_T l F^2}{(m_1 + m_2) \pi d^4}. \quad (14)$$

Заменяя $\mu_T = \frac{\nu \gamma}{1000g}$, получим

$$n_1 = \frac{64 \nu \gamma l F^2}{(m_1 + m_2) \pi 1000 g d^4} \quad (15)$$

где ν — кинематическая вязкость в $ст$;

γ — удельный вес жидкости;

g — ускорение, равное 981 см/сек^2 .

Таким образом, подставляя кинематическую вязкость ν , соответствующую заданной температуре, и задаваясь внутренним диаметром и длиной соединительной трубки, можно определить диаметр рабочего цилиндра, при котором будет обеспечено движение нажимного диска в заданное время.

Найденное значение сопротивления в гидроприводе используем для определения времени движения нажимного диска на втором участке AB . Для этого составим дифференциальное уравнение движения нажимного диска на участке AB .

За начало координат примем конец первого участка. Начальные данные для новой системы при $t=0$ будут: $\xi=0$; $\dot{\xi}=v_0$ [v_0 — скорость перемещения нажимного диска конца первого участка; находится как производная уравнения (5)].

К моменту соприкосновения нажимного и ведомого дисков за счет больших сопротивлений обшивки педаль сцепления отделяется от жидкости и не будет оказывать влияния на систему гидропривода.

Новое уравнение движения нажимного диска примет вид

$$m_1 \ddot{\xi} - c_{np} (\dot{x}_0 - \xi) + c_d \xi + k \xi = 0, \quad (16)$$

где c_d — приведенная жесткость обшивки ведомого диска на участке AB $x_0 = x_0$ и S_1 .

После замены $2n_2 = \frac{k}{m_1}$ и $p_2^2 = \frac{c_{np} + c_d}{m_1}$ уравнение (16) примет вид

$$\ddot{\xi} + 2n_2 \dot{\xi} + p_2^2 \xi = \frac{c_{np} x_0}{m_1}. \quad (17)$$

Уравнение (17) может быть решено следующим образом:

$$\xi = c_1 e^{r_1 t} + c_2 e^{r_2 t} + \frac{c_{np} x_0}{m_1 p_2^2}. \quad (18)$$

Используя начальные данные, определим постоянные коэффициенты

$$c_1 = \left[\frac{c_{np} x_0 r_4}{m_1 p_2^2} + v_0 \right]; \quad (19)$$

$$c_2 = - \left[\frac{c_{np} x_0 r_3}{m_1 p_2^2} + v_0 \right]. \quad (20)$$

Уравнение (18) после подстановки постоянных коэффициентов будет иметь вид

$$\xi = \left[\frac{c_{np} x_0 r_4}{m_1 p_2^2} + v_0 \right] e^{r_3 t} - \left[\frac{c_{np} x_0 r_3}{m_1 p_2^2} + v_0 \right] e^{r_4 t} + \frac{c_{np} x_0}{m_1 p_2^2} \quad (21)$$

$$\text{где } r_3 = -n_2 + \sqrt{n_2^2 - p_2^2}; \quad (22)$$

$$r_4 = -n_2 - \sqrt{n_2^2 - p_2^2}; \quad (22')$$

$$n_2 = \frac{k}{2m_1} = \frac{64 \nu \gamma L F^2}{1000 g \pi m_1 d^4}. \quad (23)$$

Время движения нажимного диска на участке AB можно определить из уравнения (21), приравняв его длине второго участка S .

Так как r_3 и r_4 имеют отрицательные значения и по абсолютной величине $r_4 \gg r_3$, для упрощения решения этого уравнения можно принять, что ввиду своей малой величины

$$\left[\frac{c_{np} x_0 r_3}{m_1 p_2^2} + v_0 \right] e^{r_4 t} = 0.$$

Тогда равенство (21) примет вид

$$e^{r_3 t_2} = \left[\frac{S_2 - \frac{c_{np} x_0}{m_1 p_2^2}}{\frac{c_{np} x_0 r_4}{m_1 p_2^2} + v_0} \right] (r_3 - r_4). \quad (24)$$

Из этого уравнения можно легко определить значение t_2 . Общее время включения сцепления будет равно

$$t_{\text{общ}} = t_1 + t_2 = t_1 + \frac{2,31}{r_3} \lg \left[\left(\frac{S_2 - \frac{c_{np} x_0}{m_1 p_2^2}}{\frac{c_{np} x_0 r_4}{m_1 p_2^2} + v_0} \right) \times (r_3 - r_4) \right].$$

Для определения поведения сцепления при различных температурах жидкости в гидроприводе нужно в уравнения (15) и (23) подставить величины вязкости жидкости при соответствующей температуре и определить значения n_1 и n_2 . Эти

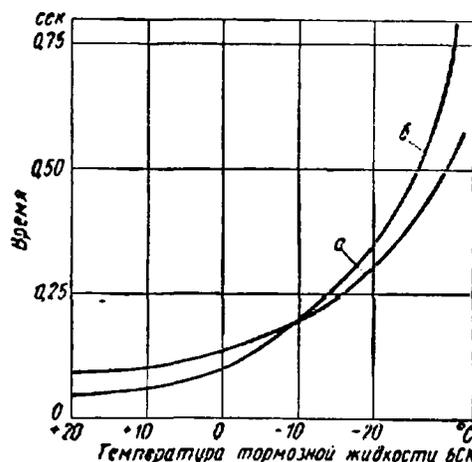


Рис. 3. Зависимость времени включения сцепления от температуры тормозной жидкости БСК.

значения совместно с выведенными ранее формулами дадут возможность определить время включения сцепления при любой температуре жидкости в гидроприводе.

На основании изложенного выше метода расчета произведен расчет гидропривода для автомобиля «Москвич-423».

На рис. 3 для сравнения приведены кривые времени включения сцепления, определенного экспериментально (а) и полученного расчетным путем (б). Характер протекания кривых одинаков, и это подтверждает правильность расчетного метода.

При расчете снятие нагрузки с педали принято мгновенным. В действительности этот процесс происходит за некоторый период времени. Неучтенное при расчете время снятия нагрузки с педали приводит к тому, что расчетная кривая проходит ниже экспериментальной. При дальнейшем снижении температуры воздуха сказывается изменение вязкости жидкости в гидроприводе вследствие ее нагрева за счет тепла двигателя и при неоднократном перетекании жидкости от главного цилиндра в рабочий цилиндр и обратно через малое сечение соединительной трубки.

Предлагаемая методика аналитического определения зависимости времени включения сцепления от сопротивлений в гидроприводе дает возможность определить геометрические размеры гидропривода сцепления. Эти размеры должны обеспечить вместе со снижением динамических нагрузок в трансмиссии автомобиля возможность интенсивного разгона с переключением передач при температурах воздуха, встречающихся при эксплуатации.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лунев И. С., и др., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 4, 1955.
2. Лукин П. П., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 3, 1956.

ПОПРАВКА

В № 4 журнала „Автомобильная промышленность“ за 1961 г. замечены следующие опечатки

Стр.	Колонка	Строка	Напечатано	Должно быть
23 24	Правая Таблица	7-я снизу 3-я сверху (3-я графа справа)	0,175 0,175	0,715 0,715

Исследование характеристики калиброванных отверстий амортизатора

А. Д. ДЕРБАРЕМДИКЕР

Московский карбюраторный завод

КАЛИБРОВАННЫЕ отверстия¹ являются важнейшим элементом дросселирующей системы амортизатора. От точности подбора и качества выполнения конструктивных элементов калиброванных отверстий в значительной степени зависит эффективность работы амортизатора в подвеске автомобиля. Поэтому исследование характеристики истечения рабочей жидкости через калиброванные отверстия амортизаторов телескопического типа, внедряемых в производство отечественной автомобильной промышленностью [1], представляет большой интерес.

Калиброванные отверстия амортизаторов имеют сравнительно небольшую величину, измеряются они долями миллиметра. В общей гидравлике не исследовано истечение жидкости через такие отверстия. В рассматриваемом случае имеются некоторые особенности: широкий диапазон рабочих давлений, при которых осуществляется истечение; значительное изменение вязкости жидкости, связанное с нагревом последней; своеобразие конструктивного оформления и др.

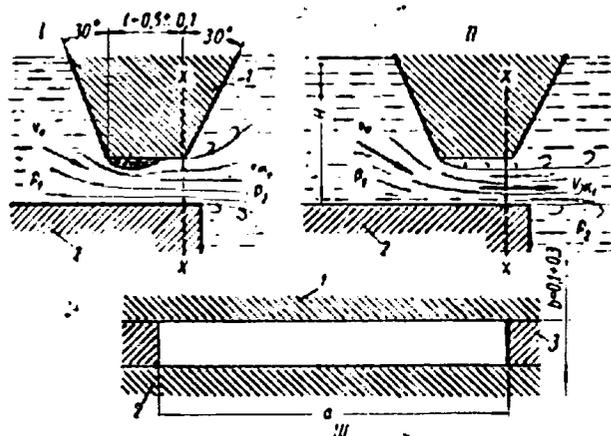


Рис. 1. Схема и основные конструктивные размеры дроссельной щели амортизатора:

I — продольное сечение; ламинарный режим истечения (линейная зависимость Δp от W_D); II — схема истечения через щель при срыве струи; переходный и квадратичный режим истечения; III — поперечное сечение дроссельной щели (по X—X); 1 — кольцевой выступ на поршне телескопического амортизатора II; 2 — диск клапана; 3 — дроссельный диск клапана ($H - b = 1,0$ мм).

При таких условиях возможны различные режимы истечения рабочей жидкости (рис. 1). Однако при сравнительно малой вязкости амортизаторной жидкости и высоких рабочих давлениях более вероятен квадратичный режим, возникающий после срыва истечения струи жидкости через щель. В этом случае истечение жидкости происходит так же, как из отверстия в тонкой стенке, причем диск клапана, являясь одновременно «стенкой резервуара» и направляющим козырьком, обуславливает несовершенное и неполное сжатие поперечного сечения струи вытекающей жидкости.

Средняя скорость истечения жидкости в сечении X—X определяется [2]—[4] по следующей формуле:

$$v_{ж1} = \varphi \sqrt{2g \frac{\Delta p}{\gamma} + v_0^2} \quad (1)$$

где φ — коэффициент скорости;
 $\Delta p = p_2 - p_1$ — перепад давлений перед дроссельной щелью и за ней в $г/см^2$;
 γ — удельный вес жидкости в $г/см^3$;
 v_0 — скорость течения жидкости перед входом в отверстие в $см/сек$.

Величина скорости v_0 в дросселирующих системах современных телескопических амортизаторов мала и изменяет подкорен-

ное выражение не более, чем на 2%. Поэтому с достаточной точностью можно принять $v_0 = 0$.

Сжатие струи оценивается специальным коэффициентом ϵ , представляющим собой отношение площади струи $f_{сж}$ в сечении X—X (рис. 1) к полной площади входного отверстия дроссельной щели f_D .

Поэтому расход жидкости через калиброванную щель равен

$$W_D = \mu_D f_D \sqrt{\frac{2g}{\gamma} \cdot \sqrt{\Delta p}}; \quad (2)$$

$$W_D = v_{ж1} f_{сж}; \quad \mu_D = \varphi \epsilon.$$

Эту формулу можно использовать непосредственно для расчета калиброванных отверстий амортизатора [5], но она не дает представления об изменении характеристики амортизатора в разных условиях его работы и при различной конструкции калиброванных щелей. Основная причина этого заключается в непостоянстве коэффициента μ_D . Вследствие многообразия факторов, влияющих на коэффициент истечения, его нельзя определить аналитически с необходимой точностью. Поэтому коэффициент μ_D определялся экспериментальным путем. Результаты экспериментов анализировались с применением методов теории подобия, в частности, зависимость μ_D определялась от числа Рейнольдса. Относительно чисел Вебера и Фруда область исследования является практически автомодельной, т. е. μ_D не зависит от этих критериев подобия.

Исследование проводилось на специальной установке по методике, описанной ранее [6]. Испытаниям подвергался полно-размерный телескопический амортизатор с натурными элементами дросселирующей системы, через которые протекала жидкость в условиях стационарных установившихся режимов. Размеры и форма калиброванных отверстий (рис. 1) определялись с помощью инструментального микроскопа (размеры l и a), рычажного микрометра (размер b) и проекционного аппарата с 50-кратным увеличением для оценки профиля боковых стенок дроссельной щели. Чистота поверхностей верхней и нижней плоскостей, оформляющих щель, контролировалась по эталону и была порядка 6—8-го класса. Высота неровностей профиля боковых стенок щели (стенки паза в дроссельном диске) составляла ~ 40 мк. Практически такие неровности не имели значения.

Высота щели в мм	Величина гидравлического радиуса $\rho \cdot 10^3$ в см в зависимости от ширины щели a , выраженной в мм								H в мм
	1,5	2,0	2,5	3,0	3,5	4,0	4,5	5,0	
0,1	4,69	4,76	4,81	4,84	4,86	4,88	4,89	4,9	1,1
0,2	8,82	9,10	9,26	9,38	9,46	9,52	9,57	9,61	1,2
0,3	12,5	13,05	13,40	13,65	13,81	13,95	14,07	14,15	1,3

В таблице приведены пределы изменения геометрических размеров (ширины щели a и высоты b) и гидравлического радиуса ($\rho \cdot 10^3$) дроссельных щелевых отверстий.

В качестве рабочей жидкости применялось веретенное масло АУ (ГОСТ 1642-50).

Экспериментальные данные обрабатывались в следующей последовательности. По ширине a и высоте щели b определялась площадь $f_D = a \cdot b$ и гидравлический радиус $\rho = 0,5 f_D : (a + b)$. По известной скорости поршня и диаметру рабочего цилиндра амортизатора определяли [6] действительный расход и скорость протекания жидкости через дроссельную щель. По выражению (2) определяли коэффициент истечения μ_D . Число Рейнольдса вычисляли на основании формулы

$$Re = \frac{4v_{ж1} \rho}{\nu} \quad (3)$$

где $v_{ж1} = W_D : f_D$ — средняя скорость истечения жидкости в проходном сечении щели в $см/сек$;

ν — кинематическая вязкость амортизаторной жидкости в $см^2/сек$.

¹ В соответствии с терминологией, принятой в гидравлике, их можно называть очень короткими диаметрами.

Давления жидкости внутри амортизатора определялись по методике, описанной в работе [6], и подбирались с таким расчетом, чтобы диапазоны чисел Рейнольдса, получаемые после обработки данных различных серий экспериментов, перекрывали друг друга.

На рис. 2 приведены результаты двух серий экспериментов по определению сравнительной пропускной способности калиброванных щелей с различной высотой b , определяемой толщиной дроссельного диска. Толщина диска в этих опытах (линии 1 и 2) соответствовала 0,1 и 0,2 мм. Характеристики истечения в координатах давление — расход жидкости совершенно различны, хотя площади проходных сечений отверстий примерно равны. Линейная зависимость расхода жидкости от давления $W_D = \psi(\Delta p)$ (линия 1) свидетельствует о ламинарном

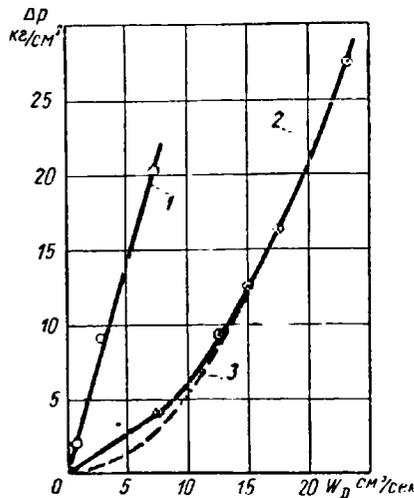


Рис. 2. Характеристики истечения жидкости через калиброванные щели с различными конструктивными параметрами:

1 — $\rho = 4,6 \times 10^{-3}$ см; $f_D = 3,9 \times 10^{-3}$ см²; $Re = 70$; 2 — $\rho = 8,9 \times 10^{-3}$ см; $f_D = 4,1 \times 10^{-3}$ см²; $Re = 130-420$; 3 — теоретическая парабола, $\mu_D = 0,73$.

истечении, а близкий к параболическому характер кривой 2 — о возможности переходного квадратичного режимов истечения. Это особенно отчетливо проявляется, если сравнивать кривую 2 с квадратной параболой 3, построенной по формуле (2) с учетом условий проведения опыта и при $\mu_D = 0,73$. Кривые 2 и 3 практически сливаются в одну линию уже при перепаде давления $\Delta p = 10-12$ кг/см² и $W_D = 13-15$ см³/сек. При этих параметрах в испытанной щели с $b = 0,2$ мм устанавливался квадратичный режим истечения ($Re \approx 300$).

Аналогичные закономерности получены во всех опытах.

Результаты экспериментов, обобщенные на основе теории подобия, изображены графически на рис. 3. Они представляют собой зависимость коэффициента истечения от числа Рейнольдса для калиброванных прямоугольных щелей амортизатора.

Кривая на графике разделена на три различных участка (I, II, III). На участке I, соответствующем ламинарному режиму истечения, коэффициент истечения связан с числом Re квадратной параболой вплоть до $Re \approx 160$. В данном случае при короткой плоской щели движение жидкости является приближенно-ламинарным [3]. Такое движение тем ближе к ламинарному, чем ближе число Re к нулю.

На участке III коэффициент μ_D не зависит от числа Re , оставаясь постоянным и равным в среднем 0,72—0,75. Граничные участки I и III плавно соединены сравнительно короткой кривой, характеризующей наличие переходного режима. Согласно рис. 3 переходный режим наблюдается в диапазоне $Re \approx 160-320$.

Таким образом, исследование показало, что при истечении жидкости через короткие прямоугольные щели предельное значение Re , после которого режим истечения оказывается квадратичным, не превышает ~ 320 . Полученные результаты можно сравнивать с данными других исследователей, которые испытывали подобные дросселирующие элементы и жидкости [3], [7]—[9].

Для получения обобщенной характеристики на участке, соответствующем ламинарному истечению, результаты опытов обрабатывались по методу наименьшей средней ошибки. Это позволило установить, что совпадение с опытными данными

дает эмпирическая формула [7], обоснованная Яншиным [9], [4].

$$\mu_D = C \sqrt{Re} \quad (4)$$

В этой формуле величина эмпирического коэффициента пропорциональности C может быть принята равной 0,05.

Формулой (4) можно пользоваться при $Re = 0-160$, после чего в калиброванной щели начинает устанавливаться квадратичный режим ($\mu_D \approx \text{const}$) и формула становится недействительной.

Полученные экспериментальные данные о характере изменения коэффициента истечения дроссельных щелей позволяют установить, какой вид имеет характеристика амортизатора на режиме работы щелевых калиброванных отверстий при их различной конструкции и при различных температурных условиях, обуславливающих изменение вязкости жидкости.

Однако, прежде чем переходить к дальнейшему анализу, сопоставим данные настоящего исследования с результатами испытаний амортизаторов на динамометрическом стенде, т. е. проверим соответствие показателю установившегося и неустановившегося режимов истечения.

Динамометрические стенды предназначены для испытаний амортизатора в сборе и очень удобны для контроля качества готовой продукции. При оценке влияния отдельных элементов амортизатора на его рабочий процесс использование динамометрических стендов представляет некоторые трудности. Характеристика амортизатора, полученная по результатам испытаний на этих стендах, дает зависимость силы сопротивления от скорости перемещений поршня. Сила сопротивления возникает в результате перетекания жидкости как через калиброванные отверстия, так и через технологические зазоры между поршнем и цилиндром, штоком и направляющей, а на режиме работы клапана — и через проходное сечение, открываемое им. В работе [6] установлено, что утечка жидкости через зазоры

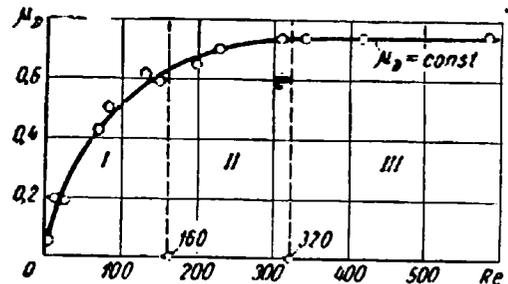


Рис. 3. Зависимость коэффициента истечения от числа Рейнольдса.

может существенно влиять на форму характеристики амортизатора. В связи с этим необходимо оценивать отдельно расход жидкости через зазоры и через дроссельные отверстия по результатам испытаний амортизатора на динамометрических стендах.

Суммарный расход жидкости в любой точке характеристики амортизатора при его работе на режиме калиброванных отверстий, когда расходом через клапан можно пренебречь [5], равен

$$W = A \sqrt{\Delta p} + B \Delta p, \quad (5)$$

где $A = \mu_D f_D \sqrt{\frac{2g}{\gamma}} B$ — коэффициент пропорциональности,

зависящий от размеров кольцевой щели, вязкости жидкости и некоторых других параметров [6], [9].

Таким образом, всякая характеристика амортизатора при квадратичном режиме истечения через калиброванные отверстия является геометрической суммой двух составляющих, одна из которых в координатах $\Delta p - W$ изображается параболой, другая — наклонной прямой. Однако в зависимости от конструкции, технологии производства и технического состояния амортизатора удельный вес каждой из этих составляющих может быть различным.

На рис. 4 дана характеристика амортизатора ЗИЛ-111 на отдале, построенная по средним данным испытаний 30 амортизаторов. Возьмем на участке I соответствующем истечению жид-

кости через калиброванные щели и зазоры, точку m_1 с координатами Δp_1 ; W_1 и точку m_2 (Δp_2 ; W_2).

Для этих точек действительны равенства, вытекающие из уравнения (5),

$$W_1 = A \sqrt{\Delta p_1} + B \Delta p_1;$$

$$W_2 = A \sqrt{\Delta p_2} + B \Delta p_2.$$

Таким образом, получим два уравнения с двумя неизвестными, которые можно легко определить.

$$A = \frac{W_1 \Delta p_2 - W_2 \Delta p_1}{\sqrt{\Delta p_1 \Delta p_2} (\sqrt{\Delta p_2} - \sqrt{\Delta p_1})}; \quad (6)$$

$$B = \frac{W_2 \sqrt{\Delta p_1} - W_1 \sqrt{\Delta p_2}}{\sqrt{\Delta p_1 \Delta p_2} (\sqrt{\Delta p_2} - \sqrt{\Delta p_1})}. \quad (7)$$

Эти формулы позволяют, в частности, построить обе составляющие на квадратичном режиме истечения жидкости через дроссельные щели и оценить величину обоих расходов при различных давлениях.

Кроме того, можно приближенно найти коэффици-

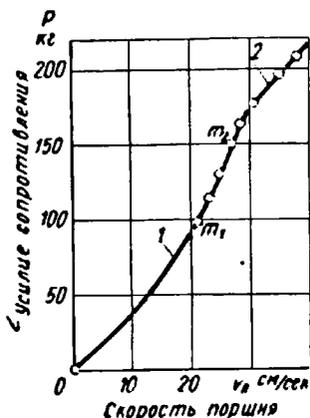


Рис. 4. Характеристика амортизатора ЗИЛ-111 на отдале:

1 — характеристика дроссельных отверстий и зазоров; 2 — суммарная характеристика на участке работы клапана [3] при $f_D = 8 \times 10^{-3} \text{ см}^2$; $\rho_2 = 9,5 \times 10^{-3} \text{ см}$; $n = 8$; $\gamma = 0,9 \text{ г/см}^3$; площади поршня $F_n = 10,5 \text{ см}^2$ (точками отмечены данные испытаний на динамометрическом стенде серийных амортизаторов).

ент истечения, так как все величины за исключением μD , входящие в коэффициент пропорциональности A по формуле (5), могут быть определены с необходимой точностью. Из выражений (5) и (6) имеем

$$\mu D = \frac{(W_1 \Delta p_2 - W_2 \Delta p_1) \sqrt{\gamma}}{f_D \sqrt{\Delta p_1 \Delta p_2} (\sqrt{\Delta p_2} - \sqrt{\Delta p_1}) \sqrt{2g}}. \quad (8)$$

Последнее выражение практически полезно, так как позволяет оценить коэффициент истечения жидкости без специальных опытов.

В результате расчета по выведенным формулам для точек m_1 и m_2 получим $\mu D \approx 0,8$ и расход жидкости через зазоры (для m_2) равным $\sim 30 \text{ см}^3/\text{сек}$, что составляет $\sim 11\%$ от общего расхода. Эти результаты удовлетворительно согласуются как с выполненным исследованием, так и с данными работы [6]. Некоторое расхождение в величине μD по сравнению с данными рис. 3 правильнее всего отнести за счет сравнительно невысокой точности динамометрических стендов и за счет влияния сухого трения в амортизаторе, не учитываемого расчетом (возможно, что имеет некоторое значение и негерметичность клапана).

Чтобы выяснить влияние отдельных факторов на характеристику калиброванных отверстий, воспользуемся графоаналитическим методом построения характеристики истечения [10], показанным на рис. 5.

В первом квадранте (правый нижний угол) наносится зависимость числа Рейнольдса от скорости жидкости в калиброванных отверстиях для ряда значений гидравлических радиусов r и характерных вязкостей ν . Эта зависимость согласно формуле (3) является линейной. Полученный ряд прямых линий характеризует изменение Re в широком диапазоне температур при различной форме калиброванных отверстий. Нанесенные на график линии ν_1, ν_2, ν_3 соответствуют вязкостям (2,0; 0,6 и 0,1 $\text{см}^2/\text{сек}$). Такую вязкость имеет веретенное масло АУ при $\sim 0, \sim 15$ и $\sim 60^\circ$.

Во втором квадранте (левый нижний угол) наносится зависимость $\mu D = \psi(Re)$, полученная в результате экспериментов, приведенных на рис. 3.

В левом верхнем углу графика построен ряд кривых, устанавливающих связь между коэффициентом истечения μD и перепадом давления Δp . Эта связь выводится из формулы (2).

$$\Delta p = \frac{v_{ж}^2}{\mu D^2} \cdot \frac{\gamma}{2g}. \quad (9)$$

Задавшись несколькими значениями $v_{ж}$, получим семейство гипербол второго порядка для постоянных по величине скорости истечения жидкости.

Характеристики амортизатора строим по этим вспомогательным кривым следующим образом: зная размеры калиброванных отверстий, определяем величину гидравлического радиуса

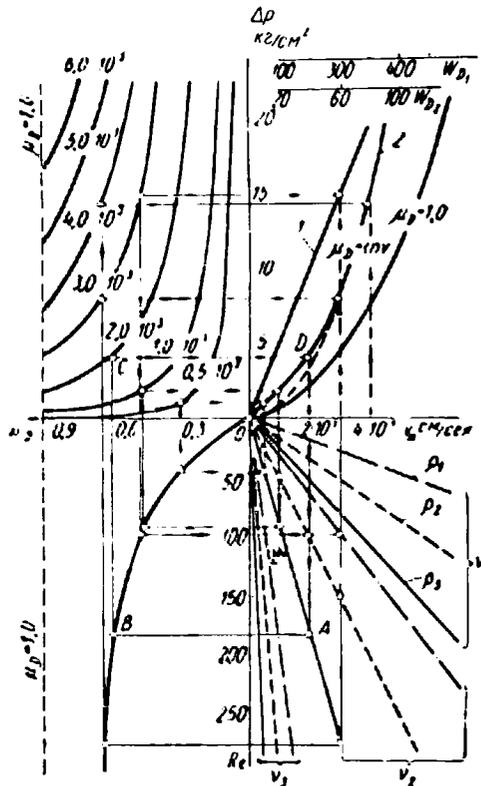


Рис. 5. Циклограмма для построения характеристики калиброванных отверстий амортизаторов:

$r_1 = 4,9 \times 10^{-3} \text{ см}$; $r_2 = 9,5 \times 10^{-3} \text{ см}$; $r_3 = 13,5 \times 10^{-3} \text{ см}$; $\nu_1 = 200 \text{ сст}$, $\nu_2 = 60 \text{ сст}$; $\nu_3 = 10 \text{ сст}$.

для данного амортизатора. По тем же зранию режиму, характерному для исследуемых условий работы амортизатора, и вязкостно-температурной кривой амортизаторной жидкости находим величину вязкости ν . Задавшись каким-либо значением скорости $v_{ж}$, проводим через это значение вертикаль до пересечения с прямой $Re = \psi(v_{ж})$ для известных ν и r (рис. 5, точка А). От этой точки проводим влево горизонталь до пересечения с экспериментальной кривой μD , получая точку В. Затем проектируем точку В на кривую $\mu D = \psi(\Delta p)$, соответствующую выбранному значению скорости $v_{ж}$ (точка С). Пересечение горизонтали, проведенной из последней точки С с вертикалью, проведенной в начале построения от $v_{ж}$, образует точку D, принадлежащую искомой характеристике. Получив ряд точек для одних и тех же r и ν , но для разных значений $v_{ж}$, соединим их плавной кривой.

Для перехода от характеристики истечения жидкости к гидравлической характеристике калиброванных отверстий амортизатора в координатах давление — расход жидкости пользуемся [5] следующей зависимостью:

$$W_D = n f_D v_{ж}, \quad (10)$$

где n — число калиброванных отверстий.

Таким образом, для перехода от скорости истечения жидкости к расходу ее через калиброванные отверстия следует отложить параллельно оси $v_{ж}$ (как показано в правом верхнем квадранте на рис. 5) шкалу расхода W_D , которая будет отличаться от $v_{ж}$ только масштабом.

Далее можно перейти и к характеристике амортизатора без учета зазоров [6] в координатах $P-v_n$ (сила сопротивления — скорость поршня), так как названные величины пропорциональны давлению и расходу жидкости [5]. Для этого строятся параллельно осям Δp и W соответствующие шкалы, которые отличаются одна от другой лишь масштабом, причем масштабный коэффициент равен площади поршня амортизатора F_n .

Описанная методика позволяет однозначно связать размерную характеристику $\Delta p-v_{ж}$ или $P-v_n$ калиброванных отверстий с безразмерной μ_D-Re . Это особенно ценно, поскольку аналитическое построение оказывается затруднительным из-за того, что зависимость $\mu_D=\psi(Re)$ не может быть выражена единой формулой. Некоторое упрощение расчета достигается только при линейной зависимости $\Delta p=\psi(v_{ж})$. Для этого можно воспользоваться следующими зависимостями, которые получаются из равенства (2) при подстановке в него формул (3), (4) и значений $C=0,05$ и $g=981$ см/сек:

$$\Delta p \approx \frac{\gamma v}{20 \cdot \rho} v_{ж} \text{ или } v_{ж} \approx \frac{20 \cdot \rho}{\gamma v} \Delta p. \quad (11)$$

Эти формулы, как и формула (4), действительны лишь в диапазоне ламинарного режима ($Re=0 \div 160$). При $Re > 160$ необходимо производить расчет по формуле (2), подставляя в нее соответствующие значения μ_D (см. рис. 3).

Таким образом, при ламинарном характере истечения жидкости через калиброванные щели амортизатор имеет линейную характеристику (рис. 5, прямая 1), которая, как это видно из формул (11), зависит от конструктивных параметров калиброванных щелей (ρ) и свойств рабочей жидкости (γ, v). Комплекс K , определяющий в конечном счете коэффициент сопротивления амортизатора, а значит, и коэффициент аperiodичности колебаний подвески автомобиля, находится в прямо пропорциональной зависимости от переменной вязкости жидкости.

$$K = \frac{\gamma v}{20 \cdot \rho}. \quad (12)$$

Иначе обстоит дело в случае квадратичного режима истечения жидкости ($\mu_D = const$), при котором характеристика калиброванных щелей представляется в виде единой параболической кривой, не зависящей от вязкости жидкости в диапазоне $v < 0,6$ сст (рис. 5, кривая 2). Параметры этой кривой зависят только от удельного веса жидкости и коэффициента истечения μ_D . Так как обе величины меняются незначительно, можно считать, что эта огибающая кривая остается практически неизменной.

Указанные особенности являются несомненным преимуществом квадратичной характеристики перед линейной.

Из рис. 5 видно, что линейная 1 и квадратичная 2 характеристики получены при одинаковых условиях ($v=0,6$ сст), но при различном гидравлическом радиусе отверстия $r_3=2,8$ р₁. Полученный результат указывает путь изменения конструктивных параметров калиброванных отверстий с целью получения необходимого протекания характеристики.

На основании проведенного исследования можно судить также о том, какой вид имеет характеристика амортизатора в разных температурных условиях на участке работы калиброванных отверстий.

Характеристика современного телескопического амортизатора на режиме истечения рабочей жидкости через короткие прямоугольные щели может иметь: 1) линейный вид (ламинарный режим); 2) линейный с переходом на квадратичный (ламинарный и переходный режимы); 3) линейный, переходный и квадратичный на протяжении одного и того же цикла; 4) почти полностью квадратичный характер, когда начальный линейный участок практически незаметен. Последний, т. е. квадратичный вид, характерен для всех амортизаторов Московского карбюраторного завода, когда они работают в нормальных условиях с некоторым нагревом [11].

Следует отметить, что характеристика амортизатора в виде квадратичной параболы по данным других исследований признается наиболее благоприятной для улучшения комфортабельности автомобиля [12].

Рассмотрим, как влияют на заданную характеристику амортизатора отклонения величин f_D и μ_D в зависимости между

конструктивными величинами калиброванных щелей (a, b) и коэффициентом истечения μ_D и др.

Согласно выражению (9) величина давления, определяющая силу сопротивления амортизатора, обратно пропорциональна квадрату площади калиброванных отверстий и квадрату коэффициента истечения. Это обуславливает требование высокой точности изготовления и четкости оформления всех конструктивных элементов, формирующих калиброванные отверстия в дроселирующей системе амортизатора.

Для оценки влияния отклонений f_D и μ_D удобно использовать показанный графоаналитический способ построения гидравлической характеристики калиброванных отверстий.

Для подробного анализа влияния на характеристику амортизатора величин f_D и μ_D могут быть привлечены формулы, введенные в работе [6]. При этом выясняется, что, чем больше

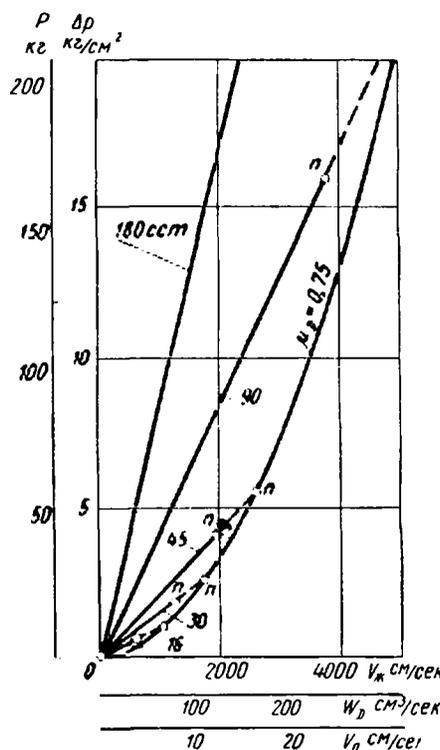


Рис. 6. Характеристика калиброванных отверстий отдачи амортизатора ЗИЛ-111 при различной вязкости рабочей жидкости.

коэффициент сопротивления амортизаторов, тем больше, при прочих равных условиях, влияние на его характеристику отклонений от номинала величин f_D и μ_D .

Очень сильное влияние на характеристику амортизаторов оказывает величина гидравлического радиуса ρ . С увеличением этого радиуса возрастает число Re и происходит более ранний переход от линейной характеристики к квадратичной. Такой же результат достигается с уменьшением вязкости жидкости v . Следовательно, характеристику амортизатора можно изменять с целью приближения ее к оптимальной, изменяя форму калиброванных отверстий и вязкость рабочей жидкости.

На рис. 6 с помощью описанного графоаналитического способа построены характеристики калиброванных отверстий амортизатора ЗИЛ-111 (отдача) при различных вязкостных параметрах жидкости. Как видно из этих графиков, характеристика амортизатора претерпевает существенные изменения в зависимости от величины вязкости жидкости, а следовательно, и в зависимости от температуры, поскольку на вязкость жидкости, особенно приготовленных на нефтяной основе, влияет температура.

Анализ приведенных данных показывает, что в разное время года в диапазоне рабочих температур амортизатора его гасящее действие, оцениваемое коэффициентом сопротивления или коэффициентом аperiodичности, может изменяться минимум на $\pm 75\%$ от среднего. Если же гасящее действие амортизатора в холодное время года сравнивать с оптимальной характеристикой гашения, соответствующей колебательным параметрам подвески автомобиля, то найдем, что оно будет в несколько раз больше. При этом коэффициент аperiodичности

может достигнуть единицы, а в особо неблагоприятных условиях и превысить ее.

Этим обстоятельством чаще всего объясняются жесткие удары даже от небольших неровностей дороги, передаваемые подвеской на кузов автомобиля в холодное время года. Указанное явление особенно заметно в начале движения после длительной стоянки на холоде; оно довольно быстро исчезает в результате разогрева амортизатора. Однако в зимних условиях эксплуатации подвеска и амортизатор все же подвергаются действию значительных, безусловно вредных, перегрузок, обусловленных большим повышением вязкости рабочей жидкости.

Важную роль в снижении максимальных усилий амортизаторов играют разгрузочные клапаны [1], [5]. Но характеристики клапанов тоже весьма существенно зависят от вязкости жидкости.

Поэтому подбор и изменение размеров и формы калиброванных отверстий с целью увеличения их пропускной способности должны осуществляться строго обоснованно, тем более, что в реальной конструкции амортизатора изменять размеры отверстий дроссельного диска можно только в ограниченных пределах, причем границы изменения для каждого размера различны. Так, например, по конструктивным соображениям толщина диска, определяющая высоту b калиброванного отверстия у амортизатора, может выбираться в пределах 0,1—0,3 мм, ширина a может изменяться от 1,5 до 5 мм. Однако влияние изменения этих размеров на величину гидравлического радиуса оказывается весьма различным. Как видно из таблицы, увеличение b в 3 раза вызывает увеличение ρ в 2,6—2,9 раза. Увеличение ширины отверстия от 1,5 до 5 мм, т. е. в 3,3 раза, приводит к увеличению ρ всего лишь на 5—15%. Следовательно, для изменения коэффициента μ_D в желаемом направлении наиболее целесообразно прежде всего изменить высоту калиброванной щели b , т. е. толщину дроссельного диска. Кроме того, для получения однородного качества продукции допуск на этот размер должен быть более строгим, чем допуск на размер a , так как даже небольшие отклонения в размере b влекут за собой существенные изменения μ_D и i_D , а следовательно, и характеристики амортизатора.

На основании полученных данных, касающихся взаимосвязи конструктивных и гидравлических параметров дросселирующей

системы, можно обоснованно выбирать размеры и задавать допуски на конструктивные элементы калиброванных отверстий, правильно назначать соответствующие требования технических условий.

Так, например, по величине допуска на толщину стальной ленты, из которой изготавливаются дроссельные диски, можно определить пределы изменения усилий сопротивления амортизатора и с учетом утечек через зазоры [6] задать допуски на изменение его коэффициентов сопротивления.

Увеличение толщины дроссельного диска уменьшает относительное влияние допуска на толщину стальной ленты. Это позволяет, при прочих равных условиях, приблизить характеристику амортизатора к желаемому квадратичному виду и уменьшить отклонение коэффициента сопротивления от номинала, что необходимо для дальнейшего совершенствования выпускаемых амортизаторов. Этой же цели должно послужить применение уплотнительных колец в зазорах между штоком и направляющей, а также между поршнем и цилиндром.

ЛИТЕРАТУРА

1. Скиндер И. Б., Лиэпа Ю. А., Дербаремдикер А. Д., «Автомобильная промышленность» № 10, 1960.
2. Френкель Н. З., Гидравлика, Госэнергоиздат, 1956.
3. Альтшуль А. Д., «Нефтяное хозяйство» № 2, 1950.
4. Справочник машиностроителя, т. 2, Машгиз, 1954.
5. Дербаремдикер А. Д., «Автомобильная промышленность» № 2, 1960.
6. Иларонов В. А., Панфилов В. Т., Дербаремдикер А. Д., «Автомобильная промышленность» № 9, 1960.
7. Знаменский Г. Н., Иссук В. А., Определение коэффициентов истечения и сопротивления для жидкостей с повышенной вязкостью. Труды Киевского технологического института пищевой промышленности, № 3, 1940.
8. Прокофьев В. Н., Техническая механика жидкостей и газов, Энциклопедический справочник «Машиностроение» т. I, кн. I, Машгиз, 1947.
9. Яньшин Б. И., Истечение вязкой жидкости через кольцевые и прямоугольные щели, МВТУ «Гидромашиностроение» № 5, 1949.
10. Дербаремдикер А. Д., «Вестник машиностроения» № 1, 1961.
11. Скиндер И. Б., «Автомобильная промышленность» № 7, 1960.
12. Гофманн «АТЦ» № 10, 1968. Сборник статей по подвеске.

О повышении надежности гидropневматических и гидравлических рессор

Н. Н. РАХМАНОВ

В НАСТОЯЩЕЕ время во многих странах проводятся работы по совершенствованию систем поддресоривания автомобилей для повышения плавности их хода и увеличения средних скоростей движения как по дорогам, так и по бездорожью.

Гидравлические и гидropневматические рессоры представляют большой интерес для вездеходов и карьерных самосвалов большой грузоподъемности и других машин. Основной трудностью в создании таких рессор является обеспечение надежности подвижных уплотнений при высоких гидравлических давлениях, поскольку такие рессоры, как правило, бывают телескопического типа. Обеспечить абсолютную герметичность подвижных соединений с прямолинейным возвратно-поступательным движением практически не представляется возможным, так как известное количество жидкости будет переноситься подвижной уплотняемой деталью в виде жидкостной пленки, которую с этой поверхностью сгребает уплотнительное кольцо, поэтому с течением времени образуются капли. Однако герметичность подвижных уплотнений во время стоянок автомобиля должна быть абсолютной.

При конструировании уплотнений приходится иметь дело с двумя противоречивыми факторами; обеспечение высокой герметичности; необходимость малых потерь на трение.

В настоящее время разработаны и испытаны некоторые уплотнения с применением новых материалов из полимеров: капрона, нейлона, полиамидных смол (П-68, П-54, АК-7), фторопласта 4 и др. Практический интерес представляют манжеты из полиамида П-68, изготовленные областной универсальной машиностроительной фабрикой

ВНИИМЕТМаши. Эти манжеты испытывались с зазором 0,5—3 мм и проработали 100 час. (504 тыс. ходов) при давлении 1000 кг/см² и ходе поршня 100 мм.

При осмотре манжет после их работы было установлено, что на рабочей поверхности нет никаких следов износа. Результаты испытаний показали, что полиамидные манжеты имеют очень малый коэффициент трения — около 0,005—0,01, а это обеспечивает их большой срок службы.

Кроме того, отмечается ряд новых решений по разгрузке конечных уплотнений от действия высоких давлений и возврата утечек жидкости в рабочую полость цилиндра рессоры. Например, центральным конструкторским бюро ГДР разработана и испытана конструкция жидкостной рессоры с устройством для автоматического регулирования уровня рабочей жидкости в цилиндре высокого давления.

Устройство рессоры показано на рис. 1. Рессора состоит из штока 1 с поршнем 2, в который вмонтирован шариковый клапан 3, направляющей с втулкой и клапаном 4, резервной камеры 5, цилиндра с рабочей камерой 6, корпуса с камерой 7 и всасывающей камеры 8.

Цилиндр внизу заканчивается пластиной 9, в которой имеются отверстия, заменяющие амортизатор. При работе рессоры масло сжимается в камерах 7 и 6. За счет перетекания масла из камеры 6 в камеру 7 происходит амортизация. При ходе поршня вниз масло из резервной камеры 5 через клапан 4 засасывается в камеру 8, а при ходе поршня вверх это масло перетекает через клапан 3 в поршне в камеру 6. Этот процесс обеспечивает регулировку уровня масла в рабочем цилиндре. Пе-

ретенание жидкости происходит до тех пор, пока уравновешивающее отверстие в цилиндре не откроется поршнем. Регулировочная поверхность в поршневом штоке вступает в работу лишь тогда, когда рессора разгружена и при движении рессоры шток далеко выходит из направляющей.

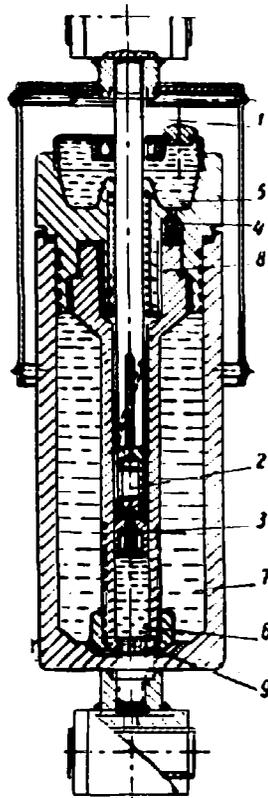


Рис. 1.

Втулка в направляющей изготовлена из полиамида, а поверхность поршня точно притерта по поверхности цилиндра. Недостатком такой конструкции является то, что при движении автомобиля в рабочем цилиндре может быть различное количество масла, что будет сказываться на поведении машины при поворотах и торможении.

Испытания гидравлической рессоры проводились как на стенде, так и на автомобиле. Опытный образец был приспособлен для установки на передней оси легкового автомобиля Саксенринг. При длительном испытании на стенде не было обнаружено износа ни на поршне, ни на штоке или направляющем цилиндре. Только на некоторых образцах было обнаружено незначительное стирание — износ трущихся деталей. Вследствие автоматической регулировки уровня жидкости автомобиль должен пройти определенное расстояние, после чего в цилиндре устанавливается нормальный уровень жидкости. Одновременно были выявлены преимущества гидравлической рессоры:

1) регулировка уровня жидкости позволяет повысить плавность хода;

2) малый вес рессоры позволяет уменьшить вес неподрессоренных деталей, особенно на грузовых автомобилях. Вес гидравлической рессоры в 2,5 раза меньше веса металлической рессоры, равной по запасу энергии.

Опыты показали, что рессоры данной конструкции с успехом можно ставить и на автомобили большой грузоподъемности. Для автомобилей средней и небольшой грузоподъемности, выпуск которых в ГДР будет увеличен, ЦКБ разрабатывает новую конструкцию, которая обеспечит более мягкий ход автомобиля и хорошую характеристику.

В гидравлической рессоре применяется также камера пониженного (статического) давления с дроссельной втулкой или с направляющим цилиндром. Это позволяет разгрузить конечное уплотнение штока от действия пульсирующего высокого давления жидкости при работе рессоры и обеспечить возврат утечек жидкости в полость высокого давления при обратном ходе штока.

Одновременно обеспечивается постоянно статического прогиба рессоры. Расчеты показывают, что удельное давление при статической нагрузке на рессору около 1500 кг не превышает при диаметре штока 20 мм 400—500 кг/см². Такие давления можно надежно герметизировать, используя полиамидные манжеты и другие уплотнения из полимеров.

Одна из подобных гидравлических рессор была изготовлена и испытана на стенде при участии автора. На рис. 2 показана гидравлическая рессора, установленная в специальном приспособлении для заправки жидкостью и опрессовки рессоры под статическим давлением. Дроссельные втулки для штоков были изготовлены из стали ШХ-15 и 40Х, проходили закалку до высокой твердости HRC 60—63; их внутренняя поверхность шлифовалась и притиралась. Результаты испытаний показали, что при зазоре между штоком и втулкой 0,02—0,04 мм толстостенные втулки обеспечивают в динамике перепад давления 1000—1500 кг/см², а это повышает надежность работы конечного уплотнения. Например, при максимальном рабочем давлении до 2000—2200 кг/см² и рабочем ходе штока 125 мм после 40 000 циклов уплотнение из резиновой манжеты и фторопластовых колец не имело следов износа.

На рис. 3 показана гидравлическая рессора более совершенной конструкции с применением камеры пониженного (статиче-



Рис. 2.

ского) давления. Как видно из рис. 3, рабочая жидкость размещена в трех камерах 1, 2, 3.

Камеры 1 и 2 сообщаются между собой через осевой канал и радиальное отверстие 4 в поршне штока рессоры. В свою очередь, камеры 2 и 3 соединены между собой отверстиями 5 и 6, размещенными в стенках направляющего цилиндра 7, причем часть отверстий перекрыта амортизационным клапаном 8. Рессора работает следующим образом. При движении штока вверх клапан 8 открывается, при этом одновременно с перетеканием части жидкости из камеры 2 в камеру 3 рабочая жидкость в камерах 1—3 сжимается. В конце статического хода поршня отверстие 4 будет перекрыто стенками направляющего цилиндра 7 и произойдет разобщение камер 1 и 2.

В процессе работы за счет дросселирования жидкости по зазору между поршнем и стенками цилиндра устанавливается перепад давления по длине поршня, что и разгружает уплотнение от действия динамического высокого давления. При обратном ходе поршня клапан 8 закрывается, и жидкость из камеры 3 перетекает в камеру 2 только через отверстия 5, что обеспечивает амортизацию при обратном движении поршня. При возвращении поршня в исходное положение камеры 1 и 2 сообщаются, и жидкость, которая перетекла по зазору между поршнем и цилиндром, на динамическом ходе возвращается из камеры 2 в камеру 1. Преимуществом рессоры является относительная простота конструкции, ее компактность и повышение надежности работы по сравнению с ранее изготовленными опытными образцами за счет применения полиамидов.

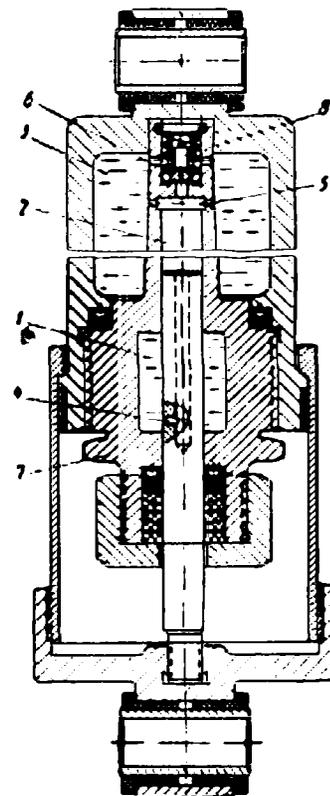


Рис. 3.

ЛИТЕРАТУРА

1. Малых Л. и Зельцер Ю. «Изобретатель и рационализатор» № 2, 1960.
2. Биттель К. «Крафтфарцейгтехник», Дрезден — Берлин, № 1, 2, 3, 1960.
3. Рахманов Н. Н. «Автомобильная и тракторная промышленность» № 6, 1957.
4. Рахманов Н. Н. «Автомобильная промышленность» № 10, 1959.

Методика определения тангенциальной жесткости шин

Канд. техн. наук Ю. А. ЕЧЕИСТОВ, О. И. КАРУЗИН

Московский автомеханический институт

ПРИ ИССЛЕДОВАНИЯХ и расчетах, связанных с определением крутильных колебаний в трансмиссии, распределением крутящих моментов по ведущим мостам многоприводных автомобилей, радиусов качения их ведущих колес, необходимо знать тангенциальную жесткость шин исследуемого автомобиля.

Количественное определение тангенциальной жесткости шин осуществляется экспериментально, так как нахождение ее расчетным путем затруднительно.

Эксперименты производятся при ступенчатом нагружении шины моментом и измерении приращения угла поворота колеса. Такая методика определения тангенциальной жесткости требует быстрой и одновременной фиксации показаний приборов, регистрирующих величины нагружающего момента, и соответствующего угла поворота колеса, так как с течением времени

нагружающий момент измеряется с помощью динамометрического звена 9, снабженного датчиками сопротивления, а угол поворота колеса фиксируется упругой балкой 10, также имеющей датчики сопротивления. Таким образом, на ленте осциллографа записываются мгновенные значения нагружающего момента и угла поворота колеса. Конструкция установки позволяет испытывать шины, свободный радиус которых не превышает 450 мм. Скорость вращения и эксцентриситет кривошипа должны выбираться так, чтобы силы инерции, действующие в подвижной системе установки, были достаточно малы по сравне-

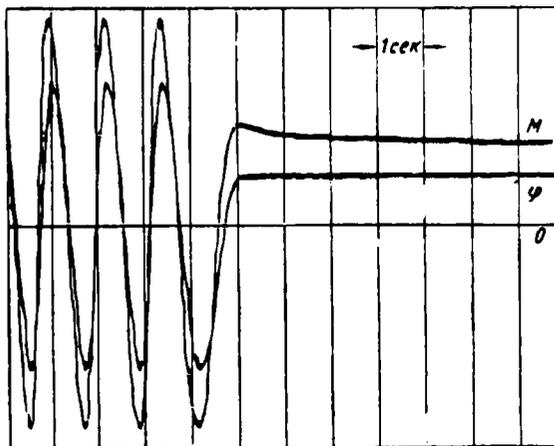


Рис. 1.

величина нагружающего крутящего момента при фиксированном угле поворота колеса убывает.

На рис. 1 показано, как изменяется нагружающий момент по времени при угле поворота колеса, оборудованного шиной типа М-50. Вертикальная нагрузка на колесо была равна 350 кг, а внутреннее давление в шине 1,8 кг/см².

Как видно из графика, нагружающий момент падает довольно быстро, что приводит к заниженным значениям тангенциальной жесткости, измеренной при ступенчатом нагружении шины моментом.

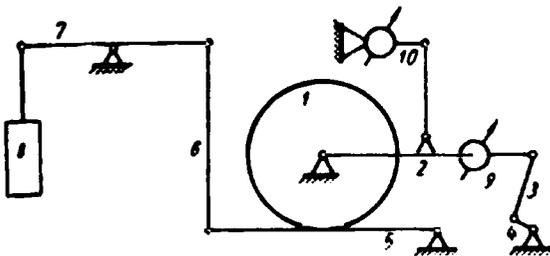


Рис. 2.

В связи с изложенным, в Московском автомеханическом институте была разработана и изготовлена установка для определения тангенциальной жесткости шин при непрерывном их нагружении.

Эта установка (рис. 2) работает следующим образом: колесо 1 с испытуемой шиной при помощи рычага 2, шатуна 3 и кривошипа 4 может совершать круговые колебания во время вращения кривошипа. Вертикальное нагружение шины осуществляется рычагом 5, тягой 6 и коромыслом 7, на свободный конец которого подвешен груз 8.

Благодаря такой конструкции шина испытывается при постоянной вертикальной нагрузке, что весьма существенно. На-

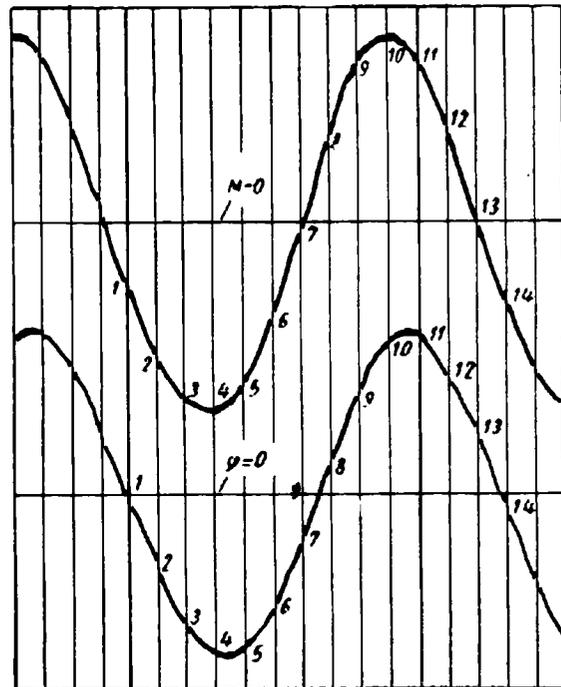


Рис. 3.

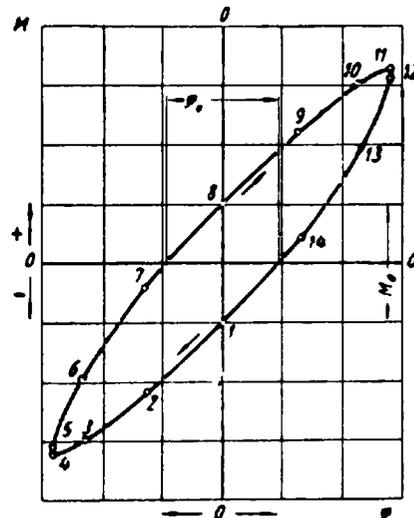


Рис. 4.

ряду с измеряемыми усилиями, не создавали заметных погрешностей. В установке скорость вращения кривошипа равна ~47 об/мин, а максимальный эксцентриситет кривошипа по-

звояет получить амплитуду поворота колеса, равную 0,0775 рад. При указанных значениях скорости вращения кривошипа и его эксцентрициитета максимальные погрешности не превышают 2%.

На рис. 3 приведена осциллограмма, полученная при испытаниях шины типа М-50. Вертикальная нагрузка на колесо составляла 350 кг, внутреннее давление воздуха в шине — 1,8 кг/см². Обработка осциллограммы позволила получить кривую цикла тангенциального нагружения шины, изображенную на рис. 4.

Эта кривая показывает, что тангенциальная жесткость шины, выражающаяся производной $c = \frac{dM}{d\varphi}$, не является величиной постоянной.

Максимальное значение тангенциальной жесткости шины получается при малых значениях нагружающего момента. В связи с этим, целесообразно оценивать тангенциальную жесткость ее некоторым средним значением c_0 , получаемым как отношение следующих отрезков диаграммы нагружения шины:

$$c_0 = \frac{M_0}{\varphi_0} \text{ кгм/рад.}$$

На установке по предлагаемой методике испытывались некоторые шины легковых автомобилей.

В качестве примера на рис. 5 приведены результаты определения тангенциальной жесткости следующих шин: М-50 типа 6,4—15" после пробега 10 000 км и М-45 типа 5,60—15" (новая), соответственно устанавливаемых на автомобилях «Москвич-410» и «Москвич-407».

Кривые (рис. 5) показывают изменение тангенциальной жесткости указанных шин при изменяющихся давлении воздуха и вертикальной радиальной нагрузке.

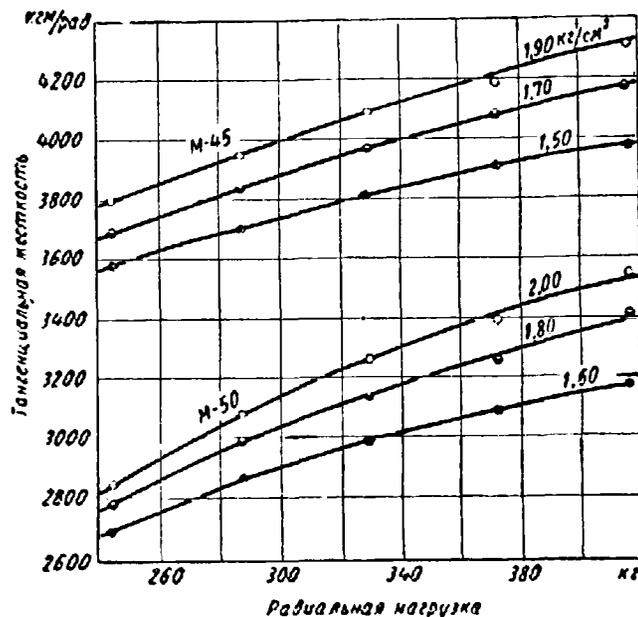


Рис. 5.

При рекомендованных значениях давления воздуха в шинах и заданных вертикальных нагрузках, соответствующих полностью груженым автомобилям, значения средней тангенциальной жесткости для шин типа М-45 и М-50 были равны 3950 и 3400 кг/рад.

Новый кран управления давлением в централизованной системе регулирования давления воздуха в шинах автомобилей

В. Т. ПАНФИЛОВ, Н. Г. БЛЕЙЗ, Л. А. ГЛЕЙЗЕР

Московский карбюраторный завод

ЦЕНТРАЛИЗОВАННАЯ система регулирования давления воздуха в шинах, применяемая на некоторых отечественных автомобилях, позволяет устанавливать на ходу автомобиля давление в шинах, соответствующее дороге, по которой происходит движение, что значительно повышает проходимость автомобиля и увеличивает срок службы шин, а также позволяет двигаться с максимально возможными для данной дороги скоростями.

Давление в шинах регулируется с помощью центрального крана управления давлением.

Этот прибор выполняет следующие функции: пропускает воздух из воздушных ресиверов в шины (накачивание), выпускает воздух из шин в атмосферу (выпуск), запирает воздух в системе (нейтральное положение).

На автомобилях Московского автомобильного завода имени Лихачева, снабженных системой регулирования давления воздуха в шинах, устанавливается кран управления давлением (рис. 1).

В корпусе крана имеются три полости, в которых размещаются впускной, обратный и выпускной клапаны. Эти полости соединены между собой каналами.

Впускной клапан служит для пропуска воздуха из ресивера к шинам. Обратный клапан предотвращает выход воздуха из шин через впускной клапан при падении давления в ресивере ниже давления в шинах и через уплотнение иглы впускного клапана при нарушении его герметичности. Выпускной клапан предназначен для выпуска воздуха из шин в атмосферу. Клапаны управляются с помощью рычага.

Кран указанной конструкции обеспечивает выполнение всех необходимых требований, но вместе с тем обладает и рядом че-

достатков, основными из которых являются большой вес и значительная трудоемкость изготовления.

На Московском карбюраторном заводе (МКЗ) разработана конструкция нового крана управления давлением системы накачивания шин и ведется подготовка его производства.

В целях упрощения конструкции для нового крана был принят золотниковый принцип управления давлением. В связи с

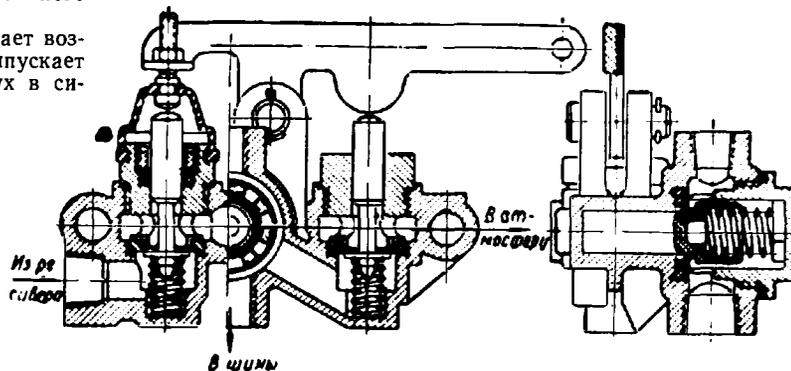


Рис. 1. Конструктивная схема серийного крана управления давлением.

этим разработан вариант резиновых сальников с уплотнением золотника по этим же сальникам.

Применение юбочного сальника в паре с распорным кольцом (рис. 2) позволяет получить надежное уплотнение по цилинд-

ру и золотнику и обеспечивает возможность легко компенсировать износ сальника.

Для изготовления сальника крана была принята резина марки ИРП-1100 (ТУ 204-54р МХП), имеющая в своем составе парафин и обеспечивающая малое прилипание. Эта резина была специально подобрана МКЗ и Научно-исследовательским институтом резиновой промышленности для изготовления сальников телескопических амортизаторов.

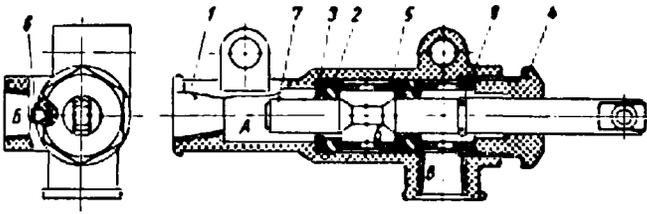


Рис. 2. Конструктивная схема нового (золотникового) крана управления давлением.

Корпус 1 крана с помощью резиновых сальников 2 разделен на три полости.

Левая полость А соединена с ресивером. Средняя полость Б соединена с шинами. Правая полость В соединена с атмосферой.

Уплотняющие кромки сальников распираются кольцами 3. Поджим сальников осуществляется с помощью направляющей 4 золотника через распорные втулки 5. Наличие распорных втулок позволяет равномерно распределить натяг между

золотника 0,754 см², между золотником и втулкой 0,850 см², между втулкой и корпусом 0,740 см². Проходные сечения трубопровода были проверены продувкой через них воздуха из баллона емкостью 36 л при перепаде давлений в баллоне с 8 до 2 кг/см². Результаты проверки приведены в таблице.

Объект	Время выпуска воздуха в сек.	
	через впускной тракт	через выпускной тракт
Кран управления давлением (золотниковый) с проходным сечением между втулкой и корпусом 0,740 см ²	3,8—4,0	4,0—4,2
Кран управления давлением (золотниковый) с проходным сечением между втулкой и корпусом 0,656 см ²	3,8—4,0	4,0—4,2
Кран управления давлением (серийный) с тремя клапанами	4,6—5,0	4,8—5,2
Штуцер К 3/8'' с внутренним отверстием диаметром 9 мм (площадь живого сечения 0,636 см ²)	3,0—3,2	3,0—3,2
Трубопровод 12×1 l=400 мм с двумя штуцерами К 3/8'' по концам	3,2—3,4	3,2—3,4

Как видно из таблицы, новый кран обладает вполне удовлетворительными проходными сечениями, обеспечивающими более быстрое движение воздуха, чем серийный кран.

Кроме этого, был испытан вариант более технологичной и более прочной распорной втулки, обеспечивающей проходное

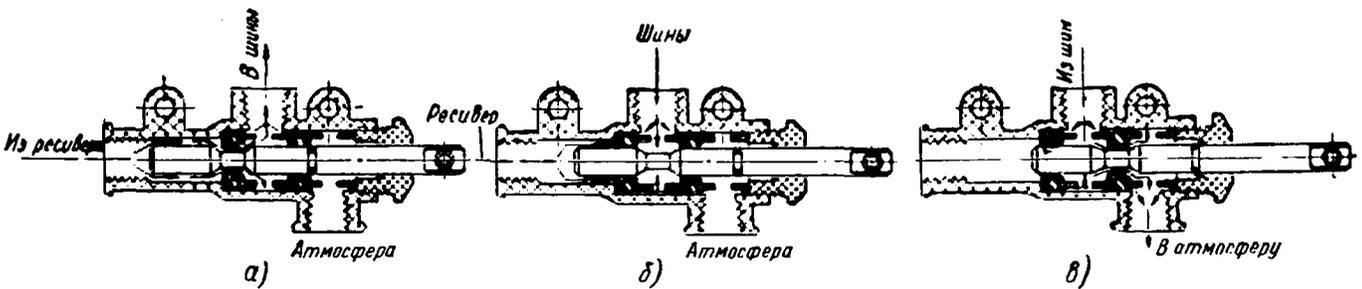


Рис. 3. Схема работы золотникового крана управления давлением.

сальниками, а следовательно, получить и равномерный их износ, что значительно увеличивает срок службы крана и упрощает его обслуживание.

Направляющая стопорится винтом 6. В сальниках и направляющей перемещается золотник 7 крана. Ход золотника ограничивается фиксирующим кольцом 8.

При перемещении золотника влево (рис. 3, а) до упора фиксирующего кольца в распорную втулку суженная часть золотника устанавливается по центру левого сальника. Воздух из полости А (рис. 2) переходит по образовавшемуся между сальником и золотником кольцевому каналу в полость Б. Отсюда воздух через отверстия в распорной втулке и кольцевой канал между втулкой и корпусом направляется в шины (накачивание). Полость В перекрыта золотником.

При переводе золотника в среднее положение (рис. 3, б) больший его диаметр входит в отверстие сальника 2, обеспечивая уплотнение. Полость Б отъединяется от ресивера (нейтральное положение).

При переводе золотника в крайнее правое положение (рис. 3, в) до упора фиксирующего кольца в направляющую золотника суженная часть золотника становится по центру правого сальника. Воздух из шин через полость Б, кольцевой канал, образованный сальником и золотником, выходит в полость В и в атмосферу.

Размеры крана были определены исходя из условия обеспечения необходимой скорости движения воздуха, создающего давление в шинах.

За исходный размер сечения был принят внутренний диаметр трубопровода, подводящего воздух. Живое сечение трубопровода составляет 0,785 см². Живые проходные сечения в опытном образце крана составляли: между сальником и сужением

сечение между золотником и втулкой 0,935 см², но сужающий проходное сечение между втулкой и корпусом до 0,656 см². Из таблицы видно, что местное сужение не оказывает заметного влияния на скорость прохождения воздуха и такая конструкция распорной втулки может быть принята.

Небольшое снижение скорости прохождения воздуха по выпускному тракту по сравнению со скоростью движения воздуха во впускном тракте может быть объяснено наличием дополнительного поворота потока под прямым углом.

Для определения срока службы нового крана сравнительно со сроком службы серийного крана были проведены износные испытания на специальной установке с частотой 85 полных циклов впуск—выпуск в минуту при одноменном режиме работы. Давление воздуха, подводимого к кранам, поддерживалось в пределах 4,5—5 кг/см². Ход игл клапанов серийного крана и золотника опытного крана соответствовал их рабочему ходу на автомобиле.

В процессе испытаний, герметичность серийных кранов по сальнику иглы впускного клапана нарушалась после 62 000 циклов. Герметичность восстанавливалась подтягиванием гайки сальника.

В опытных (золотниковых) кранах герметичность нарушалась после 112 000 циклов. Герметичность восстанавливалась подтягиванием направляющей золотника.

После 500 000 циклов начинают выходить из строя (ломаться) пружины игл серийного крана, что делает невозможным его дальнейшее использование.

После 500 000 циклов испытания нового крана были прекращены, но кран мог еще работать.

Простота конструкции деталей нового крана позволила применить для их изготовления пластмассу — терморезистивный

пластик АГ-4 (ОМТУ 431-57), представляющий собой модифицированную фенольно-формальдегидную смолу, армированную стекловолокном.

Вследствие малых габаритных размеров крана и применения пластмасс для изготовления деталей вес крана снизился до 0,350 кг. Вес серийного крана 1,460 кг. Заводом ведутся подготовительные работы для изготовления из пластмассы

АГ-4 корпуса нового крана. Это позволит еще снизить вес изделия и довести его до 150—180 г.

В результате применения пластмасс снижается также и трудоемкость изготовления крана, так как пластмассовые детали получают при отпрессовке полностью готовыми и не требуют механической обработки.

Конструкция крана позволит механизировать процесс его сборки.

Расчет и анализ зарядного баланса системы автомобильного электрооборудования

Канд. техн. наук Ю. М. ГАЛКИН

НИИ Автоприборов

РАНЕЕ¹ был изложен принцип расчета зарядного баланса системы автомобильного электрооборудования, основанный на использовании кривой плотности распределения числа оборотов генератора. Такой расчет довольно трудоемок, так как для каждого варианта нагрузки или характеристики генератора требуется построение отдельной диаграммы и планиметрирование площадей, охваченных кривой распределения ампер-часов заряда и разряда батарей.

Для практических расчетов зарядного баланса желательно иметь более простой и менее трудоемкий метод, который позволял бы наглядно оценивать и сравнивать между собой различные нагрузочные режимы или различные варианты выполнения автомобильных генераторных установок. С этой целью разработаны номограммы для расчета зарядного баланса и произведен анализ влияния на зарядный баланс величины регулируемого напряжения и системы реле-регулятора.

Сопоставление расчетных и опытных определений зарядного баланса показывает, что расчет методом планиметрирования площадей почти всегда дает худший зарядный баланс, чем опыт, а расхождение расчетных и опытных результатов достигает 15—20%, что следует считать удовлетворительным. Зарядный баланс представляет собой весьма неустойчивое явление,

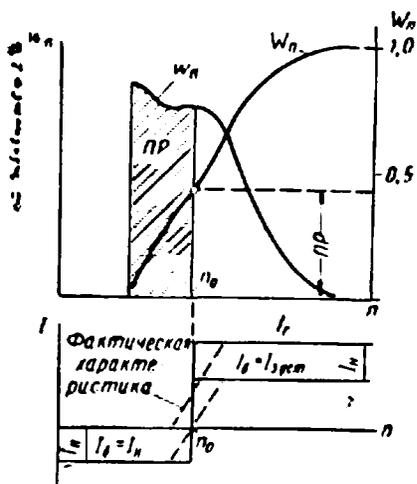


Рис. 1.

подверженное влиянию многих трудноучитываемых факторов. Источниками расхождения расчетных и опытных результатов являются:

а) отклонение фактического скоростного режима генератора (во время экспериментального определения зарядного баланса) от расчетного;

б) отклонение фактически потребляемого тока от номинального значения, указываемого в каталогах и справочниках;

в) изменение потребляемого тока при колебаниях напряжения сети;

г) несовпадение фактической емкости аккумуляторной батареи, наблюдающееся при режиме заряда-разряда с номинальной емкостью, по которой производится расчет;

д) отклонение фактического значения регулируемого напряжения реле-регулятора от номинального;

е) неточность определения фактической степени заряженности батарей в процессе эксперимента (значения степени заряженности батарей, определяемые по плотности электролита и по остаточной емкости, всегда значительно отличаются друг от друга).

По этим причинам высокая точность расчета зарядного баланса вообще недостижима, а потому вполне допустимо ввести некоторые упрощения, а именно:

1) идеализировать характеристику генератора, заменив фактическую характеристику прямоугольной;

2) пренебречь расходом энергии на стоянке и при пуске двигателя, поскольку у легковых и грузовых автомобилей с карбюраторным двигателем этот расход энергии невелик.

При установившемся балансе полученное количество электричества должно быть равно количеству электричества, отданному батареей, так как при неподвижном заряде, не доводящем батарею до газообразования, коэффициент отдачи по емкости можно принять равным 1. Таким образом, при сделанных допущениях для установившегося зарядного баланса будем иметь (рис. 1)

$$I_{н} PR = I_{з.уст} (1 - PR),$$

откуда

$$I_{з.уст} = I_{н} \frac{PR}{1 - PR}.$$

где $I_{н}$ — ток нагрузки потребителей (кроме батарей и стартера), который при разомкнутом реле обратного тока является разрядным током батарей;

$I_{з.уст}$ — зарядный ток батареи в периоды работы генератора с достаточным числом оборотов (когда реле обратного тока замкнуто);

PR — относительная продолжительность разряда батарей, зависящая от скоростного режима генератора, его начального числа оборотов и передаточного числа.

Величина PR удобнее всего определяется не по отрезку площади кривой плотности распределения числа оборотов $W_n = f(n)$, а по соответствующей интегральной кривой распределения $W_n = F(n)$ скоростного режима генератора.

По последнему уравнению можно построить номограмму для расчета зарядного баланса системы с трехэлементным реле-регулятором (рис. 2). По оси абсцисс откладывается относительный ток нагрузки $i_{н} = \frac{I_{н}}{I_{N}}$, а по оси ординат — относительный зарядный ток $i_{з} = \frac{I_{з}}{I_{N}}$, где I_{N} — номинальный ток генератора, принятый за 1. Лучи, построенные по уравнению

$$I_{з.уст} = i_{н} \frac{PR}{1 - PR}.$$

представляют собой геометрическое место точек, соответствующих установившемуся балансу при заданной величине PR . Поскольку генератор снабжен ограничителем тока, отрегули-

¹ Галкин Ю. М., «Автомобильная промышленность» № 3, 1961

раванным на номинальный ток генератора, принятый за единицу, то максимально возможный зарядный ток

$$i_{з. \max} = 1 - i_{н.}$$

Он будет изображаться на номограмме линией, наклоненной под 45° и делящей поле номограммы на положительную и отрицательную области. На этой пограничной линии можно также нанести равномерный масштаб для промежуточных значений PP .

Рабочая точка наносится на номограмму по величине расчетной нагрузки $i_{н}$ и величине PP . Если рабочая точка расположена ниже пограничной линии $i_{з. \max}$ (точка 1 на рис. 2), то

где Q_N — номинальная емкость батарей;

$$\Delta i_z \text{ — дефицит зарядного тока; } \Delta i_z = i_{з. \text{уст}} - i_{з. \max}$$

Время полного разряда батареи в час.

$$T = \frac{1}{\Delta q} = \frac{1}{\Delta i_z (1 - PP)} \cdot \frac{Q_N}{I_N} = t_0 \frac{Q_N}{I_N}$$

Согласно этому уравнению, в отрицательной части номограммы нанесены линии равного времени разряда батареи, соответствующие различным значениям коэффициента t_0 .

Нулевой баланс соответствует расположению рабочей точки на пограничной линии $i_{з. \max}$ (она же — линия $k_G = 1$ и $t_0 = \infty$).

Так как при небольших отклонениях по этой линии подзаряд или разряд батареи происходит медленно, то, учитывая неизбежные колебания режима езды и нагрузки, можем считать, что попадание рабочей точки в область, ограниченную линиями $k_G = 1,25$ и $t_0 = 20$, соответствует практически нулевому балансу.

Сопоставление расчетных данных с опытными данными показало, что расчет по номограмме дает практически почти такую же точность, как и расчет по кривой плотности распределения числа оборотов генератора. Вместе с тем расчет по номограмме отличается простотой, малой трудоемкостью и наглядным представлением результатов. Он позволяет легко сравнивать между собой зарядные балансы различных систем и анализировать влияние изменения параметров генератора на зарядный баланс: при изменении мощности генератора (а следовательно, и величины $i_{н} = \frac{I_{н}}{I_N}$) рабочая точка перемещает-

ся по лучу PP , а при изменении начального числа оборотов или передаточного числа генератора, вызывающих изменение величины PP , — по вертикали.

В случае необходимости анализировать перегрузочные режимы генератора номограмма может быть продолжена вправо и вверх. В расчете по номограмме можно учесть также расход энергии на пуск двигателя и на потребителей, включенных на стоянке, и тем самым сделать ее применимой для расчета зарядного баланса дизельных автомобилей и автобусов.

На малолитражных автомобилях применяется двухэлементный реле-регулятор без ограничителя тока. Поскольку ограничитель тока отсутствует, то для защиты генератора от чрезмерной перегрузки регулятор выполняется с падающей характеристикой напряжения и поэтому зарядное напряжение батареи колеблется при изменении нагрузки. В результате ток, отдаваемый генератором, а также максимально возможный при данной нагрузке зарядный ток уже не ограничиваются определенной величиной, а устанавливаются в зависимости от степени заряженности батареи, нагрузки и величины регулируемого напряжения, поддерживаемого реле-регулятором.

Номограмма зарядного баланса для системы с двухэлементным реле-регулятором строится по уравнению

$$i_{з. \text{уст}} = i_{н} \frac{PP}{1 - PP}$$

Лучи PP также представляют собой геометрическое место точек, соответствующих установившемуся балансу (рис. 3). Линии, которые идут под 45°, представляют собой геометрические места точек, соответствующих постоянной нагрузке генератора, выраженной в долях его номинального тока.

Поскольку двухэлементный реле-регулятор допускает перегрузку генератора, то целесообразно использовать эту возможность. Величина допустимой перегрузки ограничивается нагревом и коммутацией. Генератор на автомобиле работает по существу в повторнократковременном режиме с относительной продолжительностью включения $PВ = 1 - PP$, а потому его нагрузка может быть увеличена против его номинальной мощности, определенной для продолжительного режима работы. В первом приближении можно считать, что нагрев генератора пропорционален квадрату отдаваемого им тока и определить границу перегрузки по нагреву (линия а) с помощью следующего уравнения:

$$i_{дон} = \frac{1}{\sqrt{PВ}} = \frac{1}{\sqrt{1 - PP}}$$

где номинальный ток генератора принят за 1.

Границу перегрузки по коммутации (линия б) целесообразно установить исходя из равенства коммутационного износа шеток при повторнократковременном и продолжительном режимах работы, однако отсутствие необходимых опытных данных

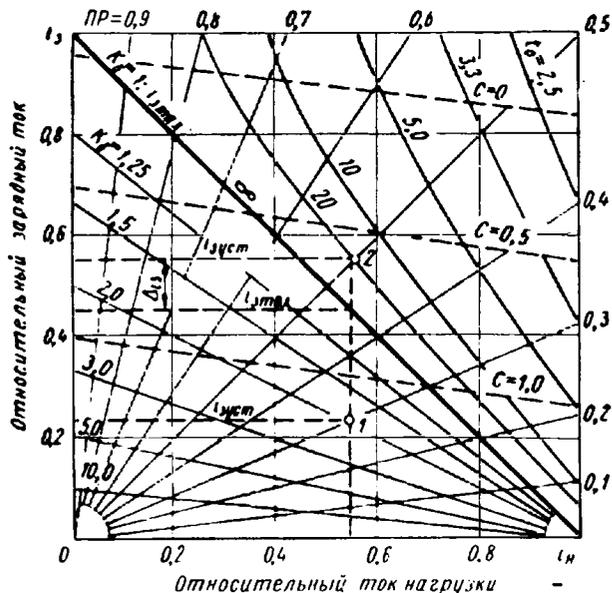


Рис. 2.

это означает, что $i_{з. \max} > i_{з. \text{уст}}$ и зарядный баланс положительный. Наоборот, если рабочая точка располагается выше пограничной линии (точка 2 на рис. 2), то $i_{з. \text{уст}} > i_{з. \max}$. Это означает, что зарядный ток установившегося баланса не может быть достигнут, так как он больше, чем максимально возможный при данной нагрузке зарядный ток, и батарея постепенно разрядится до нуля.

В положительной области номограммы проведены линии равного коэффициента баланса $k_G = \frac{i_{з. \max}}{i_{з. \text{уст}}}$; рабочие точки,

попадающие на одну и ту же линию $k_G = \text{const}$, соответствуют положительным зарядным балансам, которые имеют одинаковый запас по зарядному току.

Скорость разряда батареи при отрицательном балансе будет зависеть от дефицита емкости

$$\Delta Q = Q_p - Q_z,$$

где Q_p — количество электричества, отдаваемое батареями за 1 час езды;

Q_z — количество электричества, получаемое батареями за 1 час езды.

В данном случае

$$Q_p = Q_{з. \text{уст}} = I_{з. \text{уст}} (1 - PP);$$

$$Q_z = Q_{з. \max} = I_{з. \max} (1 - PP).$$

Выражая часовой дефицит емкости и токи в относительных единицах (т. е. в долях соответствующих номинальных значений), получим

$$\Delta q = \frac{\Delta Q}{Q_N} = \frac{(I_{з. \text{уст}} - I_{з. \max})(1 - PP)}{Q_N} = (i_{з. \text{уст}} - i_{з. \max}) \times$$

$$\times (1 - PP) \frac{I_N}{Q_N} = \Delta i_z (1 - PP) \frac{I_N}{Q_N},$$

не позволяет произвести нужные вычисления. Поэтому мы исходим из ГОСТ 3940-57, который устанавливает для автотракторного электрооборудования при продолжительном режиме работы балл коммутации не выше 1,5, при повторнократковременном режиме работы — не выше 2.

Получившаяся диаграмма представляет собой график нагрузочных режимов системы. Рабочая точка, нанесенная по величине нагрузки I_N и величине ПР, определяет величину нагрузки генератора и зарядного тока при условии установившегося

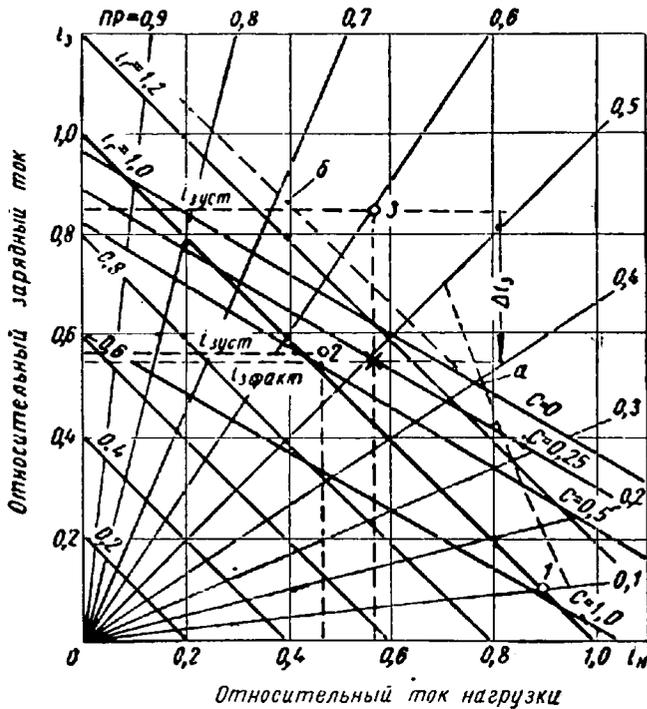


Рис. 3.

зарядного баланса. Например, для точки 1 (шоссе, ночь) $i_z = 1,00$, $i_{z.уст} = 0,10$; для точки 2 (Москва, ночь) $i_z = 1,04$, $i_{z.уст} = 0,57$.

Чтобы определить параметры зарядного баланса, необходимо нанести на график характеристики зарядного тока батареи $i_z = f(I_N)$ для различной степени ее заряженности. Эти характеристики можно считать практически линейными и определить расчетным путем.

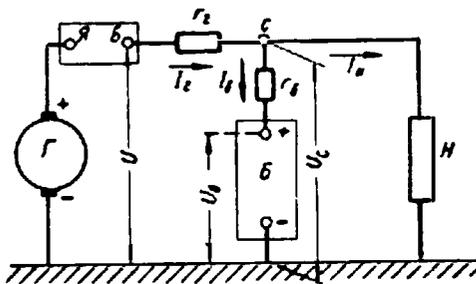


Рис. 4.

На рис. 4 изображена расчетная схема системы автомобильного электрооборудования, состоящая из параллельно соединенных генератора Γ , батареи B и нагрузки H . Проведем расчет в относительных единицах. Напряжение для точки с разветвления токов (напряжения сети)

$$U_c = U - I_z r_2 = U_0 - \Delta U_2 \frac{I_z}{I_N} - \Delta u_2 \frac{I_z}{I_N} = U_0 - i_z (\Delta U_2 + \Delta u_2);$$

или

$$U_c = U_g + I_g r_6 - E_6 + I_6 R_6 + I_6 r_6 = E_6 + i_6 (\Delta U_6 + \Delta u_6).$$

где U_0 — напряжение генератора при холостом ходе;
 E_6 — э.д.с. батареи;

$U_z = U_0 - U_N \Delta U_2$ — наклон характеристики генератора, равный разности напряжения генератора при холостом ходе и при номинальной нагрузке;

$\Delta U_6 = I_N R_6$; $\Delta u_2 = I_N r_2$; $\Delta u_6 = I_N r_6$ — падения напряжения на батарее, а также в соединительных проводах (включая массу) цепи генератора и батареи, рассчитанные при токе, равном номинальному току генератора.

Приравняв оба выражения для U_c и учитывая, что $i_z = i_6 + I_N$, получим

$$i_z = \frac{U_0 - E_6 + (\Delta U_6 + \Delta u_6) i_N}{\Delta U_2 + \Delta u_2 + \Delta U_6 + \Delta u_6}; \quad (1)$$

$$i_6 = \frac{U_0 - E_6 - (\Delta U_2 + \Delta u_2) i_N}{\Delta U_2 + \Delta u_2 + \Delta U_6 + \Delta u_6}. \quad (2)$$

Из формулы (2) можно определить характеристику $i_6 = f(I_N)$;

а) по зарядному току при отсутствии нагрузки

$$i_z(i_N=0) = i_6(i_N=0) = \frac{U_0 - E_6}{\Delta U_2 + \Delta u_2 + \Delta U_6 + \Delta u_6} = \frac{U_0 - E_6}{\Delta U_2 + \Sigma \Delta u};$$

б) по току нагрузки, при котором ток батареи переходит через нуль,

$$i_N(i_6=0) = \frac{U_0 - E_6}{\Delta U_2 + \Delta u_2}.$$

Величину E_6 и ΔU_6 следует брать из опытных характеристик, снятых для чередующегося режима заряда-разряда, имитирующего условия заряда батареи на автомобиле. Величина, определенная по характеристикам заряда, существенно отличается от э.д.с. покоя (табл. 1).

Таблица 1

Показатели	Степень заряженности батареи		
	1,0	0,5	0
Э. д. с. покоя $E_{60} = 0,84 + \gamma$	12,7	12,2	11,7
Э. д. с. при непрерывном заряде	13,25	12,65	—
Э. д. с. при чередующемся заряде-разряде	13,25	12,5	12,0

Величина расчетного внутреннего сопротивления батареи, приведенная к емкости 1 а-ч, изменяется в зависимости от степени разряда батареи и зарядного тока. Для полностью заряженной батареи она равна 4,25—4,50 ом·а-ч; для батареи, разряженной на 50—75%, 3,16—4,00 ом·а-ч; для полностью разряженной батареи 2,67—3,00 ом·а-ч. При этом с увеличением разрядного тока расчетное внутреннее сопротивление уменьшается.

На рис. 3 нанесены характеристики $i_z = f(I_N)$ для степени заряженности батареи C равной 1,0; 0,5; 0,25 и 0. Положение рабочей точки по отношению к этим характеристикам позволяет определить знак баланса и степень заряженности батареи при установившемся режиме. Ниже характеристики для $C=0$ расположена область положительного баланса, и в данном случае возможен установившийся зарядный баланс с очень низкой степенью заряженности батареи — вплоть до нуля. Область ниже характеристики для $C=1,00$ является областью переразряда. Наконец, область выше характеристики для $C=0$ является областью отрицательного баланса, в которой необходимый для уравнивания баланса зарядный ток не может быть достигнут, вследствие чего батарея будет непрерывно разряжаться.

При положительном балансе, т. е. в области ниже характеристики для $C=0$, рабочая точка определяет собой одновременно величину установившегося зарядного тока, нагрузку генератора и установившуюся степень заряженности батарей. Так, например, точки 1 и 2, помимо указанных ранее значений i_2 и $i_{з.уст}$, определяют установившуюся степень заряженности батарей, равную для точки 1 0,96, для точки 2 0,40.

В области отрицательного баланса (выше характеристики для $C=0$) нанесенная рабочая точка (точка 3 на рис. 3) представляет собой только режим езды и величину необходимого установившегося зарядного тока. Чтобы получить величину нагрузки генератора и фактического зарядного тока в случае отрицательного баланса, нужно из рабочей точки опустить перпендикуляр до пересечения с той из характеристик зарядного тока, которая соответствует данной степени заряженности батареи, например $C=0,25$. Эта точка пересечения, обозначенная на рис. 3 крестиком, определяет нагрузку генератора и фактический зарядный ток, равные в данном случае $i_2=1,12$ и $i_{з.факт}=0,55$. Разность $i_{з.уст}-i_{з.факт}=\Delta i_3$ характеризует дефицит тока при отрицательном балансе, от величины которого зависит скорость разряда батарей.

Характеристики зарядного тока батарей $i_3=f(i_n)$ построены для определенной величины регулируемого напряжения генератора. С изменением регулируемого напряжения в пределах допуска характеристики перемещаются на значительную величину, вследствие чего резко изменяются параметры зарядного баланса — степень заряженности батарей и иногда знак баланса.

При рассмотрении номограммы (рис. 3) можно сделать следующие выводы.

1. При положительном балансе изменение регулируемого напряжения, наклона характеристики генератора и емкости батарей (т. е. величины ΔU_0) не изменяет нагрузки генератора и установившегося зарядного тока, которые зависят только от положения рабочей точки, т. е. режима езды. Изменение перечисленных выше параметров изменяет лишь установившуюся степень заряженности батарей.

2. При отрицательном балансе, наоборот, изменение перечисленных выше параметров изменяет нагрузку генератора и величину дефицита зарядного тока (т. е. скорость разряда батарей).

Приведенная на рис. 3 номограмма позволяет наглядно определить изменение параметров зарядного баланса в зависимости от изменения величин i_n и PP при неизменной характеристике напряжения генератора ΔU_2 и U_0 . Однако для каждого значения ΔU_2 и U_0 нужно строить отдельное семейство характеристик $i_3=f(i_n)$ для различной степени заряженности батарей. Анализ влияния на зарядный баланс изменения величин U_0 и ΔU_2 в случае применения описанной номограммы будет трудоемким и лишенным наглядности. Поэтому необходимо произвести дальнейшую идеализацию процесса с тем, чтобы найти приближенную, но более наглядную форму изображения параметров зарядного баланса при всех возможных сочетаниях величин U_0 и ΔU_2 . Определив для заданных условий приближенное значение оптимальной величины U_0 и ΔU_2 , можно в дальнейшем уточнить найденные значения расчетом по номограмме или по кривой плотности распределения числа оборотов.

Чтобы воспользоваться формулами (1) и (2) для анализа зарядного баланса, необходимо выразить э.д.с. батареи E_0 в зависимости от степени заряженности батареи C формулой.

На рис. 5 сверху изображены характеристики зарядного напряжения батарей при 20°, снятые в режиме заряда-разряда, имитирующего прерывистый заряд батарей при езде. Продолжая эти характеристики до пересечения с осью абсцисс, находим соответствующие значения э.д.с. батарей E_0 , которые строим в зависимости от степени заряженности батарей C в нижней части рис. 5.

Наибольшее приближение к опыту дает следующая формула:

$$E_0 = 12,15 + 0,60C + 0,45C^2.$$

Однако введение квадратичной зависимости усложнит расчетные формулы, поэтому мы удовлетворяемся линейной аппроксимацией $E_0 = 12,1 + C$ в, которая дает расхождение с опытом в наиболее интересующей нас области $C = 0,25 \div 0,85$ не более 0,05 в.

Подставляя последнее выражение в формулу (2) для i_0 и выражая величину U_0 через $U_n + \Delta U_2$, где U_n — напряжение при номинальной нагрузке генератора, получим

$$i_0 = \frac{U_n + \Delta U_2 - 12,1 - C - (\Delta U_2 + \Delta u_2) i_n}{\Delta U_2 + \Sigma \Delta u},$$

где

$$\Sigma \Delta u = \Delta U_0 + \Delta u_2 + \Delta u_0.$$

При установившемся (положительном) зарядном балансе

$$i_0 = i_{з.уст} = i_n \frac{PP}{1 - PP}.$$

Решая совместно последние два уравнения, получим выражение для степени заряженности батарей

$$C = U_n + \Delta U_2 - 12,1 - \left[(\Delta U_2 + \Delta u_2) + \frac{PP}{1 - PP} (\Delta U_2 + \Sigma \Delta u) \right] i_n. \quad (3)$$

При положительном балансе, который характеризуется положительным значением C , вычисленным по формуле (3), установившийся ток генератора зависит только от i_n и PP .

$$i_2 = i_{з.уст} + i_n = \left(\frac{PP}{1 - PP} + 1 \right) i_n = \frac{i_n}{1 - PP}.$$

Напряжение сети

$$U_c = U_n + \Delta U_2 - i_2 (\Delta U_2 + \Delta u_2).$$

При расчете по приведенной формуле величина C может получиться больше 1, что будет означать перезаряд батарей.

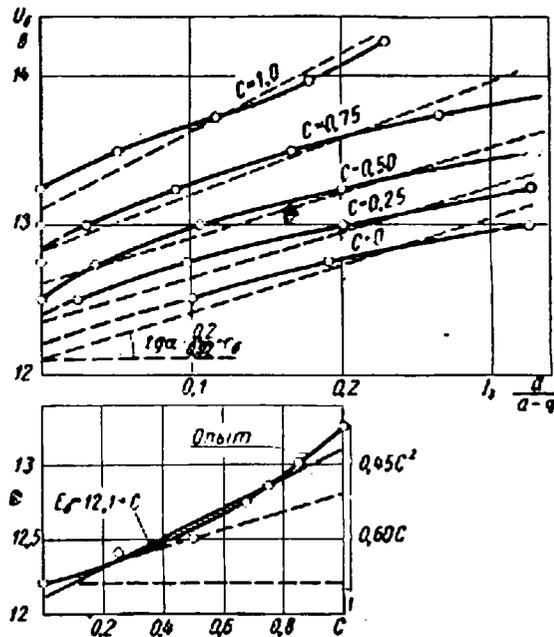


Рис. 5.

При перезаряде с интенсивным газообразованием за счет выделения водорода на свинце э.д.с. повышается на $0,33 \cdot 6 = 2$ в (для 12-вольтовой батареи), что в принятой аппроксимирующей формуле $E_0 = 12,1 + C$ соответствует увеличению C на 2. Таким образом, различные величины C соответствуют следующим режимам:

- $C > 3$ — перезаряд с максимальной интенсивностью газообразования;
- $C = 1 \div 3$ — перезаряд с неполной интенсивностью газообразования;
- $C = 0,5 \div 1$ — степень заряженности, допустимая и рекомендуемая в нормальной эксплуатации;
- $C = 0,25 \div 0,5$ — степень заряженности, допустимая в аварийных случаях или на короткое время;
- $C = 0 \div 0,25$ — степень заряженности, не допустимая в эксплуатации (даже в аварийных случаях);
- $C < 0$ — отрицательный зарядный баланс.

Если расчет по формуле (3) дает отрицательную величину C , то это означает отрицательный зарядный баланс.

В этом случае, чтобы получить фактический зарядный ток, подставляем в формулу (2) величины $E_{\delta} = 12,1 + C$ и $U_{\delta} = U_0 + \Delta U_{\delta}$.

В результате получим

$$i_{з.факт} = i_{б.факт} = \frac{U_N + \Delta U_2 - 12,1 - C - (\Delta U_2 + \Delta u_2) i_N}{\Delta U_2 + \Sigma \Delta u} \quad (4)$$

В последнюю формулу подставляем фактическую величину C .

Ток генератора при отрицательном балансе

$$i_2 = i_{з.факт} + i_N$$

Установившееся значение зарядного тока должно было быть

$$i_{з.уст} = i_N \frac{PP}{1 - PP}$$

Следовательно, дефицит зарядного тока

$$\Delta i_3 = i_{з.уст} - i_{б.факт} = i_N \frac{PP}{1 - PP} - i_{б.факт}$$

На рис. 6 построено семейство характеристик $C = f(U_N)$ и $i_2 = f(U_N)$ для различных значений наклона характеристики

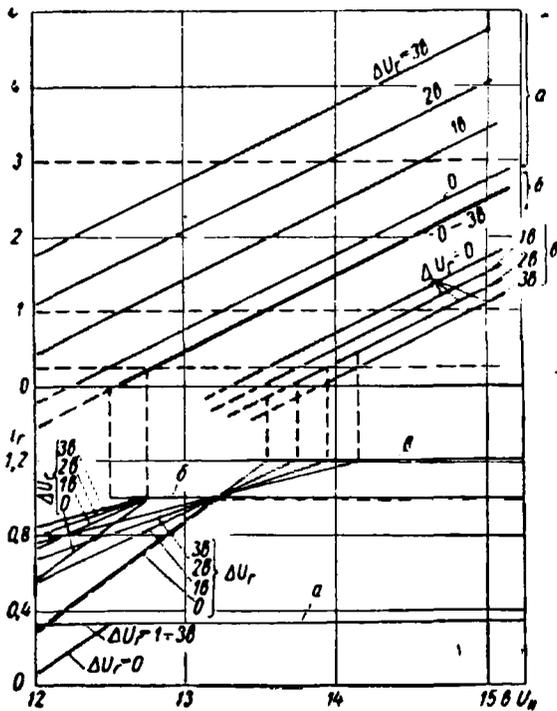


Рис. 6.

генератора ΔU_2 , равных 0; 1; 2; 3 в. Построение произведено для трех характерных режимов:

езда по шоссе днем $i_N = 0,3$, $PP = 0,10$ (а); езда по шоссе ночью $i_N = 0,90$, $PP = 0,10$ (б); езда в городе ночью $i_N = 0,60$, $PP = 0,50$ (в).

При построении принято

$$\Delta u_2 = \Delta u_{\delta} = 0,25 \text{ в};$$

$$\Delta U_{\delta} = R_{\delta} i_N = r_{\delta} \frac{i_N}{Q_N}$$

где $r_{\delta} = R_{\delta} Q_N$ — приведенное значение внутреннего сопротивления батареи, составляющее по опытным данным от 4,50 до 2,67 ом для емкости 1 а-ч.

Принимая в среднем $r_{\delta} = 3,75$ и $\frac{Q_N}{i_N} = 3,0$, получим

$$\Delta U_{\delta} = \frac{3,75}{3,0} = 1,25 \text{ в}.$$

Округление величины ΔU_{δ} мало влияет на точность результатов, так как величина ΔU_{δ} входит в расчетные формулы только в состав суммы в знаменателе.

Анализируем влияние изменения U_N и ΔU_2 на степень заряженности батареи, для чего в формулу (3) подставляем различные значения U'_N и U''_N или $\Delta U'_2$ и $\Delta U''_2$, и определяем разность соответствующих значений C' и C''

$$C' - C'' = U'_N - U''_N;$$

$$C' - C'' = (\Delta U'_2 - \Delta U''_2) \cdot (1 - i_2)$$

Аналогичные выражения получаем и для напряжения сети

$$U'_C - U''_C = U'_N - U''_N;$$

$$U'_C - U''_C = (\Delta U'_2 - \Delta U''_2) \cdot (1 - i_2)$$

Таким образом, степень заряженности батареи C и напряжение сети U_C изменяются прямо пропорционально регулируемому напряжению генератора.

Влияние наклона характеристики генератора пропорционально, кроме того, величине $(1 - i_2)$ и, следовательно, наиболее резко выражено при малой нагрузке генератора.

Такая зависимость параметров зарядного баланса от регулируемого напряжения означает, что система с двухэлементным реле-регулятором требует более узкого производственного допуска на величину регулируемого напряжения. Задаемса определенными предельными параметрами зарядного баланса, например: а) при верхней границе регулируемого напряжения при наименьшей нагрузке (езда по шоссе днем) не должно происходить чрезмерного «кипения» батареи, т. е. $C \leq 3$; б) при нижней границе регулируемого напряжения в наиболее тяжелом для баланса режиме (езда в городе ночью) не должно быть слишком быстрого разряда батареи (т. е. $\Delta i_3 \leq 0,25$). В этих случаях допустимые пределы изменения регулируемого напряжения в зависимости от наклона характеристик ΔU_2 будут равны величинам, приведенным в табл. 2.

Таблица 2

Наклон характеристик ΔU_2 в в	Регулируемое напряжение при номинальной нагрузке U_N в в	Допустимые пределы изменения U_N в в
0	13,12—15,5	2,38
1	13,05—14,6	1,55
2	13,0—13,95	0,95
3	12,95—13,25	0,30

Производственный допуск на величину регулируемого напряжения составляет обычно 1 в и не может быть уменьшен. Следовательно, для того чтобы удовлетворить поставленным требованиям, наклон характеристики двухэлементного реле-регулятора не должен превышать 2 в.

Трехэлементный реле-регулятор выполняется с почти горизонтальной характеристикой напряжения, т. е. для него $\Delta U_2 \approx 0$. Поэтому его характеристики совпадают с изображенными на рис. 6 характеристиками для $\Delta U_2 = 0$ в области $i_2 < 1$, так как из-за наличия ограничителя тока генератор не может быть перегружен. Поэтому при езде по шоссе днем и при езде по шоссе ночью, когда нагрузка генератора не превосходит номинального значения, характеристики системы с трехэлементным реле-регулятором совпадают с изображенными на рис. 6 характеристиками для $\Delta U_2 = 0$ на всем диапазоне значений U_N .

Для езды в городе ночью характеристики системы с трехэлементным реле-регулятором совпадают с упомянутыми характеристиками лишь в области $U_N < 13,2$ в, в которой нагрузка генератора не превосходит номинального значения. В области $U_N > 13,2$ в ток генератора, ограничиваемый реле-регулятором, равен номинальному току и, следовательно, наблюдается отрицательный баланс с дефицитом тока $\Delta i_3 = 0,20$. Характеристики системы с трехэлементным реле-регулятором для езды в городе ночью изображены внизу на рис. 6 штриховой линией.

При определении норм регулировки реле-регуляторов целесообразно расположить поле производственного допуска 1 в в середине диапазона допустимого изменения регулируемого напряжения U_N , указанного в табл. 2.

Тогда получим следующие нормы оптимальной регулировки реле-регуляторов: для трехэлементного реле-регулятора

($\Delta U_2 = 0$) $U_N = 13,8 \div 14,8$ в; для двухэлементного реле-регулятора при $\Delta U_2 = 1$ в $U_N = 13,3 \div 14,3$ в; для двухэлементного реле-регулятора при $\Delta U_2 = 2$ в $U_N = 13,0 \div 14,0$ в.

В системе с трехэлементным реле-регулятором остается еще допуск $\pm 0,7$ в на разрегулировку реле-регулятора в эксплуатации без ухудшения характеристик зарядного баланса против заданных. В системе с двухэлементным реле-регулятором при обычно применяемом наклоне характеристики генератора $\Delta U_2 = 2$ в никакого допуска на регулировку не остается.

После выбора пределов регулируемого напряжения можно нанести на номограмму (см. рис. 2) характеристики зарядного тока. Эти характеристики вычисляются по приведенным ранее формулам

$$i_3(i_N=0) = \frac{U_0 - E_\sigma}{\Delta U_2 + \Delta u_2 + \Delta U_G + \Delta u_G} = \frac{13,8 - 12,1 - C}{0 + 0,25 + 1,25 + 0,25} = \frac{1,7 - C}{1,75};$$

$$i_N(i_G=0) = \frac{U_0 - E_\sigma}{\Delta U_2 + \Delta u_2} = \frac{13,8 - 12,1 - C}{0 + 0,25} = \frac{1,7 - C}{0,25}.$$

Они представляют собой слабо наклоненные линии, проведенные для нижнего предела регулируемого напряжения 13,8 в. На рис. 2 эти характеристики проведены жирной штриховой линией. Из рис. 2 видно, что при положительном балансе при всех возможных режимах езды (характеризуемых значением PP не выше 0,5—0,6), даже при нижнем пределе регулируемого напряжения, обеспечена установившаяся степень заряженности батареи не ниже $C = 0,60$.

Степень заряженности батареи при верхнем пределе регулируемого напряжения 14,8 в, согласно аппроксимирующей формуле $E_\sigma = 12,1 + C$, будет на единицу выше.

В эксплуатации происходит периодическая смена режимов нагрузки генератора (езда днем или ночью) или условий езды (в городе или по шоссе), а поэтому степень заряженности батареи колеблется между состоянием, соответствующим установившимся режимам. Как правило, переходные режимы, во время которых батарея подзаряжается или разряжается, протекают медленно, и при регулярной смене условий эксплуатации по суточному графику степень заряженности батареи не достигает установившихся значений, вычисляемых изложенными выше методами.

Во время переходного режима наблюдается разность между установившимися и фактическими значениями зарядного тока, называемая дефицитом зарядного тока,

$$i_{3,уст} - i_{3,факт} = \Delta i_3.$$

Положительное значение Δi_3 соответствует разряду, отрицательное — заряду батареи.

При отсутствии ограничителя тока фактический зарядный ток $i_{3,факт}$ является функцией C , U_N , ΔU_2 и Q_N , а дефицит зарядного тока Δi_3 зависит, кроме того, от положения рабочей точки по отношению к характеристике зарядного тока.

При езде с отрицательным балансом уменьшение степени заряда батареи за время dt (в относительных единицах)

$$dq = \frac{I_N}{Q_N} \Delta i_3 (1 - PP) dt.$$

Отсюда степень заряженности полностью заряженной батареи через t час. езды с отрицательным балансом

$$C = 1 - \int_0^t dq = 1 - \frac{I_N}{Q_N} (1 - PP) \int_0^t \Delta i_3 dt.$$

При заданных значениях $\{U_N, \Delta U_2, Q_N$ и $i_{3,уст}$ дефицит зарядного тока является функцией степени заряженности, т. е. $\Delta i_3 = f(C)$. Эту функцию с помощью формулы (4) можно выра-

зить формулой вида $a + bC$; тогда решение приведенного интегрального уравнения будет следующее:

$$C = C_{уст} (1 - e^{-Nt}) + C_0 e^{-Nt}, \quad (5)$$

где $C_{уст}$ — установившаяся степень заряженности батареи, вычисляемая по формуле (3);

C_0 — начальное значение C , соответствующее моменту времени $t=0$.

Величина $C_{уст}$ может принимать любые значения; значения $C_{уст} < 0$ и $C_{уст} > 1$ являются фиктивными, а действительным значениям C соответствует только отрезок кривой

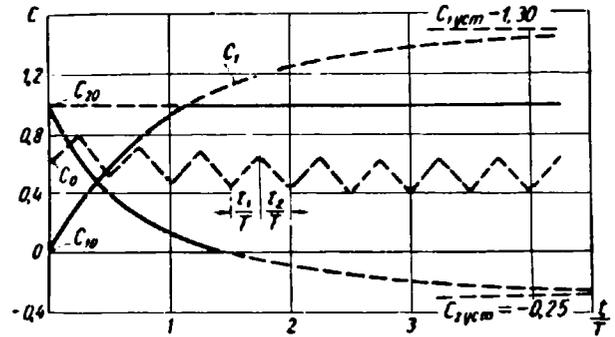


Рис. 7.

$C = f(t)$ в интервале $C=0-1$ (рис. 7). Постоянная времени экспоненты

$$T = \frac{1}{N} = \frac{(\Delta U_2 + \Sigma \Delta u)}{(1 - PP)} \cdot \frac{Q_N}{I_N} \text{ час.}$$

Когда расчет производится по номограмме (см. рис. 3), на которую нанесены характеристики $i_3 = f(i_N)$, уточненные по опытным данным, приведенная выше формула $\Delta i_3 = a + bC$ не точно соответствует нанесенным характеристикам. В этом случае при инженерных расчетах можно вычислять кривые заряда и разряда батарей методом конечных разностей по вытекающей из предыдущих уравнений формуле

$$\Delta t = \frac{\Delta C}{\Delta i_3 (1 - PP)} \cdot \frac{Q_N}{I_N} \text{ час.}$$

При этом разбивают весь интервал на некоторое число конечных изменений степени заряженности ΔC и берут соответствующие значения Δi_3 непосредственно из номограммы (рис. 3).

Для трехэлементного реле-регулятора формула (5) справедлива лишь в области положительного баланса, для которой $\Delta i_3 = f(C)$. В области отрицательного баланса дефицит зарядного тока

$$\Delta i_3 = i_{3,уст} - i_{3,макс} = i_N \frac{PP}{1 - PP} - (1 - i_N) = \frac{i_N}{1 - PP} - 1 = \text{const}$$

и батарея разряжается и заряжается по линейному закону

$$C = 1 - \frac{I_N}{Q_N} [i_N - (1 - PP)] t.$$

При периодической смене режимов дневной и ночной езды, как это бывает в эксплуатации, степень заряженности батарей изменяется по ломаной кривой, изображенной на рис. 7 штриховой линией и состоящей из отрезков экспоненциальных кривых, соответствующих езде днем и ночью.

Комплексная автоматизация участка выбивки блока цилиндров

А. И. ЗИБЕНБЕРГ, А. С. ПОЛЯКОВ

Горьковский автозавод

В НАСТОЯЩЕЕ время разработаны и успешно применяются на Горьковском и Московском автозаводах, Харьковском и Сталинградском тракторных заводах и других автоматические выбивки форм с применением для нижних полуформ опок без крестовин.

Значительно сложнее автоматизировать выбивку крупных форм с крестовинами в нижних опоках. Полная автоматизация выбивки таких форм сопряжена с большими трудностями вследствие того, что появляются дополнительные операции по снятию верхних опок и выемки отливки из нижней опоки.

На Московском автозаводе имени Лихачева такая выбивка работает по следующей схеме: залитая форма блока цилиндров в сборе сталкивается с конвейера на выбивную решетку и далее спаренные опоки вместе с отливкой цепным транспортером подаются на стол, где опоки разбираются с помощью манипуляторов, а отливка вынимается и перевешивается на подвесной транспортер.

Основным недостатком такой планировки является то, что разбор опок и выемка отливки производится на одном рабочем месте, что значительно снижает производительность, ухудшает условия труда рабочих и вызывает излишнее перевешивание стливки.

На Горьковском автозаводе выбивка опок с крестовинами размерами $600 \times 800 \times 275$ мм для блока цилиндров весом 130 кг осуществлена по иной схеме: разъем, выбивка опок и выемка отливки происходят на различных рабочих местах непосредственно на ходу конвейера.

При такой организации производительность участка составляет 1350 блоков в смену, что втрое выше, чем на Московском автозаводе. Кроме того, на Горьковском автозаводе решен вопрос автоматизации литника на выбивном участке.

Планировка автоматического участка показана на рисунке. Залитая форма из охлаждающего кожуха по конвейеру подается к автоматической установке 1 для раскрытия и выбивки верхней опоки.

Верхняя опока снимается и переносится на выбивной стол специальными захватами, действующими от пневматического цилиндра. После выбивки опока сталкивается на рольганг 2, потом скатывается на ленточный транспортер 3, которым подается к формовочным станкам верха.

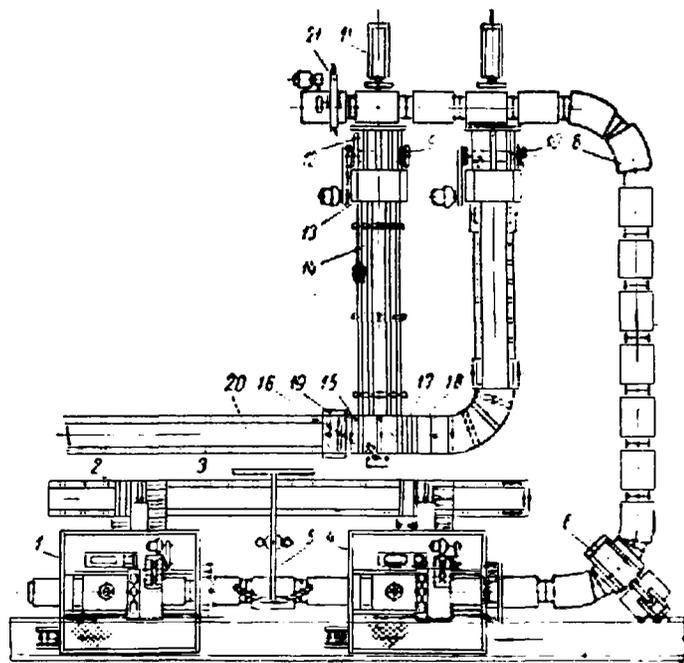
По проекту предусмотрен дублер 4 этой установки и одно пневматическое вибрационное коромысло 5 на период наладки автоматов. Все три механизма могут работать одновременно с выдачей выбитых опок на один и тот же ленточный транспортер, совершенно не мешая друг другу. После снятия верхней опоки пневматическим копром 6 производится отломка литника и сбрасывание его в подвал на фартовый транспортер 7, передающий литники в шихтовый двор.

Отливку, освобожденную от верхней опоки и литника, можно извлечь из нижней опоки. Это производится на следующей позиции при помощи подвесного транспортера 8 с захватами, движущимися над конвейером синхронно с ним.

В месте навешивания блока транспортер резко снижается, и захваты ложатся на отливку. Рабочий разводит захваты и крюки транспортера вводит в отверстия блока. Транспортер при своем дальнейшем движении по наклонной трассе вверх захватами извлекает блок из опоки и уносит его в охлаждающую галерею и далее на участок очистки. Нижняя опока с землей выбивается на автомате 9 или дублере 10.

Автомат для выбивки нижних опок работает следующим образом: пневмотолкателем 11 опока сталкивается на механический вибратор 12. Вновь поданная опока сталкивает предыдущую, выбитую на переходной стол 13 и далее на цепной транс-

портер 14, которым она подается на рольганг 15 до рычага 16. Рычаг, отклоняясь под нажимом опоки, поворачивает пневмокран 17, подающий воздух в пневмоцилиндр 18. Этот пневмоцилиндр, поднимая один край рольганга, устанавливает его наклонно. С наклонного рольганга опока через промежуточный рольганг 19 скатывается на ленточный транспортер 20 для передачи выбитых опок к формовочным станкам. При этом рычаг пневмопереключателя освобождается, и рольганг снова устанавливается в горизонтальное положение. Рассыпавшаяся на



участке земля проваливается через решетки в бункере, которые расположены вдоль всей трассы конвейера, и из них ленточными транспортерами уносятся в землериготовительное отделение.

Площадки конвейера очищаются от земли беспрерывно вращающейся механической щеткой 21. Механическая щетка представляет собой диск с закрепленными на нем пучками проволоки. Вращение диска со скоростью 35 об/мин осуществляется от электродвигателя через червячный редуктор. Щетка с приводом закреплена на вертикальной оси и легко отводится в сторону опокой, по каким-либо причинам не снятой с конвейера.

Автоматизация участка производилась на работающем конвейере без остановки его и позволила вдвое сократить количество рабочих, ранее занятых на участке.

Управление автоматами производится рабочими-наблюдателями с пультов управления, выведенных из зоны работы автоматов, что позволило оградить очаги выделения пыли и газов и установить высокоэффективную вентиляцию.

Все это позволяет считать участок выбивки блока цилиндров на Горьковском автозаводе более автоматизированным.

Приработочные и износостойкие покрытия деталей двигателей Горьковского автозавода

Канд. техн. наук И. Б. ГУРВИЧ

Горьковский автозавод

СОВРЕМЕННОЕ машиностроение располагает большим количеством средств для предотвращения преждевременного износа поверхностей трения деталей и повышения срока их службы. К ним относятся правильный выбор материалов трущихся пар, оптимальной микро- и макрогеометрии, наиболее оптимальных зазоров в сопряжениях, рациональных условий приработки, требуемых режимов работы механизмов и т. д. В некоторых случаях наиболее эффективным является применение различных приработочных и износостойких покрытий и методов химической обработки поверхностей трения деталей.

Так, опытом Горьковского автозавода подтверждено, что только в результате внедрения в производство таких средств исключены ранее наблюдавшиеся задиры и преждевременный износ тарелок толкателей и кулачков распределительного вала, стержней клапанов и их направляющих втулок и других трущихся пар. Это очень важно, так как преждевременный износ этих деталей часто вызывал необходимость ремонта двигателей в начале их эксплуатации на автомобилях.

Не менее удачным оказалось применение металлических покрытий для улучшения приработки и снижения темпа изнашивания деталей цилиндро-поршневой группы двигателей¹.

Наилучшими условиями для исследования влияния на износ приработочных и износостойких покрытий деталей являются условия работы этих деталей в двигателях при эксплуатационных режимах. Однако вследствие трудоемкости таких испытаний исследования выполнялись на стендах с использованием режимов учащенных и увеличенных нагрузок. Такие скоростные режимы были разработаны путем сопоставления результатов по износу деталей двигателей на стенде и на автомобилях с пробегом 20—30 тыс. км. Для оценки приработочности и износостойкости деталей цилиндро-поршневой группы указанные режимы состояли из четырех циклов продолжительностью по 5 час. при 100%-ной нагрузке. Каждый цикл сводился к работе двигателя в течение 30 мин. при 1000, 2000, 2500 и 3000 об/мин, 2 часов при 2000 об/мин и 1 часа при 2700 об/мин.

При этом характер и величина износа цилиндров и колец в значительной степени соответствовал характеру износа этих поверхностей трения при эксплуатации.

Рекомендуемые канд. техн. наук Р. В. Кугелем [1] испытания износостойких покрытий поршневых колец до их полного износа производились для отдельных двигателей (из числа наилучших по результатам ускоренных износных испытаний). Оценка приработочности и износостойкости стержней клапанов, тарелок толкателей и некоторых других деталей выполнялась по результатам 50, 100 и 400-часовых испытаний двигателей.

Окончательные выводы о применимости того или иного покрытия производились во всех случаях по результатам последующих длительных дорожных испытаний автомобилей.

Так, например, в процессе испытаний была подтверждена эффективность пористого хромирования верхних компрессионных поршневых колец и выбран наилучший технологический режим. Были проведены стеновые и дорожные испытания 45 двигателей ГАЗ-12, ГАЗ-51 и М-20.

По ранее действовавшей технологии основные операции пористого хромирования колец выполнялись в такой последовательности: хонингование, хромирование, образование пористости, повторное хонингование. Последняя операция выполнялась с целью обеспечения удовлетворительной прилегаемости кольца к цилиндру. При таком ведении процесса наблюдалось частичное снятие пористого хрома при окончательном хонинговании, что приводило к контакту поверхности цилиндра с твердой поверхностью плотного хрома. В результате этого были массовые случаи задиrow и преждевременного износа цилиндров при одновременном износе остальных поршневых колец, причем верхние компрессионные кольца, вызывавшие отмеченные явления, как правило, износу не подвергались.

На основании выполненных исследований повторное хонингование осуществляется до образования пористости в хромированной поверхности колец.

Исследованиями также установлена наиболее выгодная с точки зрения уменьшения износа пористость и толщина пористого хрома, соответственно равные 30—35% и 0,03—0,05 мм. Внедрение в производство такой технологии пористого хромирования верхнего компрессионного поршневого кольца исключило появление задиrow и преждевременного износа цилиндров.

В настоящее время на автозаводе ведутся исследовательские работы по дальнейшему усовершенствованию пористого хромирования поршневых колец с точки зрения улучшения качества покрытий и снижения трудоемкости процесса. При этом особое внимание уделено определению влияния на приработку и износ характера пористости — размеров, направления и частоты, а также строения пор.

Наружная цилиндрическая поверхность второго компрессионного и маслоъемных колец двигателей Горьковского автозавода для улучшения приработочности подвергается электролитическому лужению, в результате которого обеспечивается слой покрытия толщиной 0,005—0,010 мм. Применение пористого хромирования верхних и лужения остальных поршневых колец создает удовлетворительные условия приработочности и износостойкости колец и цилиндров. В практике двигателестроения, однако, применяются и другие виды приработочных покрытий поршневых колец.

За последние годы наибольшее распространение получило горячее фосфатирование поршневых колец. Одновременное мелкозернистое строение фосфатной пленки при повышенной хрупкости и легкой истираемости кристаллов обеспечивает интенсификацию процесса приработки поверхностей, а наличие шероховатости способствует удержанию смазки и улучшению приработочности трущихся пар.

Для исследования приработочности и начального износа луженых и фосфатированных поршневых колец, а также работающих в паре с ними цилиндров было подвергнуто обкатке и режимным испытаниям 40 двигателей ГАЗ-51 и ГАЗ-69.

Оценка приработочности и сопротивляемости задирам трущихся пар производилась по результатам осмотра поверхностей трения, данным измерений их микрогеометрии, а также геометрических параметров до испытаний двигателей и после них. Для объективности оценки качества приработочных покрытий нижних колец предварительно проверялась стабильность геометрических параметров цилиндров всех испытанных двигателей, а также верхних компрессионных колец.

Испытания двигателя проводились по ранее указанным 20-часовым режимам. Результаты исследований показали равноценность качества луженых и фосфатированных поршневых колец. Учитывая антикоррозионные свойства фосфатных покрытий и значительный экономический эффект от их применения, с 1959 г. Горьковский автозавод приступил к изготовлению в качестве запасных частей фосфатированных поршневых колец.

На основании экспериментальных работ для новых двигателей [2] установлена целесообразность графитирования нижнего компрессионного кольца и маслоъемных колец водным коллоидальнографитовым препаратом марки В-1 вместо лужения. Способность графита проникать в мельчайшие неровности и поры металла и устойчивость его пленки при сравнительно высоких температурах значительно снижают напряженность условий трения в процессе обкатки и улучшают приработку трущихся пар. Графитирование поверхностей трения при сравнительно простой технологии, сводящейся к нагреву детали до температуры 200—220° в течение 15—20 мин. и последующему ее опусканию в раствор с указанным препаратом при температуре 16—18°, обеспечивает равномерную пленку графита, не превышающую по толщине 0,003 мм.

В результате стеновых испытаний установлена равная начальная и последующая износостойкость луженых и графитированных колец и цилиндров, работающих в паре с ними.

На основании изложенного в настоящее время дана рекомендация внедрения в производство графитирования поршне-

¹ В статье обобщены результаты совместных исследований Лаборатории двигателей и Лаборатории металлопокрытий Горьковского автозавода. Технологические схемы осуществления описываемых процессов были опубликованы ранее.

вых колец. В качестве перспективных работ по применению различных средств повышения износостойкости деталей цилиндро-поршневой группы на Горьковском автозаводе намечены исследования целесообразности хромирования цилиндрических гильз. Опыт авиационного двигателестроения, а также ряд проведенных экспериментальных работ дают возможность предполагать значительно большую эффективность этого мероприятия в сравнении с хромированием поршневых колец. Перспективным также является графитирование поршней вместо применяемого в настоящее время лужения, поскольку при надлежащей технологической разработке этого процесса будет обеспечена улучшенная прирабатываемость поршней при значительном снижении трудоемкости и расходов на дорогостоящее олово. Поскольку наиболее изнашиваемой поверхностью поршней, лимитирующей срок их службы в условиях эксплуатации, яв-



Рис. 1.

ляется поверхность канавок под поршневые кольца, предполагается также разработка мероприятий, снижающих темп изнашивания данного сопряжения.

На Горьковском автозаводе были достигнуты значительные успехи в области предотвращения задиров и преждевременного износа детали клапанно-распределительного механизма двигателей. Наблюдавшиеся ранее на заводе случаи задиров в направляющих втулках клапанов (рис. 1) удалось значительно сократить за счет применения хромированных стержней клапанов в двигателях ГАЗ-69 и ГАЗ-12.

Это мероприятие оказалось более эффективным, чем некоторые другие, в том числе ранее применявшееся анодирование стержней клапанов (обработка деталей на аноде в хромовом электролите).

Хромирование стержней клапанов, обеспечивающее наибольшую их стойкость против возникновения задиров, оказалось, однако, неприемлемым для работы их в паре с изотермически необработанными направляющими чугунными втулками двигателей ГАЗ-51 и ГАЗ-63, поскольку при этом происходил ускоренный износ рабочей поверхности втулок. Для стержней клапанов этих моделей двигателей с положительным эффектом внедрено их графитирование препаратом В-1. В двигателях новых моделей М-21 и ГАЗ-13 графитирование стержней клапанов, работающих в паре с металлокерамическими направляющими втулками, также полностью обеспечивает хорошую прирабатываемость и износостойкость сопряжения.

В настоящее время установлено, что целесообразно применять металлокерамические направляющие втулки клапанов для всех моделей двигателей ГАЗ.

Особое внимание на Горьковском автозаводе было уделено предотвращению образования задиров на тарелках толкателей, вызывающих преждевременный износ носиков кулачков распределительного вала (рис. 2). Попытки применить контактное или электролитическое меднение тарелок, а также покрытия оксидной пленкой (феррокс-процесс) полностью не исключало возникновения задиров.

Положительный результат был получен после внедрения в производство горячего фосфатирования тарелок толкателей, полностью предотвратившего указанные явления и резко снизившего износ сопряжения. С таким же эффектом фосфатирование было применено в качестве противозадирного средства для упорного фланца распределительного вала (рис. 3) и шестерни масляного насоса.



Рис. 2.



Рис. 3.

Опыт применения различных металлопокрытий и химических методов обработки поверхностей деталей указывает на целесообразность повсеместного использования этих эффективных средств с целью продления срока службы отечественных автомобильных двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кугель Р. В., «Вестник машиностроения» № 10, 1952.
2. Кугель Р. В., «Автомобильная промышленность» № 3, 1960.

Проект нового кузнечного цеха

А. М. МАНСУРОВ

Гипроавтопром

В КОНЦЕ прошлого года утвержден проект строительства нового кузнечного цеха, разработанный Гипроавтопромом. Кузнечный цех предназначен для изготовления поковок деталей карданной группы грузовых автомобилей.

Средний вес поковки 4,1 кг, в цехе производятся поковки двадцати девяти типоразмеров. Годовой выпуск поковок составляет 20 000 т. Номенклатура поковок и их годовая программа обусловлены производством существующего завода, который выпускает карданные валы в сборе для грузовых автомобилей по программе, заданной планирующими органами.

Принципиальная схема планировки кузнечного цеха дана на рис. 1.

Цех состоит из следующих основных отделений и участков: склада металла; заготовительного отделения; штамповочно-

термического отделения; склада поковок; вспомогательных служб.

В цехе предусмотрено шесть штамповочно-термических линий, на которых изготавливаются поковки с замкнутым циклом технологического процесса.

Пять линий основаны на базе кривошипных ковочно-штамповочных прессов с максимальным усилием 4000 т и одна линия основана на базе двух горизонтально-ковочных машин с горизонтальным разъемом штампов усилием 800 т.

На линиях I и II, основанных на базе кривошипных ковочно-штамповочных прессов соответственно усилием 4000 т и 3150 т, изготавливаются фланцы карданных валов тринадцати типоразмеров или детали двух наименований, которые подобны по конфигурации (фланец-вилка и фланец крепления). Все указанные

поковки делаются из углеродистых сталей 35 и 40. На линии I изготавливаются поковки, средний вес которых составляет 6,5 кг, а на линии II — поковки весом 4,2 кг.

На линии III (пресс 3150 т) изготавливаются вилки карданных валов семи типоразмеров из углеродистых сталей 40 и 45. Средний вес поковки 6,4 кг.

На линиях IV и V (прессы 2500 и 1600 т) производятся крестовины карданных валов пяти типоразмеров из легированных

сталей. Так как под нагревательной печи часто выходит из строя, в результате чего вся линия будет иметь большие потери рабочего времени, связанные с ремонтом печи, в данном случае под нагревательной печи будет сменным. Нагревательная печь должна иметь отводной толкатель, что позволяет выкатывать под в сторону толкателя на специальное приемное устройство и устанавливать новый под. Под можно менять или вследствие его износа, или при необходимости комплектовки его дру-

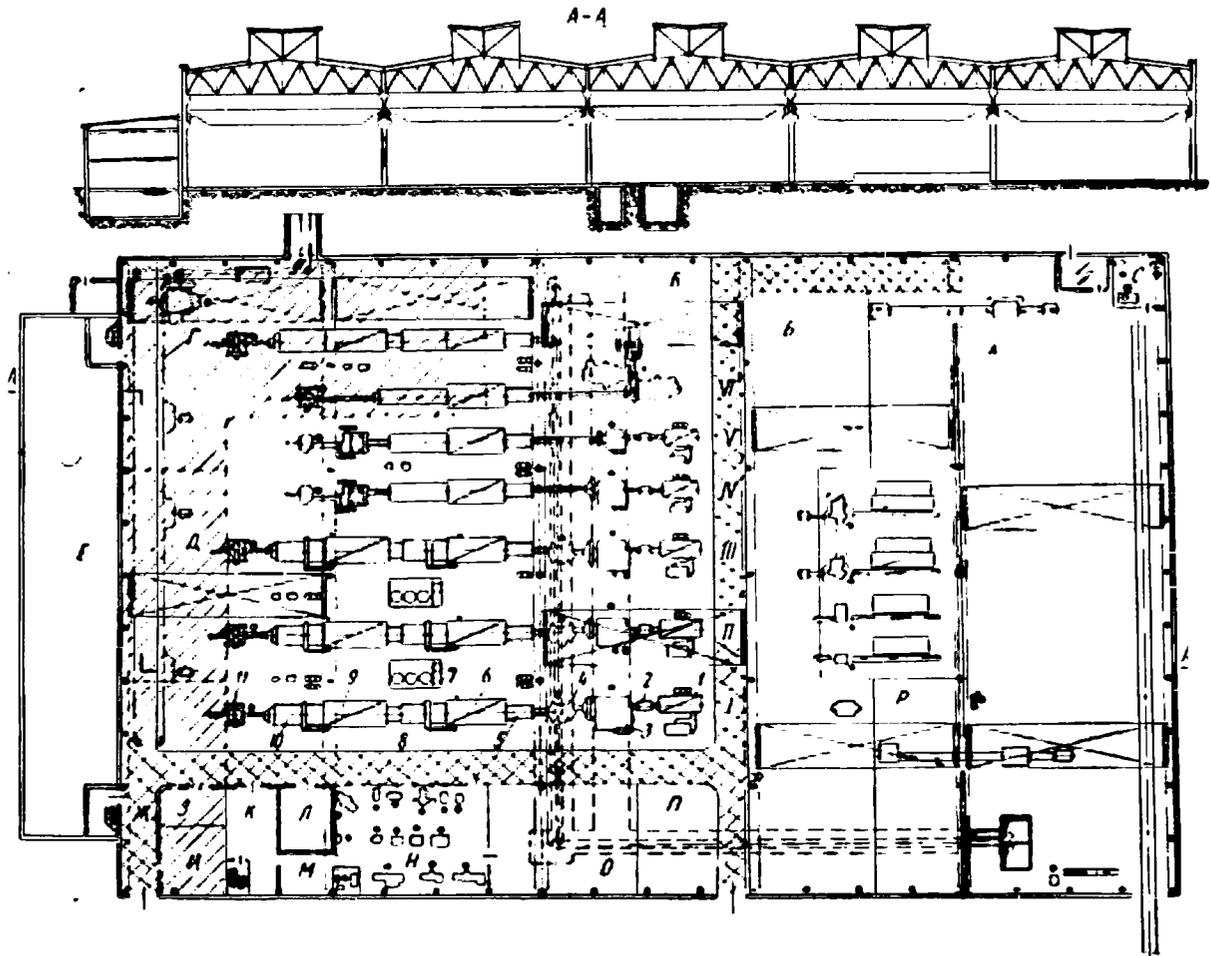


Рис. 1. Принципиальная схема планировки кузнечного цеха:

А — склад металла; Б — склад нарезных заготовок; В — штамповочно-термическое отделение; Г — подвесной конвейер; Д — склад готовой продукции; Е — бытовые помещения; Ж — подвал для вентиляционных установок; З — мастерская сантехников и электриков; И — склад запасных частей к оборудованию; К — мастерская группы механизации; Л — пирометрическая; М — кладовая; Н — ремонтная база; О — склад штампов; П — площадка для ремонта печей; Р — заготовительное отделение; С — лаборатория.

сталей; крестовины имеют средний вес 2,5 и 1,1 кг. На линии VI (горизонтально-ковочные машины усилием 800 т) изготавливаются концы карданных валов четырех типоразмеров из сталей 45Х и 45Г2. Средний вес поковки 6,7 кг.

Резка исходного материала на мерные заготовки производится в заготовительном отделении. Оборудование для резки заготовок имеет пневматические упоры.

Практика показала, что при резке прутков из проката повышенной точности на мерные заготовки на сортовых ножницах происходит динамическое воздействие прутка на механический упор ножниц, в результате чего постепенно нарастает увеличение длины заготовок.

Так как в проекте цеха предусмотрено применение пневматических упоров для режущего оборудования, то отклонение размеров заготовки будет укладываться в установленные допуски.

В процессе резки заготовки укладываются в специальные кассеты, которые подаются к нагревательной печи и устанавливаются с левой стороны, как показано на рис. 2, а. Кассеты имеют стандартные габаритные размеры, а внутри могут быть разделены на секции. Размер секции определяется длиной заготовки и может регулироваться передвижной перегородкой.

Нагрев заготовок под штамповку на первых пяти линиях предусмотрено производить в полуметодических толкательных печах I (см. рис. 1).

гим фасонным кирпичом, соответствующим другим размерам заготовки. В последнем случае под нужно менять одновременно с перестановкой штампов на другую деталь.

В практике кузнечного производства применяется нагрев заготовок под штамповку в толкательных печах с гладким подом, с толкателем заготовок в торец и с укладкой их вплотную. При высокой температуре заготовок слипаются, вследствие чего при одnorядном толкании их происходит затаскивание заготовок соседнего ряда, что нарушает весь процесс толкания заготовок. Для устранения указанных недостатков в проектируемых печах предусматривается под другой конструкции (рис. 2, б).

На каждой линии применяются заготовки, размеры диаметров которых отличаются незначительно. Например, на линиях I, II, III применяются заготовки диаметром 70—90 мм и на линиях IV—V — диаметром 45—65 мм.

Для комплектовки пода печей фасонный кирпич может быть унифицирован и принят двух размеров: для первых трех линий по диаметру заготовки 90 мм и для последующих двух линий по диаметру заготовки 65 мм. Таким образом, первые три линии могут иметь два запасных пода и последующие две линии — один запасный под.

Под должен комплектоваться фасонным кирпичом на специально отведенной площадке, которая расположена в зоне

действия мостового крана, обслуживающего нагревательные печи и указанную площадку.

Загрузка печи и выдача нагретых заготовок из печи происходят следующим образом.

Кассеты с мерными заготовками при помощи электротележек подаются к нагревательным печам с таким расчетом, чтобы

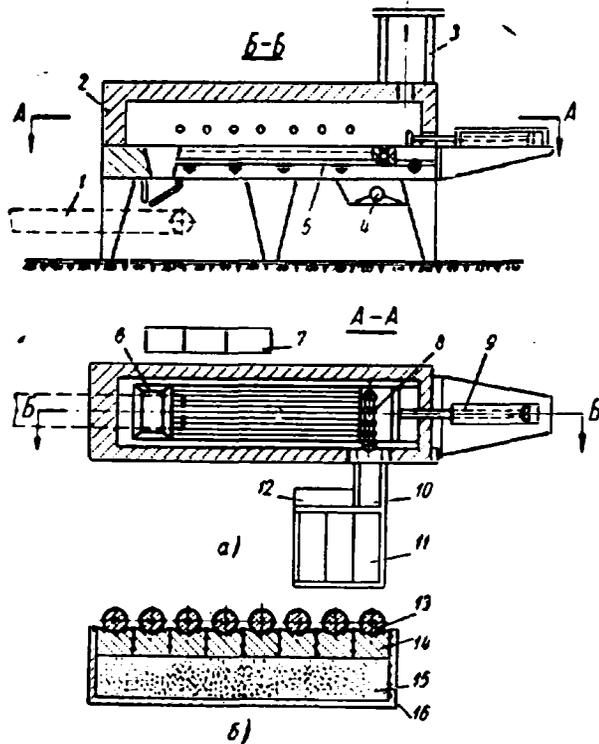


Рис. 2. Схема нагревательной печи толкательного типа:

1 — напольный транспортер; 2 — печь; 3 — рекуператор; 4 — привод отсекающей заготовок; 5 — под печи; 6 — разгрузочная шель; 7 — щит управления; 8 — отсекающий заготовок; 9 — толкатель; 10 — вертикальный цепной конвейер; 11 — кассета; 12 — привод конвейера; 13 — заготовка; 14 — фасонный кирпич; 15 — теплоизоляция; 16 — каркас пода.

первая секция была установлена напротив вертикального конвейера, как показано на рис. 3.

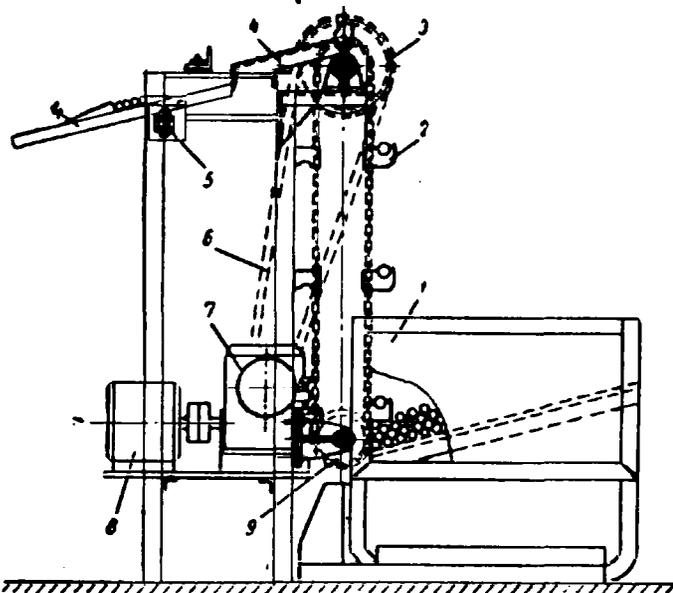


Рис. 3. Схема разгрузки кассеты и подачи заготовок в зону действия толкателя печи:

1 — кассета; 2 — вертикальный лочный конвейер; 3 — приводная звездочка; 4 — ступенчатый лоток; 5 — конечный выключатель; 6 — приводная цепь; 7 — редуктор; 8 — электродвигатель; 9 — звездочка

Выдача заготовок из кассеты производится при помощи вертикального цепного конвейера.

Для захвата заготовки из кассеты конвейер имеет полки.

По мере того, как будут выбраны все заготовки из одной секции, кассета перемещается с таким расчетом, что очередная секция устанавливается напротив вертикального цепного конвейера.

Заготовки из кассеты поступают в зону действия пневматического толкателя поочередно по одной в ряд. Толкание заготовок по поду печи производится по одному ряду.

Нагретые заготовки выдаются из печи через шель, сделанную в конце печи, под которой расположен транспортер. Транспортер подает заготовку через камеру гидравлической очистки к штамповочному прессу.

Все кривошипные ковочно-штамповочные прессы должны иметь установочные места для крепления к ним механических рук, подающих нагретую заготовку на приемную позицию, а также для крепления перекладчиков, предназначенных для перекладки полуфабриката из ручья в ручей и удаления поковки.

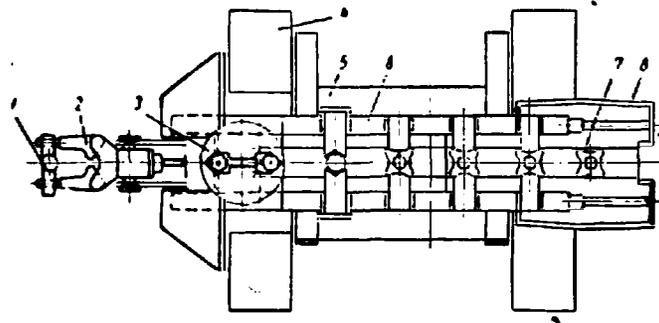


Рис. 4. Схема грейферного перекладчика кривошипного ковочно-штамповочного прессы:

1 — заготовка; 2 — механическая рука; 3 — поворотный круг; 4 — станина прессы; 5 — стол прессы; 6 — грейферный перекладчик; 7 — поковка; 8 — склиз.

Штамповка и последующие операции на линиях I, II и III производятся следующим образом. Заготовка, нагретая до ковочной температуры и очищенная от окалины в камере 2 (см. рис. 1), подается к кривошипному ковочно-штамповочному прессу 3 в зону действия механической руки. Механическая рука зажимает заготовку и передает через боковое окно прессы на первую позицию поворотного круга. Поворотный круг передает заготовку в зону действия грейферного перекладчика.

Грейферный перекладчик (рис. 4) передает заготовку и полуфабрикат из ручья в ручей, а готовую поковку сбрасывает на склиз. Поковка по склизу транспортируется в зону действия механической руки обрезающего прессы 4 (см. рис. 1).

Механическая рука зажимает ее на матрицу обрезающего штампа. Схема расположения механических рук приведена на рис. 5.

Обрезанная поковка при помощи сбрасывающего падает на транспортер, а заусенец подается в туннель, где проходит транспортер, который собирает заусенцы от всех обрезающих прессы.

Механическая рука может быть сделана по типу механической руки фирмы Вагнер (ФРГ). Конструкция грейферного перекладчика разработана ЭНИКМАШем, опробована в эксплуатации при штамповке зубчатых колес и может быть использована для данных целей. Как указано выше, на линиях I, II и III все поковки изготавливаются из углеродистых сталей, а на последующих трех линиях — из легированных сталей, но без образования заусенцев. Таким образом, заусенцы получают только на поковках из углеродистых сталей, что исключает их сортировку.

Поковки от обрезающего прессы транспортируются к термическому агрегату в камеру 5 (см. рис. 1), в которой температура поковок выравнивается до 550°. Далее поковки поступают в закалочную конвейерную печь 6, где нагреваются в восстановительной атмосфере (для чего предусмотрены генераторы 7) до нужной температуры и поступают в закалочный конвейерный бак 8. После закалки поковки поступают в отпускную конвейерную печь 9 и далее в охлаждающий конвейерный бак 10, из которого они выдаются на напольный транспортер. Транспортер подает поковки на правку.

Для правки поковок предусмотрены фрикционные прессы 11.

Опыт кузнечных цехов тракторных заводов показал, что

на молотах простого действия, а на фрикционных прессах с кнопочным управлением. Такое мероприятие позволит освободиться от шума и динамического воздействия на окружающую обстановку.

Готовые поковки подвергаются контролю и отправляются в механический цех при помощи толкающего конвейера.

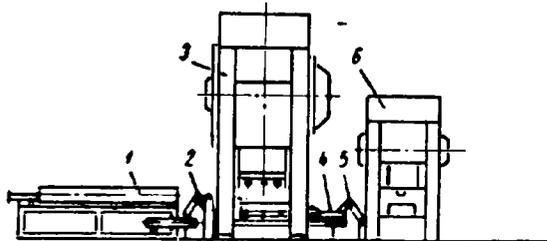


Рис. 5. Схема расположения механических рук в агрегате кривошипного ковочно-штамповочного пресса:

1 — нагревательная установка; 2 — механическая рука для передачи нагретой заготовки от нагревательной установки в зону действия грейферного переключателя кривошипного ковочно-штамповочного пресса; 3 — кривошипный ковочно-штамповочный пресс; 4 — приемное устройство для поковок; 5 — механическая рука для передачи поковки от приемного устройства на обрезную матрицу обрезного пресса; 6 — обрезной пресс.

Таким образом, для изготовления поковок предусмотрен непрерывный технологический процесс без промежуточных заделов, начиная от заготовки и кончая отправкой поковок в механический цех.

В отличие от описанного технологического процесса в линиях IV и V приняты штамповочные прессы для изготовления крестовин методом выдавливания в разъемных штампах с горизонтальным разъемом.

Штамповка и последующие операции на линиях IV и V производятся следующим образом.

Крестовины изготавливаются из сталей 12ХНЗА и 18ХГТ методом выдавливания без образования заусенцев. Штамп имеет два ручья. В первом ручье производится предварительное распределение металла с образованием крестообразной формы, что значительно облегчит заполнение окончательного ручья при выдавливании. Штамповку в окончательном ручье предполагается сделать за два действия пресса и работающих органов штампа.

Несмотря на применение пневматических упоров и сортовых ножиц при резке прутков на мерные заготовки, во избежание аварий при штамповке, в штампе предусмотрена гидравлическая система (подушка). Такое решение позволит компенсировать все погрешности по весовому отклонению заготовки. В этом случае поковка крестовины (центральная, утолщенная часть) может иметь отклонение размера (по высоте).

Штамповка крестовины в разъемном штампе происходит следующим образом. После того как ползун пресса совершит ход, верхняя и нижняя половины штампа окончательного ручья сомкнутся, начинает перемещаться внутренний пуансон, который проходит через отверстие, сделанное в центре верхней половины штампа. Пуансон имеет привод от гидравлической системы, которая построена в штамп и действие которой связано с ходом ползуна пресса.

Если заготовка будет иметь нормальные допуски по весу, то поковка будет получена с нормальными допусками по размеру; если заготовка будет иметь отклонение в сторону положительного допуска, то произойдет заполнение полости окончательного ручья штампа, после чего действие пуансона через регулирующийся клапан выключается. В этом случае пуансон не дойдет до своего крайнего нижнего положения, при этом на утолщенной части поковки по ее высоте образуется выступ диаметром, равным диаметру пуансона, а по весу выступ будет равен весовой погрешности заготовки.

Поковки, изготовленные таким способом, не требуют обрезки заусенца и поступают непосредственно к термическому агрегату в камеру для выравнивания температуры до 550°. После охлаждения поковки поступают в конвейерную печь, где производится нормализация с применением восстановительной атмосферы. Из печи поковки попадают в конвейерную охлаждающую камеру и далее на напольный транспортер, который доставляет их к чеканочному прессу.

При наличии гидравлической очистки нагретых заготовок перед штамповкой поковка будет относительно чистой. Окалина, которая образуется в процессе штамповки, будет иметь толщину не более 0,05 мм, что позволит ее уничтожить в процессе

нормализации с применением восстановительной атмосферы. После нормализации поковка охлаждается в камере до 600° и при этой температуре подвергается объемной чеканке на чеканочном прессе с выделением лишнего металла в тонкий заусенец по всему контуру поковки. Этот заусенец будет составлять 2—3% от веса поковки. При объемной полугорячей чеканке предполагается получить допуск по диаметру цапфы крестовины $\pm 0,3 \div 0,4$, что позволит отказаться от механической обработки резанием и ограничиться шлифовкой.

После объемной чеканки поковки обрезаются на обрезном прессе, проходит контроль и отправляются в механический цех.

На линии VI предусмотрено изготовление поковок, для которых требуется двухсторонняя высадка. Для нагрева заготовок под высадку служит установка скоростного газового нагрева.

Высадка двух концов осуществляется с одного нагрева на двух горизонтально-ковочных машинах с горизонтальным разъемом штампов.

В отечественной промышленности машины с горизонтальным разъемом предусмотрены в типаже кузнечно-прессового оборудования и в настоящее время осваиваются в изготовлении. В отличие от машин с вертикальным разъемом на этих машинах легко можно автоматизировать процессы высадки.

Дальнейшие операции термической обработки аналогичны операциям, происходящим в линиях I, II и III.

Для межоперационных передач заготовок и полуфабриката предназначены напольные цепные транспортеры и транспортеры с полотном из провололочной сетки.

Отправка готовых поковок в механический цех осуществляется при помощи подвешенного толкающего конвейера.

Для кузнечного цеха принято типовое многопролетное здание сплошной застройки с сеткой колонн 24×12, что позволило сделать поперечную планировку штамповочных линий, совмещенных с термическими агрегатами.

Такое совмещение агрегатов исключает промежуточную ленточную полуфабриката и создает непрерывный поток по изготовлению поковок с использованием ковочного тепла в термических агрегатах. Преимуществом такого здания также является то, что грузоподъемность мостовых кранов может быть различной в зависимости от установки оборудования в том или ином пролете. Например, в пролете, где расположены кривошипные ковочно-штамповочные прессы, максимальная грузоподъемность мостового крана принята 30 т, а в других пролетах по 10 т. Такая планировка позволяет кривошипные ковочно-штамповочные прессы и обрезные прессы ставить на ленточные фундаменты, что упрощает установку прессов относительно термических агрегатов, а также упрощает замену прессов в случае необходимости.

В ленточном фундаменте под обрезными прессами проходит транспортер, который собирает заусенцы от всех обрезных прессов и доставляет их на другой транспортер, расположенный под углом 90° по отношению к первому. Последний транспортер

Показатели	Удельные показатели по настоящему проекту	Средние фактические данные за 1960 г. по наиболее передовым кузнечным цехам по данной номенклатуре поковок
Трудоёмкость (по производственным работам) в чел. час.	6,31	13
Выпуск поковок на одного рабочего в год	146	80
Выпуск поковок на одного работающего в год	129	70
Выпуск поковок на один штамповочный пресс (включая горизонтально-ковочные машины) в год в т.	2900	—
Коэффициент использования металла по отношению к весу готовых деталей	0,68	0,58
Себестоимость 1 т поковок в руб.	173	195
Себестоимость передела 1 т поковок в руб.	48	70
Капитальные затраты на 1 т поковок (с учетом склада металла и заготовительного отделения) в руб.	131	—

доставляет заусенцы в пролет, в котором они погружаются на железнодорожные платформы.

В подвальной помешении кузнечного цеха размещены установка приточно-вытяжной вентиляции, обеспечивающей нор-

мальные условия работы в цехе. Воздух, забираемый снаружи, будет очищаться в специальных фильтрах и в зависимости от времени года подогреваться или охлаждаться и в таком виде должен подаваться в рабочие зоны цеха.

В данном кузнечном цехе намечена комплексная механизация и частичная автоматизация как основных, так и вспомогательных процессов. При такой организации производства поковок полностью исключены такие трудоемкие вспомогательные операции, как, например, передача поковок и полуфабриката от одной машины к другой, удаление от обрезных прес-

сов заусенцев, ручная регулировка тепловых режимов. В результате таких мероприятий количество производственных и вспомогательных рабочих уменьшается почти в одинаковой степени, т. е. если по нормам для современных механизированных кузнечных цехов такого масштаба соотношение вспомогательных рабочих к числу производственных рабочих должно быть равным 100%, то по данному проекту это соотношение получилось равным 102%.

Основные технико-экономические показатели по проекту кузнечного цеха приведены в таблице.

Выталкивающие устройства в пакетах и штампах при штамповке на кривошипных ковочно-штамповочных прессах

Е. Н. ЕРМОЛАЕВ, В. К. ЧЕСНОКОВ, Ю. П. ВОЛИК

НИИТАвтопром

ВЫТАЛКИВАЮЩИЕ устройства прессов, выпускаемых в настоящее время, не всегда удовлетворяют требованиям штамповки на кривошипных ковочно-штамповочных прессах.

Поэтому были созданы системы выталкивающих устройств, работающих непосредственно в пакетах и штампах.

В тех случаях, когда нужно осуществить выталкивание поковки из одной вставки, расположенной в центре пакета, применяется очень простая система выталкивателей (рис. 1). Эта система работает следующим образом: центральный толкатель прессы 1 передает движение шайбе 2; выталкиватель пакета 3, получив движение через шайбу, перемещается вверх, действуя непосредственно на поковку или на выталкиватель вставки. Направлением для выталкивателя пакета служит отверстие в подкладной плите, на которую опираются вставки. Пружина 4 возвращает выталкиватель в исходное положение. Между выталкивателем пакета и подкладной плитой устанавливается зазор 0,2 мм на диаметр, что предотвращает заедание толкателя при работе. Выталкиватель пакета изготавливается из стали 40X и закаливается до твердости $d_{омн} = 2,9 \div 3,1$.

Накладки 5, прикрепленные винтом 6 к башмаку 7, предохраняют систему выталкивателей от выпадения ее во время транспортировки и установки пакета на пресс.

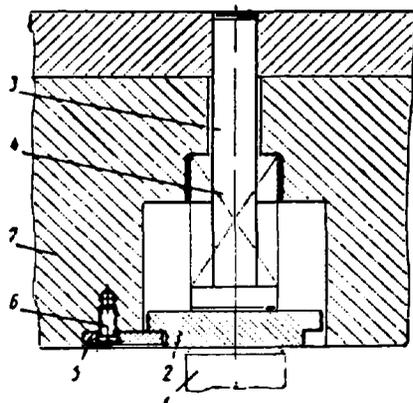


Рис. 1.

Преимуществом этой системы выталкивания является простота изготовления и безотказность в работе.

На рис. 2 приведена система выталкивателей пакета, передающая толкание двум вставкам. Толкатель прессы 1 поднимает рычаги 2, свободно поворачивающиеся на осях 3 и передающие движение выталкивателям пакета 4. Ось 3 проходит через вкладыши 5, прикрепленные к башмаку 6 винтами 7.

Обычно в нижнем пакете не устанавливают пружины 8, так как выталкиватели пакета возвращаются в исходное положение за счет собственного веса. В верхнем пакете пружина необходима, так как она поддерживает верхний толкатель прессы. Недостатками системы являются сильное ослабление башмака из-за длинного паза, необходимого для размещения рычагов, и ход толкателей пакета, меньший хода центрального толкателя прессы за счет разницы в плечах рычагов, получающих движение от толкателя прессы и передающих ход вставкам.

Преимуществом системы является простота в изготовлении и надежность в работе.

Конструкция системы выталкивателей, показанная на рис. 3, состоит из нескольких рычагов, жестко соединенных между собой при помощи вала.

Количество рычагов зависит от количества выталкивателей пакета. При работе этой системы центральный толкатель прессы давит на один из рычагов и через вал вращает всю си-

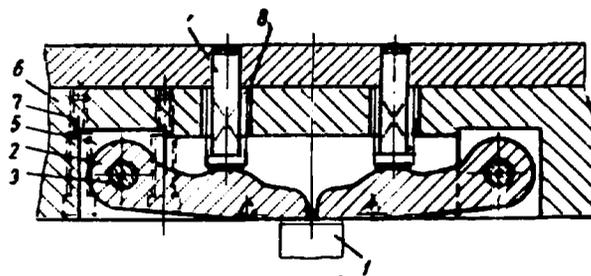


Рис. 2.

стему рычагов. Последние через стакан 1 действуют на выталкиватель 2, имеющий направление в плите пакета 3.

Стакан 1, легко скользящий во втулке 4, запрессованной в башмак, разгружает толкатели от изгибающих усилий, и толкатель 2 получает строго вертикальное перемещение, что значительно улучшает его работу и удлиняет срок службы.

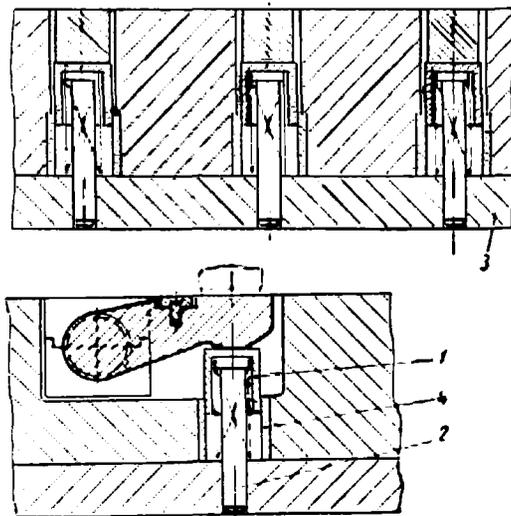


Рис. 3.

Рычаг и подшипники изготовлены из стали 40X и закалены до твердости $d_{омн} = 3,0 \div 3,2$, стакан и втулка — из стали 20 с последующей цементацией и закалкой до твердости RC 57—60. Приведенная система дает возможность получить ход толкателей пакета, равный ходу толкателя прессы, и в меньшей степени ослабляет башмак, чем конструкция, изображенная на рис. 2.

К недостаткам системы можно отнести сложность ее изготовления, а также изгиб рычагов и скручивание вала при больших нагрузках. В случае, когда появляется необходимость увеличить ход выталкивателя, а высота башмаков не позволяет разместить все детали выталкивающего механизма, стакан, втулку и пружину снимают и этим дают возможность рычагу давить непосредственно на выталкиватель пакета.

При выталкивании из вставок поковок удлиненной формы применяется система выталкивателей пакета, работающая от двух рычагов.

В случаях, когда нужный ход выталкивателей пакета больше хода толкателя пресса, иногда из-за невозможности разместить другую систему выталкивателей в связи с технологией изготовления поковки применяется система выталкивателей пакета, не зависящая от толкателей пресса. Пакет такой конструкции (рис. 4) представляет собой следующее: в башмаке 1 сделан сквозной паз, по которому в вертикальном направлении перемещается планка выталкивателей 2.

К планке выталкивателей прикреплены две скобы 3. Тяга 4 опирается на планку головкой тяги 5, сидящей на резьбе и застопоренной винтом.

При ходе ползуна пресса вверх тяга, прикрепленная к верхнему башмаку 6 с помощью резьбовой втулки 7, поднимается после того, как башмак пройдет ход, равный h_1 . Опираясь заплечиками на резьбовую втулку, тяга проходит холостой ход h_2 и затем подхватывает скобы с прикрепленной к ним планкой выталкивателей, поднимая их вверх.

Величина рабочего хода планки выталкивателей, а следовательно, и самих толкателей

$$h = H - (h_1 + h_2),$$

где h — рабочий ход планки выталкивателей;

H — ход ползуна пресса;

h_1 — зазор между верхней головкой тяги и резьбовой втулкой;

h_2 — зазор между нижней головкой тяги и скобой.

Ход планки выталкивателей можно регулировать на 15—20 мм при помощи резьбовой втулки 7, уменьшая или увеличивая

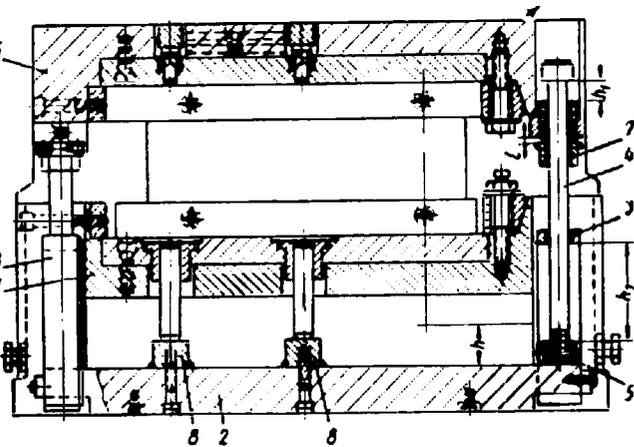


Рис. 4.

ая расстояние l . Большой регулировки можно достигнуть за счет замены скоб 3, создавая большее или меньшее значение h_2 . Планка выталкивателей и резьбовая втулка изготовлены из стали 40Х и обладают твердостью $d_{омн} = 3,2 \div 3,4$. Тяга и скоба изготовлены из этой же стали и обладают твердостью $d_{омн} = 3,4 \div 3,6$. Подставки 8 изготовлены из стали У7 и закалены до твердости RC 50—54.

Положительным качеством системы является простота и надежность устройства, а также то, что ход выталкивателей пакета больше хода толкателя пресса.

Однако в данной системе пазом для планки выталкивателей сильно перерезается нижний башмак, вследствие чего его приходится делать более высоким. Из-за этого уменьшается закрытая высота вставок и делается тоньше верхний баш-

мак, что является недостатком системы. Все выталкиватели пакета имеют одинаковый ход. В верхнем положении ползуна толкатели также остаются в верхнем положении, что может мешать укладке заготовок в ручьи вставок.

Для получения различных ходов выталкивателей пакета применяется планка с подставками другой конструкции (рис. 5). Подставки 1 через отверстия в планке выталкивателей 2 опи-

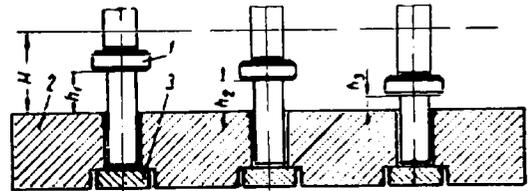


Рис. 5.

раются на планки 3, прикрепленные к нижнему башмаку пакета. При ходе планки выталкивателей 2 вверх подставки 1 остаются на месте. Дойдя до заплечиков подставки, планка выталкивателей поднимает вверх подставку, а также выталкиватели пакета.

Рабочий ход планки каждого выталкивателя равен $H - h_1$; $H - h_2$; $H - h_3$,

где h_1, h_2, h_3 — холостые ходы планки.

При штамповке методом выдавливания некоторых поковок, особенно с удлиненной осью, и исходя из условий укладки, степени деформации поковки в каждом переходе, механизации и автоматизации процессов, а также по ряду других соображений необходимо иметь в каждой вставке для каждого перехода различный ход выталкивателей. На рис. 6 изображена система выталкивания в пакете, отвечающая этим требованиям.

Толкатель пресса 1 давит на «грибок» 2, который передает движение выталкивателю вставки или пакета 3.

Вставка, установленная в центре пакета, получает ход выталкивателя, равный ходу толкателя пресса. Для передачи на вторую вставку меньшего хода выталкивателей установлен двуплечий рычаг 4.

Когда «грибок» 2, передающий движение выталкивателю вставки, соприкасается с рычагом 4, последний начинает поворачиваться в подшипнике 5, поворачивая второе плечо рычага, передающее ход выталкивателю вставки.

Величину рабочего хода рычага можно регулировать за счет высоты H :

$$h_8 = H_1 - H,$$

где h_8 — ход выталкивателя, полученный от рычага;

H_1 — ход толкателя пресса (он же является ходом выталкивателя вставки), установленный в центре пакета;

H — зазор между «грибком» и рычагом, за счет которого изменяется величина поворота рычагов.

Данная система значительно осложняет изготовление рычагов и пакетов, но в связи с жестко заданной технологией штамповки в некоторых случаях ее можно применять.

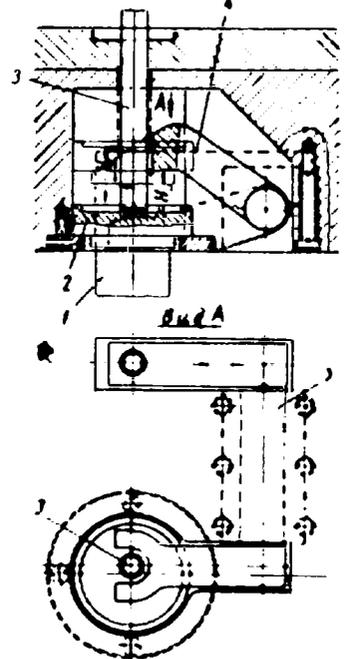


Рис. 6.

Развитие технологии порошковой металлургии в автомобильной промышленности

В. В. САКЛИНСКИЙ

НИИТАвтопром

МЕТОДЫ порошковой металлургии за последнее время находят все более широкое применение в различных отраслях машиностроения, что объясняется высокими технико-экономическими показателями этого нового прогрессивного метода производства деталей машин и приборов.

В автомобильной промышленности методы порошковой металлургии все больше и больше применяются, так как обеспечивают повышенные требования, предъявляемые к деталям нового типажа автомобилей ЗИЛ-111, ГАЗ-13 «Чайка», ГАЗ-52, ЗИЛ-130 и др. и в связи с тем, что они дают экономию металла и снижают трудоемкость изготовления деталей.

Рост объемов применения деталей, изготавливаемых методом порошковой металлургии в автомобильной промышленности, характеризуется данными табл. 1.

Таблица 1

Годы	Объемы производства в %*
1955	5
1956	100
1957	250
1958	560
1959	570
1960	680

* За 100% принят объем производства в т в 1956 г.

Создание и развитие технологии порошковой металлургии базировались на выполненном комплексе научно-исследовательских и экспериментальных работ, проведенных в институтах (НИИТАвтопром НИИАвтоприборов) и заводах (ЗИЛ, ГАЗ, МЗМА, МКЗ, КЗАМЭ и др.). В настоящее время методами порошковой металлургии изготавливаются следующие группы деталей автомобиля:

1) антифрикционные, которые применяются в узлах трения с недостаточной смазкой, при высоких нагрузках и скоростях, а также с целью экономии антифрикционных цветных сплавов;

2) фрикционные, применяемые в условиях жидкостного трения в автоматических коробках передач, при необходимости получить высокий коэффициент трения (не менее 0,1);

3) пористые, которые используются в качестве фильтров тонкой очистки топлива;

4) конструкционные, применяемые с целью упрощения технологического процесса, так как сокращают расход металла и снижают трудоемкость изготовления.

Изготовление металлокерамических изделий состоит из следующих операций: приготовления смеси порошков, их прессования и спекания.

В ряде случаев применяются дополнительные операции, как операция калибрования, обеспечивающая повышение класса точности и чистоты поверхности изделий, операция сульфидирования, повышающая антифрикционные свойства изделий, операция отжига металлокерамических изделий с целью получения структуры зернистого перлита, что улучшает обрабатываемость, и т. д.

Специфической является технологическая схема изготовления триметаллических подшипников с металлокерамическим подслоем для нового типажа форсированных двигателей.

По разработанной в НИИТАвтопроме технологии на непрерывно двигающуюся стальную ленту насыщается слой смеси порошков меди и никеля, который подвергается операции спекания в проходной печи с восстановительной атмосферой при температуре 1190°.

В процессе спекания происходит образование твердого раствора меди и никеля и его диффузия в стальную ленту.

Лента с нанесенным пористым слоем проходит вакуумную заливку баббитом марки СОС-6-6.

Стендовые и эксплуатационные испытания триметаллических вкладышей показали их высокую работоспособность в сравнении с обычными сталебаббитовыми.

Необходимость применения порошковой металлургии вытекает в ряде случаев из невозможности изготовить другими методами изделия со специальными свойствами.

Так, например, только металлокерамические фрикционные изделия обладают коэффициентом трения более 0,1 при работе их в масляной ванне, что нашло применение в новых моделях автомобилей ЗИЛ-111, ГАЗ-13 «Чайка», М-21 «Волга» и др.

Высокие антифрикционные свойства металлокерамических материалов позволили создать надежные направляющие втулки клапана новых форсированных двигателей.

Экономический эффект от применения порошковой металлургии иллюстрируется следующими примерами.

Калужский завод автотоэлектрооборудования заменой подшипников электродвигателей из цветных сплавов на пористые железные металлокерамические снизил себестоимость 1 т этих деталей на 3 тыс. руб.

На Горьковском автозаводе достигнута экономия в 300 руб. на 1 т.

Наиболее высокая экономия достигается при замене цветных металлов на металлокерамические изделия на железной основе и составляет от 1,5 до 3 тыс. руб. на 1 т выпускаемых изделий.

Применение металлокерамических изделий вместо широко применяемой технологии отливки, штамповки с последующей большой механической обработкой чугуновых и стальных заготовок также дает снижение трудоемкости и себестоимости.

Несмотря на низкий уровень механизации существующих участков порошковой металлургии, трудоемкость производства деталей при переводе их на изготовление новым методом снижается на 15—20%.

Увеличение объема производства металлокерамических изделий и совершенствование технологии резко улучшают производственные показатели цехов порошковой металлургии, что подтверждается данными, приведенными в табл. 2.

Таблица 2

Показатели	1955 г.	1956 г.	1957 г.	1958 г.	1959 г.
Съем с 1 м ² производственной площади за год в т . . .	0,044	0,076	0,185	0,34	0,576
Выработка на одного производственного рабочего за год в т	—	1,85	2,38	3,70	3,73

Следует отметить, что, несмотря на резко выраженную тенденцию к росту основных показателей цехов порошковой металлургии, преимущества метода мало используются из-за недостаточной степени механизации и автоматизации производства и небольших масштабов производства.

Выполненная проектная работа для организации специализированных предприятий порошковой металлургии показала возможность увеличения съема с 1 м² производственной площади до 2,5—3 т в год.

Развитие технологии порошковой металлургии направлено на усовершенствование и интенсификацию режимов обработки, изыскание новых материалов и процессов (ускорение процесса спекания, спекания т. в. ч., применение легированных порошков, сочетание металлических порошков и пластмасс и др.).

Имеющийся опыт промышленного применения технологии порошковой металлургии в ряде отраслей народного хозяйства (автомобильная, авиационная, электротехническая и другие отрасли промышленности) и результаты выполненных научно-исследовательских и экспериментальных работ подтвердили высокую технико-экономическую эффективность процесса, в связи с чем в семилетнем плане развития народного хозяйства страны предусмотрено увеличение объема промышленного применения металлокерамических изделий более чем в 30 раз.

Окраска подогретыми эмалями в электрическом поле

А. Г. ШАПОВАЛЬЯНЦ, Н. А. МАСЛЯЕВ

НИИТМ

ПОЛУЧЕНИЕ многослойных лакокрасочных покрытий — это длительный трудоемкий процесс, для организации которого требуются значительные производственные площади. Чтобы уменьшить число наносимых слоев без снижения антикоррозийных свойств покрытия, применяется способ нанесения эмали повышенной вязкости в подогретом состоянии. Слой эмали, полученный при окраске с подогревом, равен по толщине двум слоям, нанесенным эмалями нормальной вязкости без подогрева. При этом способе стабилизируется режим окраски, снижается стоимость окрасочных работ и расход лакокрасочных материалов, кроме того, требуется меньшая производственная площадь.

Нанесение краски в подогретом состоянии нашло большое применение при окраске пневматическим распыливанием и опусканием в краску. Для этих методов разработана аппаратура и технологические процессы.

Окраска в электрическом поле высокого напряжения получила большое распространение. Все больше появляется действующих установок для электроокраски. Поэтому окраска подогретыми эмалями в электрическом поле с получением защитной пленки, равной по толщине слою двойной холодной окраски, представляет большой интерес. Однако, несмотря на очевидные преимущества, способ окраски подогретыми эмалями в электрическом поле до настоящего времени не нашел применения.

Лабораторией лакокрасочных покрытий НИИ технологии машиностроения Ростовского-на-Дону совнархоза (НИИТМ) совместно с заводом Ростсельмаш разработана и испытана установка для нанесения в электрическом поле эмали в подогретом состоянии.

Применяемый при пневматическом распылировании способ подогрева краски непригоден для окраски в электрическом поле. В этом случае вследствие малой подачи краски (50—100 г/мин) нагретая краска теряет тепло, поступает на распылитель в охлажденном виде. Поэтому в основу разработанной установки для окраски с подогревом эмали в электрическом поле положен

Электрический воздушонагреватель (а) представляет собой металлический кожух с двумя вмонтированными в него электронагревательными элементами, которые соединены последовательно. Температурный режим нагревателя регулируется с помощью температурного реле ТР-200. Нагреватель сделан так, что опасность взрыва исключается. Потребляемая мощность нагревателя до 1,5 кВт, время разогрева 10 мин., нагреватель питается от сети переменного тока 220 в. Габаритные размеры (с трубопроводом) 600×400×150 мм.

Змеевик для нагрева горячими газами (б) изготавливается из тонкостенной бесшовной трубы длиной 8—12 м и диаметром 150—200 мм. Нагрев сжатого воздуха теплом горячих газов целесообразен только в том случае, когда источник тепла нахо-

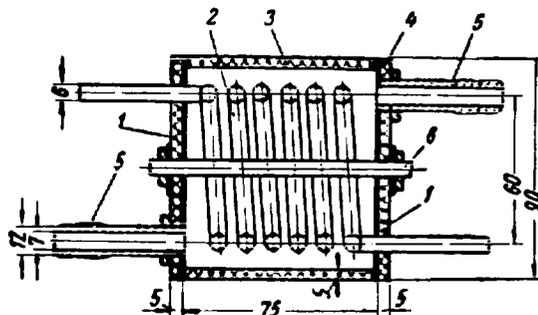


Рис. 2. Красконагреватель:

1 — винилпластовые крышки; 2 — медный змеевик; 3 — бакелитовый кожух; 4 — паронитовые прокладки; 5 — штуцеры подключения и отвода воздуха; 6 — соединительный болт.

дится достаточно близко от камеры электроокраски и обеспечивает подачу сжатого воздуха в распределительный трубопровод с температурой не ниже 80°. Температура воздуха регулируется в распределительном трубопроводе степенью его нагрева в воздушонагревателе и, кроме того, подачей холодного воздуха через специальный вентиль.

Красконагреватель представляет собой змеевик из тонкостенной (0,5 мм) трубки длиной 1,0—1,3 м и диаметром 6—8 мм, заключенный в пластмассовый или металлический кожух. Если кожух металлический, он должен быть теплоизолирован.

Конструкция красконагревателя показана на рис. 2. С помощью красконагревателя можно нагревать краску в интервале температур 30—45° при подаче ее на распылитель до 100 г/мин. При подаче краски больше указанной величины для нагрева ее до температуры 45° следует увеличить змеевик нагревателя.

Переход на окраску с подогревом не вызывает никаких изменений в действующей системе подачи краски.

Красконагреватели подключаются к распылителям с помощью металлических стоек. Такое подключение показано на рис. 3.

На заводе Ростсельмаш на агрегате для окраски в электрическом поле боковин копнителя комбайна СК-3 смонтирована установка для подогрева краски. По условиям технологического процесса окраска подогретыми эмалями производится с одной

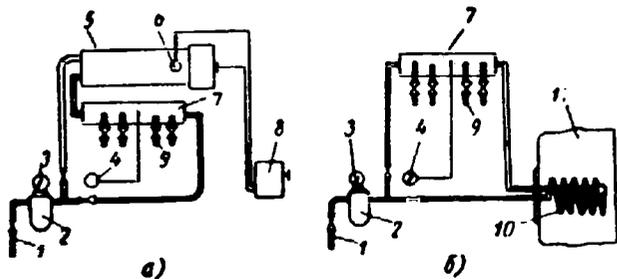


Рис. 1. Нагреватели воздуха:

1 — магистраль сжатого воздуха; 2 — водомаслоотводитель; 3 — манометр; 4 — дистанционный термометр; 5 — электрический воздушонагреватель; 6 — температурное реле ТР-200; 7 — распределительный трубопровод; 8 — пускатель; 9 — шланги, подающие нагретый воздух к красконагревателям; 10 — змеевик для нагрева воздуха; 11 — газопровод.

принцип подогрева краски после дозирующих насосов непосредственно перед поступлением ее на распылитель в самостоятельных красконагревателях. Теплоносителем является нагретый воздух.

Установка состоит из нагревателя воздуха, распределительного трубопровода и нагревателей краски. Сжатый воздух из магистрали поступает в нагреватель. Нагретый воздух через распределительный трубопровод по резиновым шлангам попадает в красконагреватели, в которых движется противотоком к краске. Подаваемая в красконагреватели холодная краска нагревается и в подогретом состоянии поступает на распылители.

Источниками тепла для нагрева воздуха могут быть электрический ток, тепло отходящих газов высокотемпературных сушильных камер, пар и т. п.

На рис. 1 показано включение различных нагревателей для подогрева воздуха.

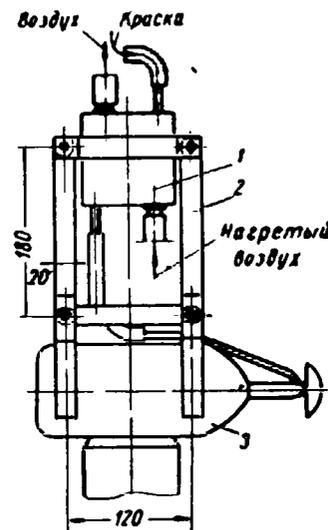


Рис. 3. Подключение красконагревателя к распылителю: 1 — красконагреватель; 2 — стойка крепления; 3 — грибовый распылитель.

лицевой стороны боковин, другая красится без подогрева. Схематичный план установки дан на рис. 4.

Боковины копнителя окрашиваются эмалью марки ФСХ-26 (ГОСТ 926-52). Холодная эмаль повышенной вязкости из бака 1 самотеком поступает на дозирующие насосы 2, которыми

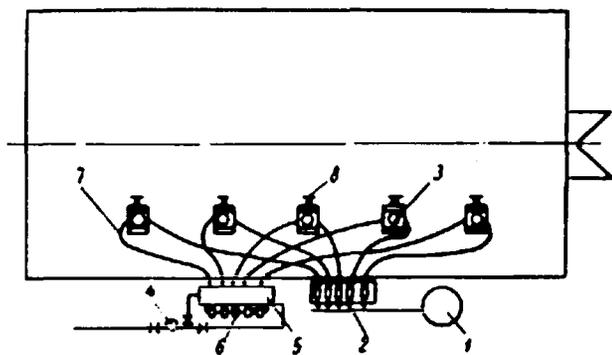


Рис. 4. Планировка камеры окраски в электрическом поле подогретой эмалью.

по хлорвиниловым трубкам подается вверх змеевика красконагревателей 3. Сжатый воздух из сети через водомаслоотделитель 4 направляется в электрический воздушнонагреватель 5. Горячий воздух через распределительный трубопровод 6 по резиновым шлангам 7 поступает в нижний штуцер красконагревателей и, двигаясь противотоком к окраске, нагревает ее и через верхний штуцер выбрасывается в атмосферу. Нагретая краска поступает в распылители 8. Красконагреватели крепятся вблизи распылителей, что обеспечивает постоянство температуры эмали, наносимой на боковины.

Намечается использовать для подогрева краски тепло отходящих газов терморационной сушильной камеры.

При окраске в электрическом поле подогретой эмалью ФСХ-26 вязкость эмали должна быть не ниже 35 сек. по воронке ВЗ-4 при 20°. Эмаль нагревается до температуры, обеспечивающей рабочую вязкость 23—25 сек. Температура нагре-

ва эмали, поступающей в нагреватель по ВЗ-4 при 20°, в зависимости от исходной вязкости приведена в таблице.

Расход воздуха на нагрев краски составляет 80—130 л/мин на нагреватель и зависит как от количества нагреваемой краски, так и от требуемой температуры нагрева. Для получения двухслойного покрытия за одну операцию при окраске в электрическом поле подогретыми эмалями необходимо отрегулировать подачу краски и температуру нагрева эмали в зависимости от вязкости в холодном состоянии.

Вязкость эмали по ВЗ-4 при 20°	Температура нагрева эмали в °С
35	33—35
40	38—40
45	43—45
50	47—49

Так, например, при вязкости эмали 50 сек. по ВЗ-4 при 20° нагрев ее для снижения вязкости до рабочей, т. е. до 25 сек., производился до 47°. В этом случае при подаче эмали 50—55 г/мин на распылитель толщина лакокрасочной пленки составляла 30—32 мк против 15—17 мк при окраске без подогрева эмалью вязкостью 20 сек. и подаче 35—40 г/мин на распылитель, т. е. обеспечивалось двухслойное покрытие. Ориентировочный расход эмали составлял 100—110 г/м². Приведенные режимы окраски подогретыми эмалями в электрическом поле относятся к эмалям марки ФСХ. Для распространения этого способа окраски на другие лакокрасочные материалы необходимо предварительно установить технологические параметры на применяемый материал в соответствии с требованиями ГОСТа или ТУ на изделия.

Для безотказной работы установки красконагревателя и распылителя, а также систему подачи краски необходимо один раз в сутки промыть растворителем.

Первоначально окраска боковин копнителя подогретой эмалью производилась пятью грибовыми распылителями диаметром 50 мм с подачей эмали на грибок 50—70 г/мин.

Впоследствии грибовые распылители были заменены двумя дисковыми распылителями диаметром 250 мм и подачей эмали 130—150 г/мин на диск.

В результате внедрения окраски с подогревом в электрическом поле в цехе копнителей завода Ростсельмаш улучшилось качество покрытия, увеличилась пропускная способность агрегата в 2 раза и снизился расход лакокрасочных материалов.

Общая эффективность от внедрения составила около 18 тыс. руб.

Информация

О ПОВЫШЕНИИ ИЗНОСОСТОЙКОСТИ ЦИЛИНДРОВ ДВИГАТЕЛЕЙ

ПРАКТИКА эксплуатации автомобилей в отечественных автомобильных парках показывает, что повышение износостойкости деталей цилиндрово-поршневой группы является в настоящее время одной из наиболее остро стоящих проблем.

Предлагая массовое внедрение хромированных цилиндровых гильз, Р. В. Кугель [1], однако, считает этот способ применимым в равной степени как для чугунных, так и алюминиевых гильз. Эти две области применения хромирования следовало бы более четко разграничить. Если эффективность хромирования чугунных гильз не вызывает сомнений, что иллюстрируется рядом приведенных Р. В. Кугелем убедительных примеров из отечественной и зарубежной практики, то для получения надежного пористо-хромового покрытия на алюминиевых

гильзах требуется еще решить некоторые сложные проблемы. Главная из этих проблем — получение достаточно надежной связи «чешуек» хрома с алюминиевой основой, особенно в зоне остановки верхнего поршневого кольца.

Начало испытаний хромированных алюминиевых цилиндров относится еще к 1930 г. Однако лишь немногие европейские фирмы смогли организовать выпуск таких цилиндров для двигателей воздушного охлаждения, поскольку значительные нарушения качества хромового покрытия резко снижали износостойкость этих гильз. При этом наилучшие результаты были достигнуты при нанесении хромового покрытия не гальваническим путем, а металлизацией (набрызгиванием). Однако при применении металлизации требовалась особо точная последующая обработка.

Можно без преувеличения сказать, что применение алюминиевых гильз на автомобильных двигателях является будущим нашего поршневого двигателестроения. Нельзя не согласиться с Р. В. Кугелем в том, что сочетание алюминиевого поршня с алюминиевым цилиндром позволяет резко снизить величину холодных зазоров поршня за счет равенства теплового расширения этих деталей, поднять мощность, снизить металлоемкость, снизить теплонпряженность и т. п.

Кроме того, создание алюминиевой гильзы для современных двигателей, имеющих алюминиевые блоки, могло бы дать ряд дополнительных преимуществ. В настоящее время ряд крупных зарубежных автомобильных фирм, особенно американских, ведут работы в этом направлении. Имеющиеся в литературе последние данные по этому вопросу гово-

дят о том, что для создания алюминиевого цилиндра следует, по-видимому, разработать не только устойчивые хромистые покрытия, а специальные износостойкие алюминиевые сплавы, не требующие никаких покрытий.

В качестве примера в таблице приведены результаты исследований, проводившихся в США [2] с различными видами алюминиевых гильз. В качестве материала для этих гильз использовались алюминокремневые сплавы, износостойкость которых известна давно. Плохая обрабатываемость этих сплавов в настоящее время уже не является препятствием к их применению. В таблице приведены результаты испытаний мокрых гильз из этих материалов как с применением, так и без применения поверхностных покрытий.

Как видно, темп износа основного алюминиевого сплава 356Т7, содержащего 7% Si, при отсутствии на нем покрытий примерно такой же, что и у стандартных чугунных гильз. Еще меньший темп износа дает сплав с 20% Si без покрытий. При испытании гильз из этого сплава применялись хромированные кольца. Металлизация алюминиевых гильз молибденом дает результаты, аналогичные полученным при использовании стандартных чугунных гильз; металлизация хромом дает несколько худшие

Темп износа цилиндровых гильз из алюминиевых сплавов

Тип гильзы	Продолжительность испытаний в час	Темп износа в мк за 100 час.
Стандартная чугунная . . .	648	20,3
Из сплава 356-Т7 с железным покрытием	119	104,0
Из сплава 356-Т7 с хромовым покрытием толщиной 0,038 мм	134	40,6
Из сплава 357-Т7 с металлизационным покрытием молибденом толщиной 0,12 мм	457	15,2
Из сплава 356-Т7 без покрытия	128	12,7
Из алюминиевого сплава с 20% Si без покрытия	227	7,6

результаты. Гильзы с электролитическим покрытием слоем железа имеют резко повышенный темп износа в соотношении 5:1. В таблице приведены цифры продолжительности испытаний различных гильз.

Предварительными стендовыми испытаниями было показано, что в случае работы с полностью открытой дроссельной заслонкой при $n=3500$ об/мин, температуре воды 80° и температуре масла 95° температура таких гильз в зоне ос-

тановки верхнего поршневого кольца на 10—15° ниже, чем у чугунных гильз. Это обеспечивает и соответствующее снижение температур поршня.

Таким образом, при использовании алюминокремневых сплавов без покрытий можно получить серьезное улучшение износостойкости цилиндров с существенным улучшением показателей двигателей.

Надо полагать, что неплохие результаты могли бы быть достигнуты в изготовлении алюминиевых гильз прессованием методами порошковой металлургии, успехи которой в последние годы в нашей стране несомненны. Таким образом, повышение срока службы алюминиевых цилиндров является самостоятельной проблемой, решение которой возможно при наличии исследовательских работ в этом направлении.

ЛИТЕРАТУРА

1. Кугель Р. В., «Автомобильная промышленность» № 3, 1960.
2. Смит П., Смит Р., «Сайн Энтуэл митинг», № 68А, 1959.

Канд. техн. наук **Б. А. ВЗОРОВ**
НАМИ

РУЛЕВЫЕ МЕХАНИЗМЫ СОВРЕМЕННЫХ ЗАРУБЕЖНЫХ ЛЕГКОВЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

ОТ РУЛЕВОГО механизма автомобиля, предназначенного для поворота управляемых колес, зависит безопасность движения. Поэтому он должен обладать такими качествами, которые обеспечивали бы наибольшую легкость и удобство управления автомобилем.

За последние годы рулевые механизмы претерпели большие изменения. Наблюдения за изменениями рулевых механизмов и результаты испытаний разных конструкций (в частности, зарубежных автомобилей) показали, что тенденции развития рулевых механизмов не только различны, но по отдельным показателям и параметрам противоречивы.

Так, например, рулевые механизмы, применяющиеся на автомобилях Форд-Таунас и Фиат-2100, имеют глобоидальную передачу с двухгребневым роликом, вращающимся на иголках (рис. 1).

Зазоры в опорах червяка в обоих рулевых механизмах регулируются при помощи тонких прокладок, установленных под нижней крышкой картера.

Эта регулировка производится редко и больших затруднений не представляет. Регулировка зазоров в передаче осуществляется широко распространенными способами, которые применяют в глобоидальной передаче, путем перемещения вала сошки вдоль его оси. Для этого в головке вала сошки обеих конструкций выполнено гнездо под головку регулирующего винта.

По внешней форме и конструктивному выполнению рассматриваемые рулевые механизмы достаточно близки, но имеют

особенности, принципиально отличающие механизмы один от другого.

Рулевые механизмы других трех конструкций имеют винтовую передачу с гайкой на винте и кривошипном на ва-



Рис. 1.

лу сошки. Хотя все эти три конструкции внешне и близки, но по своим основным качествам принципиально отличаются одна от другой.

Так, например, рулевой механизм, применяющийся на автомобиле Воксхолл (рис. 2, а), имеет винтовую передачу с шариковой гайкой и кривошипом переменного радиуса, который изменяется по углу поворота рулевой сошки.

Если раньше в рулевых механизмах с винтовой передачей применялись скользящие гайки, то в современных конструкциях они выполняются с циркулирующими шариками. Однако получающееся при этом минимальное трение приводит к тому, что обратные удары почти без потерь передаются на рулевое колесо.

Для их устранения или значительного уменьшения в передаче некоторых рулевых механизмов создается повышенное трение. При этом оно получается достаточно большим только в среднем положении рулевого колеса и при малом угле его поворота в обе стороны от середины. На всем остальном участке поворота рулевого колеса трение в передаче получается небольшим.

Такой характер изменения трения достигается сопряжением деталей передающей пары с предварительным натягом только в средней части их соприкосновения. На всем остальном участке их сопряжение нормальное. В частности, такое сопряжение наблюдается у шариковой гайки с винтом рулевых механизмов Сагинау (рис. 2, б), в которых глубина канавки винта в середине сделана меньше, чем к концам винта.

В приведенной на рис. 2, а конструкции винт 1 с трапециевидной канавкой установлен в картере рулевого механизма на шариковых подшипниках 2. Вал сошки 3 установлен, как обычно, на скользящих опорах. Хвостовик шариковой гайки имеет на конце ролик 4, перебегающий по направляющим, сделанным в боковой крышке 5.

Регулировка зазоров в опорах червяка производится при помощи прокладок 6. Зазоры в передаче, появляющиеся между винтом, шариками, гайкой и между сферой хвостовика кривошипа, устраняются при помощи регулировочного винта 7.

вой головкой гайки и гнездом для нее в кривошипе при помощи прокладок между крышкой и картером рулевого механизма является неправильной. Беззазорное соприкосновение сферических поверхностей обычно достигается при помощи пружины, установленной в гнезде

получается и в рулевом механизме с винтовой передачей и рейкой на гайке и сектором на валу сошки (рулевой механизм Сагинау) легкового автомобиля Студебекер.

Передаточное отношение рулевого механизма с винтовой передачей и кривошипом переменное, причем характер его изменения зависит от конструкции кривошипа. Так, например, для передачи рулевого механизма Воксхолл (см. рис. 2) с переменным радиусом кривошипа передаточное отношение получается переменным и симметричным относительно среднего положения кривошипа, как показано на рис. 5 (кривая 3). Наименьшее значение передаточного отношения $i_{\omega} = 15,7$ получается в середине зацепления при движении автомобиля по прямой, затем плавно увеличивается при повороте рулевого колеса в обе стороны и достигает наибольшего значения $i_{\omega} = 25,8$ при повороте рулевого колеса на угол $\varphi = 720^\circ$ от среднего его положения.

В передаче рулевого механизма Форд-Зодиак (см. рис. 3), имеющей кривошип постоянного радиуса с поворачивающейся гайкой, передаточное отношение изменяется как показано на рис. 5 (кривая 4). Передаточное отношение в дан-

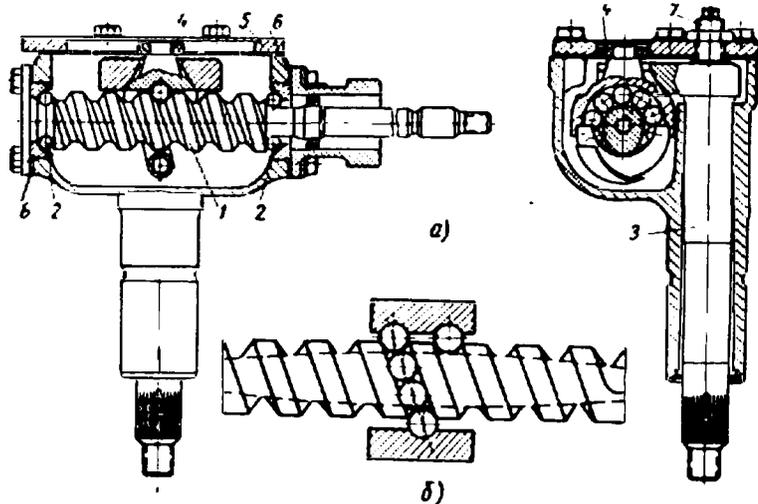


Рис. 2.

Рулевой механизм, применяющийся на автомобиле Форд-Зодиак (рис. 3), имеет также винтовую передачу с шариковой гайкой, но с кривошипом постоянного радиуса. Кривошип 1 с гайкой 2 соединяются при помощи шарового шарнира, состоящего из сферической головки 3, расположенной на гайке, и сферического

вала сошки, как это сделано в рулевом механизме Барман и др., показанном на рис. 4. Сила нажатия пружины регулируется винтом в крышке картера. Такая конструкция регулировочного устройства является более правильной, чем в рулевом механизме Форд-Зодиак (см. рис. 3).

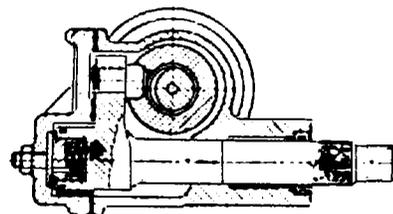


Рис. 4.



Рис. 3.

гнезда 4 в кривошипе. С тыльной стороны кривошипа сделано гнездо, в котором размещается вращающаяся на шариках упорная чашка, касающаяся боковой крышки картера. Вал сошки 5 располагается в картере на скользящих подшипниках 6.

Подшипники червяка регулируются при помощи прокладок, установленных под нижней крышкой картера.

Зазоры в передаче (червяк—шарики—гайка—кривошип) регулируются также при помощи прокладок, установленных между боковой крышкой и картером 7 рулевого механизма.

В связи с тем, что шаровая головка гайки поворачивается вокруг оси винта, вал сошки должен перемещаться вдоль своей оси на небольшую величину. Поэтому регулировка зазоров между шаро-

Оценка конструкций. Основными показателями, принятыми для характеристики рулевого механизма, являются: передаточное отношение, зазоры в передаче и суммарное трение.

Первые два параметра характеризуют конструктивные особенности передачи рулевого механизма, а третий параметр оценивает ее эксплуатационные особенности.

Рулевые механизмы с глобоидальной передачей Форд-Таунас и Фиат-2100 (см. рис. 1) имеют передаточное отношение, практически постоянное при всех углах поворота рулевого колеса. Один из примеров его изменения (рулевой механизм Форд-Таунас) приведен на рис. 5 (кривая 1).

Постоянное передаточное отношение за полный угол поворота рулевого колеса вправо и влево $i_{\omega} = 21,5$ (кривая 2)

ном случае несимметрично относительно середины зацепления, имеет наибольшее значение в средней части зацепления и несколько уменьшается в обе стороны от нее, а также имеет разные значения при повороте направо и налево. В данном случае в середине зацепления передаточное отношение $i_{\omega} = 18,5$ постепенно уменьшается до величины $i_{\omega} = 11,5$ при повороте рулевого колеса направо на угол $\varphi = 720^\circ$. При повороте рулевого колеса налево передаточное отношение несколько увеличивается, достигает наибольшего значения $i_{\omega} = 18,6$, затем постепенно уменьшается и достигает величины $i_{\omega} = 15,6$ при повороте рулевого колеса налево на угол $\varphi = 720^\circ$.

Несколько иное изменение передаточного отношения имеет рулевой механизм с винтовой передачей и кривошипом автомобиля Фолькс-Ваген (рис. 5, кривая 5).

Кривая также несимметрична относительно середины червяка, но при повороте рулевого колеса налево на 720° значение передаточного отношения получается меньше, чем при повороте его на тот же угол направо.

Такой же характер изменения передаточного отношения имеет рулевой механизм Барман, изображенный на рис. 4. Изменение передаточного отношения этого рулевого механизма показано на рис. 5 (кривая 6).

Рулевой механизм автомобиля Мерседес с винтовой передачей и кривошипом

и также с постоянным радиусом имеет подобное изменение передаточного отношения.

Рулевые механизмы с кривошипной передачей, выпускаемые специализированной рулевой фирмой Росс, выполняются с самым различным характером изменения передаточного отношения: постоянным и равным, например, 28 (рулевой

вительно характеризует конструкцию винтовой передачи.

В рулевом механизме с кривошипной передачей типа Росс (рис. 6) изменение передаточного отношения не зависит от конструкции самого рулевого механизма, а достигается за счет некоторых особенностей нарезки червяка.

Характер изменения передаточного от-

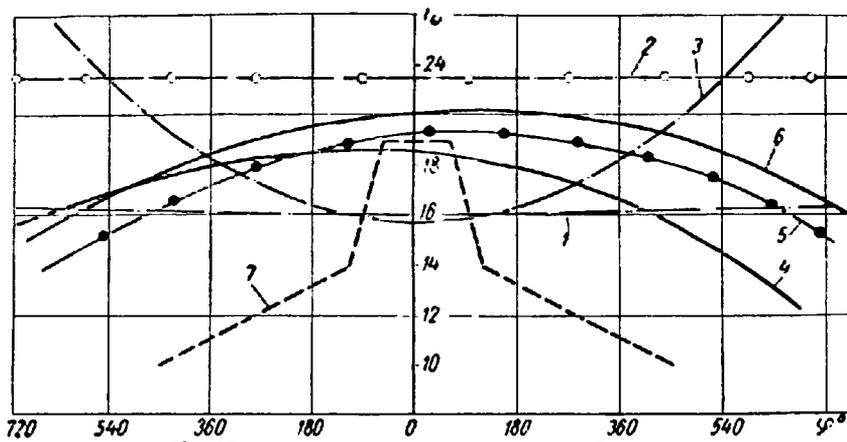


Рис. 5.

механизм грузового автомобиля РИО), криволинейным несимметричным, изменяющимся подобно кривой 4, со значениями 24 — в середине червяка, 19 — при повороте направо и 20 — налево. В некоторых конструкциях оно изменяется симметрично 22 и 24 в середине червяка, до 15 и 18 при повороте направо и налево. В двух последних случаях поворот рулевого колеса осуществляет на угол $\phi = 90^\circ$ в обе стороны.

Один из двух таких рулевых механизмов показан на рис. 6. Как видно из

ношения рулевого механизма Восхолл (рис. 5, кривая 3) позволяет получить наибольшее облегчение при совершении крутых наиболее трудных поворотов или разворотов.

Однако такое суждение является ошибочным. Наибольшее сопротивление колес повороту получается при повороте их на месте и при весьма малых скоростях движения автомобиля на поворотах. Как известно, сопротивление управляемых колес повороту в этих условиях не зависит от угла поворота. Исходя из этих соображений, было бы более правильным назначать передаточное отношение рулевого механизма достаточно большим и постоянным при всех углах поворота рулевого колеса. Такому условию изменение передаточного отношения по кривой 3 (рис. 5) не отвечает.

В связи с тем, что управление легковыми автомобилями небольшого веса каких-либо затруднений не вызывает, такой характер изменения передаточного отношения (рис. 5, кривая 3) нельзя считать правильным.

Повышенное сопротивление колес повороту получается также и за счет стабилизирующих сил, возникающих при движении автомобиля на крутых поворотах с повышенными скоростями.

В этом случае сопротивление колес повороту переменное и зависит как от угла их поворота, так и от других факторов (углов установки колес, скорости движения автомобиля на повороте, упругости шин и др.).

Эта особенность сопротивления колес повороту дает водителю «чувство дороги», т. е. ощущение производимого им поворота.

Однако если передаточное отношение рулевого механизма будет повышаться по углу поворота рулевого колеса и изменяться по кривой 3 (рис. 5), то указанное качество рулевого управления нарушается. Поэтому такое изменение передаточного отношения нельзя считать правильным.

В случае крутых поворотов рулевое колесо при большом передаточном отношении должно быть повернуто на большие углы, которые водитель не успевает произвести достаточно быстро, вследствие чего маневренность автомобиля на поворотах понижается и ухудшается удобство управления. Такое изменение передаточного отношения нельзя считать правильным еще и потому, что при большом облегчении управления, при совершении крутых поворотов у водителя теряется «чувство дороги», т. е. ощущение производимого им поворота.

Уменьшающееся передаточное отношение рулевых механизмов, как это показано на кривых 4, 5 и 6, несколько улучшает указанные качества, но тем не менее не решает их полностью.

В развитии конструкций рулевых механизмов, выпускаемых зарубежными специализированными рулевыми фирмами и автомобильными заводами, нет сколько-нибудь правильного или определенного направления.

В нашей стране рулевые механизмы не имеют такого противоречия. Напротив, установленное направление в их конструировании таково, что передаточное отношение должно быть переменным¹ и изменяться так, как это показано на рис. 5 диаграммой 7.

Наибольшее значение передаточного отношения позволяет легче поддерживать прямолинейное движение автомобиля на высоких скоростях. При малой величине передаточного отношения можно быстро совершать крутые повороты без большого напряжения сил водителя.

При повышающемся передаточном отношении (диаграмма 7 на рис. 5) общий угол поворота рулевого колеса получается значительно меньшим, чем при постоянном и тем более при повышающемся его изменении, как это наблюдается у рулевого механизма автомобиля Восхолл, вследствие чего маневренность автомобиля на поворотах значительно повышается. При этом полный поворот управляемых колес должен совершаться за 1—1,75 и не выше 2,0 оборотов рулевого колеса в каждую сторону.

Такой закон передаточного отношения при достаточной легкости обеспечивает наибольшее удобство управления автомобилем.

Для грузовых автомобилей большой грузоподъемности, в которых легкость управления достигается при помощи усилителей, такой закон изменения передаточного отношения является наиболее правильным.

По приведенному на рис. 5 (диаграмма 7) закону выполнено передаточное отношение экспериментального образца рулевого механизма к автомобилю «Москвич».

Результаты измерений передаточного отношения получились достаточно точными и очень близкими к заданным по чертежу.

Другой оценочный показатель — суммарное трение, характеризующее внутренние потери в рулевом механизме, отражает также и эксплуатационные качества.

В рассматриваемых рулевых механизмах суммарное трение весьма мало. Оно оценивается величиной усилия, прилагаемого к пальцу сошки, которое в данном случае не превышает 7—8 кг.

В связи с тем, что основные узлы рулевого вала, оказывающие обычно наи-

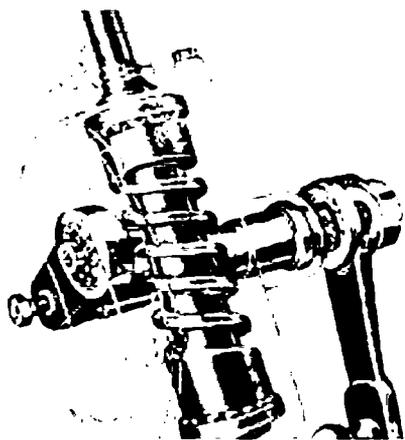


Рис. 6.

рис. 6 передаточное отношение рулевого механизма выполняется с различным характером его изменения: как с увеличением, так и с уменьшением по углу поворота рулевого колеса. В рулевом механизме с винтовой передачей это достигается с применением кривошипа, конструкция которого коренным образом изменяет передаточное отношение и дей-

¹ М. И. Лысов, «Автомобильная промышленность» № 8, 1948.

большее сопротивление его вращению, выполнены с подшипниками качения, возникающие в них потери на трение получаются малыми. Это способствует по-

малое значение в середине зацепления и плавно увеличиваются в обе стороны от нее.

На рис. 7 приведены примеры такого

примерно характер изменения зазоров показан в средней части кривой 1 условной линией.

Если после этого осуществить зацепление передаточной пары без зазора в середине, то при повороте рулевого колеса в передаче будет наблюдаться заедание передаточной пары в обе стороны от середины.

В этом отношении изменение зазоров в передаче рулевого механизма Форд-Таунас (кривая 2) является более правильным. Однако и в этом случае при больших износах передаточной пары безотказный поворот рулевого колеса не обеспечивается.

Более правильное изменение зазоров выполняется в рулевых отечественных автомобилях. Зазоры в них изменяются так, что обеспечивается свободный поворот рулевого колеса при любых износах передаточной пары.

На рис. 7 приведен один из примеров изменения зазоров в передаче рулевого механизма автомобиля «Москвич» (кривая 3).

Такое изменение зазоров получается, когда глобоидальный червяк сделан эксцентричным. При этом ось вращения червяка смещена от оси нарезки его витка на небольшую величину (0,2—0,3 мм).

В передаче такой конструкции при износе средней части червяка зазоры справа и слева получаются больше зазоров в середине, возникающих при ее износе.

Канд. техн. наук М. И. ЛЫСОВ

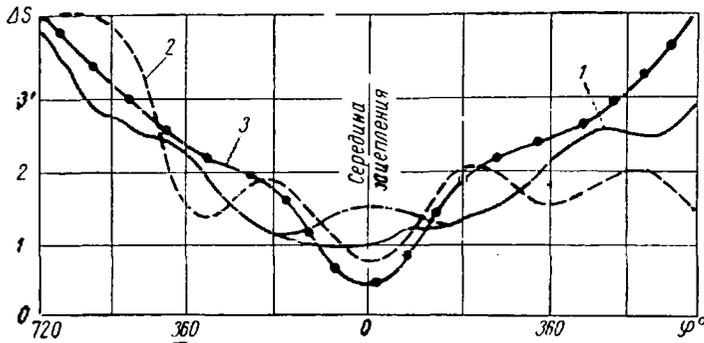


Рис. 7.

лучению и наиболее легкого управления и высоких качеств стабилизации управляемых колес.

Третьим оценочным показателем являются зазоры в передаче. Рулевые механизмы с винтовой передачей выполняются без зазора за полный поворот рулевой сошки. Применяющиеся в передаче подшипники качения (шариковая гайка) обеспечивают беззазорное зацепление за длительный срок работы рулевого механизма. В рулевых механизмах с глобоидальной передачей зазоры имеют мини-

изменения зазоров ΔS по углу поворота рулевого колеса φ нового рулевого механизма автомобиля Фиат-2100 (кривая 1). Однако такой характер изменения зазоров не обеспечивает длительного срока службы рулевого механизма с правильным зацеплением при износе передаточной пары.

В связи с тем, что наиболее работающей частью червяка является средняя его часть, она и подвергается наибольшему износу, тогда как соседние с ней части остаются почти без износа. Такой

ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ ПЛАСТМАСС НА ЛЬВОВСКОМ АВТОБУСНОМ ЗАВОДЕ

ПРИ современных тенденциях в автомобилестроении к уменьшению веса автомобилей, к новым формам с различными модификациями, к повышенному качеству отделки возникает необходимость в новых материалах, обладающих свойствами, отличными от свойств металлов.

Значительное применение в львовских автобусах нашел капрон. На заводе капрон применяется для деталей, работающих на трение, деталей декоративного типа и деталей электрооборудования.

Детали из капрона в узлах трения (подшипник ручного и ножного тормоза, втулки опор дверей, ролики и др.) более износостойчивы, чем металлические.

Преимуществом капроновых деталей является то, что они могут работать в подвижных соединениях с металлическими даже без смазки.

Себестоимость деталей из капрона значительно ниже себестоимости таких же деталей из цветных и черных металлов и сплавов.

Ввиду малого удельного веса капрона (1,15 г/см³) при изготовлении деталей из него достигается значительная экономия в весе и стоимости сырья.

Изделия из капрона изготавливаются на заводе методом литья под давлением. Такой процесс обеспечивает высокую производительность и вытесняет дорогостоящую механическую обработку. Сырье

для деталей являются отходы капронового производства Дарницкого шелкового комбината.

Пресс-формы для изготовления капроновых деталей не представляют сложности, они проектируются и производятся на заводе (рис. 1). На серийных автобусах ЛАЗ-695Б «Львов» и ЛАЗ-697

бываются на винтовых шприц-прессах заводской конструкции. Выпуск всех деталей, предусмотренных программой, обеспечивается гремя такими установками, изготовляющими в год более 240 тыс. деталей.

Чтобы улучшить вид автобуса, для обивки боковых стенок и потолка авто-



Рис. 1. Пресс-форма для изготовления детали из капрона.

«Турист» в настоящее время насчитывается более 30 деталей из капрона.

В результате освоения производства деталей из капрона на Львовском автобусном заводе достигнута экономия свыше 30 тыс. руб. в год.

Для переработки капрона не требуется дорогостоящего оборудования. На Львовском автобусном заводе отходы перера-

буса применяется слоистый пластик Ленинградского завода, а также декоративные молдинги из этилцеллюлозного этрола, изготовляемые для опытных автомобилей на заводе.

Вследствие применения полиуретанового эластичного поропласта пассажирские сиденья автобуса мягкие и комфортабельные. Указанный материал имеет

большое перспективное значение как изоляционный и шумопоглотительный материал.

Применение стеклопластика для изготовления кузова автобуса выгодно, так как кузов имеет детали больших размеров и сложной конфигурации. Вес кузова составляет 40—60% сухого веса автобуса, поэтому снижение веса кузова решающим образом влияет на весовые параметры автобуса, и в связи с этим особенно эффективно применение стеклопластика.

Замена металлических кузовных деталей на пластмассовые дает следующие преимущества:

- 1) сокращение расхода тонколистового металла;
- 2) снижение веса автобуса;
- 3) снижение затрат на инструмент и оборудование, сокращение сроков подготовки производства;
- 4) улучшение антикоррозийных свойств облицовки;
- 5) улучшение звуко- и термоизоляционных свойств;
- 6) улучшение стойкости окраски;
- 7) возможность быстрого изменения архитектурных форм автобуса;
- 8) улучшение декоративной отделки автобуса.

Стеклопластик можно применять для изготовления наружной облицовки кузова автобуса, панелей потолка и верхнего забора воздуха, пассажирских сидений, кожухов колес и т. п.

В экспериментальном цехе завода был оборудован участок для опытного изготовления панелей автобуса из стеклотекстолита на связующем клее БФ-2. Основная сложность и неудобство производства заключались в том, что для изготовления формованных панелей была необходима вакуумная установка и длительная выдержка изделий при температуре 160—180°. В связи с вакуумной формовкой возникает необходимость применения перфолевого мешка, штуцеров, шлангов и т. п.

По технологии Научно-исследовательского института пластмасс изготовление производилось за 3—4 приема: каждые три слоя стеклоткани после нанесения клея БФ-2 кистью должны были подвергаться сушке и вакуумированию в течение 3—4 час. Полученные таким путем панели имели вес в 2—2,5 раза меньше веса стальных панелей при толщине стеклотекстолита 3—3,5 мм (вместо 1,5—1,2 мм у стали).

На Львовском автобусном заводе были изготовлены опытные образцы следующих крупногабаритных панелей автобуса: внутренней панели верхнего забора воздуха, наружной панели верхнего забора воздуха, панели крыши (лобовой), двухместных и одноместных пассажирских сидений и передних куполов крыши.

Эти детали из стеклотекстолита хорошо обрабатываются всеми видами механической обработки, хорошо красятся, не поглощают влаги, легкие по весу.

В 1957—1958 гг. на Львовском автобусном заводе проводились работы по изготовлению стеклопластиковых панелей на связующем материале из полиэфирных смол марок ТГМ-3, МГФ-9 и ГМФ-11 завода имени Дзержинского.

Недостатком этого стеклопластика является то, что он расслаивается, а также впитывает влагу, что сильно влияет на снижение прочности материала.

В августе 1959 г. в экспериментальном цехе завода был сделан первый автобус, наружная облицовка которого была выполнена полностью из пластмассы (рис. 2).

Наружная облицовка передней и задней частей автобуса была изготовле-

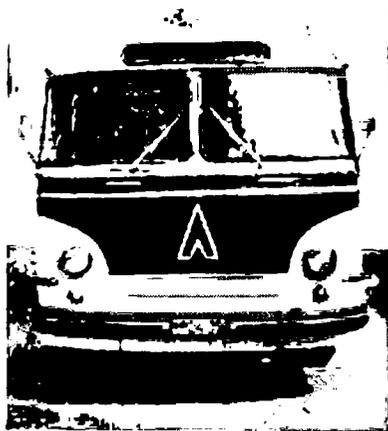


Рис. 2. Общий вид автобуса ЛАЗ-695Б.

на из стеклопластика на полиэфирах, плоские боковые панели облицовки — из

ликвидации воздушных пузырей. Более удобно применять для разделительного слоя 5-процентный водный раствор поливинилового спирта, который после высыхания дает устойчивую пленку. Поверхность изделия получается более качественной и гладкой.

На подготовленную таким образом форму укладывается предварительно подкроенная заготовка из стеклоткани (стеклоткань марки Т, ГОСТ 8481-57) и наносится кистью связующее вещество.

После нанесения последнего слоя форма закрывается целлофановой пленкой для защиты от доступа воздуха. Процесс отверждения стеклопластика длится 10—12 час. при комнатной температуре, после чего пленка удаляется, деталь снимается с формы, обрезается до нужного размера, шпаклюется и красится.

Некоторое неудобство этого связующего вещества состоит в точной дозировке компонентов и малом сроке годности его после добавления ускорителя.

Стеклопластик в затвердевшем состоянии хорошо режется пилой и поддается механической обработке. Поверхность стеклопластика получается гладкой, если форма хорошо подготовлена и отполирована. Готовая панель из стеклопластика имеет законченную форму и дальнейшей вытяжке или гибке не подлежит.

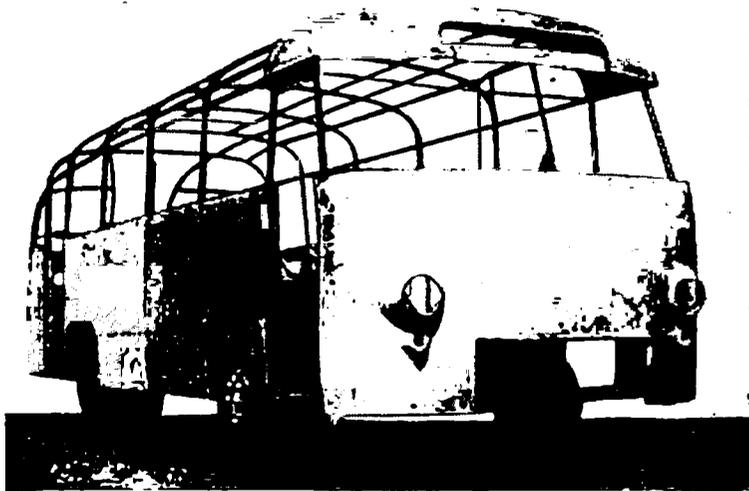


Рис. 3. Общий вид каркаса автобуса, облицованного пластмассой.

стеклотекстолита на связующем клее БФ-2 (рис. 3).

На заводе были проведены опытные работы по производству крупногабаритных панелей холодным отверждением без вакуумирования и повышенных температур.

Технология изготовления этих крупногабаритных панелей такова: металлической форме, соответствующей внутренней конфигурации детали, придается жесткость с помощью каркаса ферменного типа. Для предохранения от прилипания изделия к форме, последняя покрывается перфолевой пленкой из материала ПК-4. Чтобы пленка не сдвигалась, форма смазывается тонким слоем солидола, затем накладывается пленка, разглаживается и укатывается резиновым валиком по форме для лучшего прилегания и

Доступность и несложность рассмотренного метода для выпуска небольшого количества изделий имеет существенные преимущества по сравнению с применением металлических штампованных панелей, для изготовления которых требуются прессы и штампы, что окупится только при массовом производстве.

Ремонт при использовании полиэфирных смол холодного отверждения быстр и прост. Поврежденный участок вырезается, снизу подкладывается металлический лист, на поврежденное место накладывается заплатка из стеклоткани, кистью наносится связующий клей. Слои стеклоткани накладываются вровень с неповрежденной панелью и зажимаются по краям струбцинами. Через несколько часов стеклопластик затвердеет, тогда струбцины снимаются, метал-

лический лист убирается, восстановленное место защищается, окрашивается и ремонт закончен. Весь ремонт панели средних размеров занимает 1,5—2 часа.

Применение связующего вещества холодного отверждения дает большие возможности получать сразу окрашенный стеклопластик при добавлении 5% пигмента и связующего вещества.

Панели верхнего забора воздуха автобуса ЛАЗ-695Б (наружная и внутренняя), изготовленные на Львовском автобусном заводе из стеклопластика, не нуждаются в дополнительной обивке войлоком для шумоизоляции — они поглощают все шумы, идущие из отсека для двигателя.

Низкая стоимость и сокращение сроков подготовки производства формованных панелей из стеклопластика при исключительных возможностях изменений и создания новых архитектурных форм делают стеклопластик удобным материалом для кузова автобуса.

Применение окрашенного просвечивающего стеклопластика для крыши автобуса позволит отказаться от оргстекла, так как такой пластик будет пропускать в салон автобуса мягкий рассеянный свет.

Опытный автобус с пластмассовым кузовом испытывался в заводских условиях, а для получения более полных эксплуатационных данных автобус был передан в автобусный парк, где работал на линии и совершил пробег более 30 тыс. км.

Как обслуживающий персонал, так и пассажиры дали положительные отзывы и отметили благоприятные впечатления по поводу снижения шумов, которые проникали из отсека для двигателя в салон.

Эксплуатация пластмассовых сидений показала целесообразность применения таких сидений для автобусов городского типа. Такие сиденья не царапаются, крепление их к каркасу простое — с помощью винтов.

Вес автобуса с пластмассовым кузовом в результате применения стеклопластика

снижен на 200 кг в основном за счет металлического листа. Значительно улучшились ходовые качества автобуса.

Состояние пластмассового кузова после пробега 30 тыс. км удовлетворитель-

но модель междугородного автобуса «Украина» (рис. 4) с новыми архитектурными формами, в котором передняя и задняя части выполнены из стеклопластика на связующей полиэфирной смоле ПН-1 Ле-

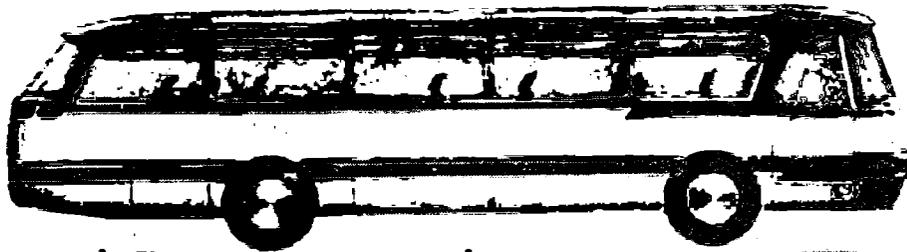


Рис. 4. Общий вид автобуса «Украина».

ное. Однако следует отметить, что крепление стеклопластовых панелей с помощью самонарезающих винтов недостаточно. Об этом говорят нарушения крепления по оконным проемам, над передней пассажирской дверью и задней левой колесной аркой. Крепление стеклопластовых панелей целесообразнее производить с помощью приклейки эпоксидными клеями. Применение металлической армировки приводит к увеличению веса и усложнению технологии изготовления панелей.

Для улучшения и упрощения технологии изготовления крупногабаритных панелей из стеклопластика разработана передвижная установка для напыления связующего и рубленого стекловолокна на форму. Такая установка уже работает в НИИПластмасс и в НАМИ. Применение такой установки позволит отказаться от стеклоткани и механизировать процесс нанесения связующего вещества.

На Львовском автобусном заводе также ведутся работы по изготовлению такой установки.

В 1961 г. на заводе разработана новая

нинградского завода «Слоистые пластики».

Обивка салона этого автобуса изготовлена из стеклопластика с цветной текстурной поверхностью. Пластмассовые панели к стальному каркасу крепятся с помощью эпоксидного клея.

Создание современных архитектурных форм для новой модели автобуса и планирование производства таких автобусов в короткие сроки стало возможным благодаря применению пластмассы, так как для изготовления новых металлических штампованных панелей облицовки и обивки передней и задней части автобуса потребовались бы сложные и дорогостоящие штампы.

В 1962—1963 гг. планируется серийное изготовление автобусов «Украина» с передней и задней частями из стеклопластика.

К. М. АТОЯН, Т. А. КЛЯТИНА

Львовский автобусный завод

Критика и библиография

В. А. Ломовский, Впрыск топлива в транспортные двигатели с принудительным зажиганием, Машгиз, 1958.

3 А ПОСЛЕДНИЕ годы ведутся большие исследования в области впрыска легкого топлива в поршневые двигатели как в нашей стране, так и за рубежом.

Сведения о выполненных работах опубликованы в периодических изданиях в виде отдельных статей. Систематизированных материалов по впрыску легкого топлива со сравнительным анализом различных систем по существу нет. Книга В. А. Ломовского относится к одной из первых работ в этом направлении.

В первой главе книги рассматриваются общие вопросы применения впрыска топлива, преимущества впрыска топлива по сравнению с карбюрированием его, способы подачи топлива в двигатель с искровым поджиганием, влияние момента и давления впрыска на показатели работы двигателя.

Автор, рассматривая общие вопросы применения впрыска топлива, не классифицировал двигатели с различными системами впрыска, поэтому один из основных разделов книги, по-

священный выявлению преимуществ впрыска топлива по сравнению с карбюрированием его, получился растянутым и расплывчатым. Вопросы, связанные с впрыском топлива в двухтактные двигатели, следовало бы вынести в отдельный раздел.

Наиболее рационально в разделе о преимуществах впрыска топлива по сравнению с карбюрированием его построено описание преимуществ по способам питания двигателя. Учитывая, что книга рассчитана на широкий круг читателей, целесообразно подробнее остановиться на анализе тех преимуществ, которые повышают мощностные показатели двигателя с впрыском топлива, и отдельно тех преимуществ, которые повышают экономические показатели.

В этом же разделе имеется замечание автора, что при движении смеси по трубопроводу часть паров топлива конденсируется и оседает на стенки в виде пленки. Однако пленкообразование вызвано в меньшей степени конденсацией паров топлива, а в большей — выпадением из смеси содержащихся в ней капелек топлива.

При карбюрировании топлива пуск двигателя затруднен не из-за обеднения смеси, что можно было бы легко устранить существующими пусковыми приспособлениями карбюратора, позволяющими подавать в цилиндры достаточное количество топлива, а преимущественно ввиду резкой неравномерности состава смеси по цилиндрам при пуске, чего не наблюдается при впрыске топлива.

Раздел о преимуществах впрыска топлива автор заканчивает «... при впрыске улучшаются экономические показатели четырехтактных двигателей на 5—15%, энергетические показатели двигателя при этом повышаются на 3—25%», но при этом совершенно не поясняются широкие пределы изменения показателей двигателей, за счет какого способа питания можно получить максимальную или минимальную величину повышения мощностных и экономических показателей двигателя.

Нельзя согласиться с мнением автора о том, что наиболее целесообразным является впрыск топлива во впускную трубу, где основным преимуществом этого способа перед другими является снижение стоимости топливной аппаратуры (стр. 17 и 71).

Действительно, в настоящее время наиболее распространенным является впрыск топлива во впускную трубу ввиду относительно невысокой стоимости этой аппаратуры по сравнению со стоимостью аппаратуры для впрыска в цилиндр. Однако наиболее целесообразным и перспективным с точки зрения рабочего процесса следует считать впрыск топлива в цилиндр. Этот способ по сравнению с впрыском во впускную трубу имеет ряд других преимуществ, как, например, возможность значительного повышения степени сжатия, послонного смесеобразования и т. п.

Рассматривая способы подачи топлива в двигателе с искровым поджиганием, автор недостаточно ясно изложил возможность применения двухполостных камер при факельном поджигании, а также неправильно пояснил характер смесеобразования в этих двигателях, указывая, что дополнительная камера сгорания должна заполняться на впуске очень богатой горючей смесью с коэффициентом избытка воздуха 0,2—0,3 и что эта смесь невоспламеняемого состава «раздавляется» на такте сжатия бедной смесью из цилиндра до легковоспламеняемого состава.

В этом же разделе имеется неубедительное замечание, что впрыск топлива в цилиндры четырехтактного двигателя в процессе сжатия приводит к довольно резкому снижению мощностных и экономических показателей. Автору следовало бы пояснить данную мысль — показать, что это частное явление, полученное при определенных условиях, и что при других оптимальных условиях его можно избежать. Иначе у неопытного читателя может возникнуть вопрос: стоит ли заниматься сложными системами для впрыска топлива в цилиндр на сжатии, если это приводит «к довольно резкому» ухудшению показателей двигателя.

Раздел «Давление впрыска топлива» неоправданно сокращен и почти не содержит цифрового материала.

Увеличение давления впрыска не всегда приводит к возрастанию дальности топливного факела. При больших давлениях впрыска и малых сечениях сопловых отверстий улучшается качество распыливания. Мелкие капли топлива, обладая малым запасом кинетической энергии, проникают не очень далеко в камеру сжатия, так как более подвержены воздействию аэродинамического сопротивления.

В этом же разделе автор замечает, что давление впрыска топлива при подаче его во впускной трубопровод не превышает 4—5 кг/см² (стр. 27), но в другом месте (стр. 62) указывает, что аппаратурой фирмы Лукас топливо подается под давлением 7 кг/см².

Главу о регулировании двигателей автор правильно начал с описания принципов и области применения количественного и качественного регулирования. Кроме того, он последовательно доказал необходимость использования в качестве регулирующего параметра разрежения во впускном трубопроводе за дроссельной заслонкой.

Заключение автора о том, что в случае постоянства коэффициента избытка воздуха на всех режимах работы двигателя топливный насос должен обеспечивать постоянную цикловую подачу топлива при неизменном положении регулирующего устройства насоса и изменении числа оборотов, недостаточно разъяснено и не увязано с экспериментальными данными (фиг. 19, стр. 30). Из этих данных следует, что в случае повышения числа оборотов двигателя, когда на основных режимах уменьшается коэффициент наполнения, топливный насос для сохранения постоянства коэффициента избытка воздуха должен обеспечивать некоторое уменьшение цикловой подачи. Автору следовало бы более четко подчеркнуть тот фактор, что такое требование к насосу справедливо лишь тогда, когда используется в качестве регулирующего параметра разрежение во впускной трубе за дроссельной заслонкой.

Разделы, посвященные регулирующим устройствам и аппаратуре для впрыска топлива, достаточно полно иллюстрированы четкими и подробными рисунками и схемами, что значительно облегчает ознакомление с различными типами регулирующих устройств, с топливной аппаратурой как для впрыска топлива непосредственно в цилиндр, так и для впрыска во впускной трубопровод.

К сожалению, в книге не сопоставляется работа различных систем регулирования и не приводится сравнительный анализ работы систем впрыска.

Автором не отмечен тот важный фактор, что при движении автомобиля с торможением или накатом, кроме прекращения подачи топлива, следует предусматривать снятие разрежения во впускном трубопроводе и создание противодавления на выпуске во избежание больших расходов масла и для более эффективного торможения.

При изложении материала некоторые обобщения даются автором по небольшому количеству экспериментов на разных двигателях и в различных условиях, что приводит иногда к противоречивым выводам.

Кроме того, не рассматриваются вопросы, касающиеся износа двигателя при впрыске топлива и работы двигателя на всем диапазоне изменения нагрузки.

К сожалению, почти полностью отсутствует отечественный опыт применения впрыска легкого топлива.

Несмотря на отмеченные недостатки, книга В. А. Ломовского заслуживает положительной оценки и может быть полезной не только для инженерно-технических работников, специализирующихся по впрыску топлива, но и для студентов и преподавателей вузов.

Кандидаты техн. наук Н. Н. ГИТЛИН, Л. М. СОБОЛЕВ

ЧИТА

НОВЫЕ КНИГИ

Автоматизация машиностроительных процессов, т. III. Обработка резанием и общие вопросы автоматизации. Изд-во АН СССР, М. 1960, 296 стр. (Ин-т машиноведения), т. 4700, ц. 1 р. 70 к. в пер.

Принципы автоматизации, ее экономичность и условия применения в различных отраслях машиностроения. Современное состояние теории и практики автоматизации технологических процессов механической обработки металлов в СССР и за рубежом.

Для инженерно-технических работников.

Бродский А. Д. и Кан В. Л., Краткий справочник по математической обработке результатов измерений. Стандартгиз, М. 1960, 167 стр., т. 8000, ц. 86 коп. в пер.

Приемы наиболее целесообразных и метрологически обоснованных методов обработки результатов измерений (классические методы обработки погрешностей; обработка результатов измерений, содержащих случайные и систематические погрешности; корреляция и коэффициент корреляции; метод наименьших квадратов; экстраполяция и интерполяция различных функциональных зависимостей; методы сглаживания результатов измерений).

Для инженерно-технических работников, занимающихся различными видами физико-технических измерений.

Васильев В. З., Георгиевский Н. Н., Дубяю А. Д. и др. Справочные таблицы по деталям машин, ч. 2, изд. 4-е испр. и доп. Машгиз, М. 1961, 688 стр., т. 40 000, ц. 2 р. 58 к. в пер.

Данные о валах, осях, подшипниках, муфтах, передачах, редукторах, пружинах, деталях грузоподъемных машин, смазочных устройствах и чертежах в машиностроении. Краткие сведения об электродвигателях.

Для конструкторов и технологов.

Вопросы технологии литейного производства. Под ред. М. В. Шарова. Оборонгиз, М. 1961, 180 стр. (Труды МАТИ, вып. 49), т. 3600, ц. 93 коп. в пер.

Современные методы обработки легких сплавов в жидком состоянии, обеспечивающие повышение плотности отливки. Анализ движения жидкого металла. Тепловые основы теории течения металлов. Характеристики формовочных материалов, применяемых для литья легких сплавов.

Для инженерно-технических работников.

Высокопроизводительный режущий инструмент. Под ред. Н. С. Дегтяренко. М. 1961, 356 стр. (Моск. дом. научно-технической пропаганды им. Ф. Э. Дзержинского), т. 10 000, ц. 1 р. 23 к. в пер.

Новые марки быстрорежущих сталей и твердых сплавов. Конструкции сборных инструментов, инструментов для обработки отверстий жаропрочных и легких сплавов и пластмасс, инструментов для агрегатных станков и автоматических линий. Изготовление и эксплуатация этих инструментов.

Для инженерно-технических работников.

Горяинова А. В., Стеклопластики в машиностроении. Машгиз, М. 1961, 216 стр., т. 10 000, ц. 78 коп. в пер.

Данные о физико-химических и механических свойствах стеклопластиков, методах их получения и технологии изготовления из них листов, труб, стержней, крупногабаритных деталей, штампов, пружин, направляющих золотников, торцовых управлений и пр.

Для инженерно-технических работников.

25-й Международный конгресс литейщиков. 29 сентября — 3 октября 1958 г. Брюссель—Льеж. Пер. Ю. Б. Фейгельсона. Машгиз, М. 1961, 752 стр., т. 2500, ц. 4 р. 49 к. в пер.

Доклады по вопросам теории и практики литейного производства, зачитанные в порядке обмена опытом стран-участниц Международного общества литейщиков.

Для инженерно-технических работников.

Зайгеров И. Б., Регенерация обработанных смесей в литейном производстве. Конструкция и расчет пневматических регенераторов. Машгиз, М. 1961, 183 стр., т. 5000, ц. 65 коп. в пер.

Обзор существующих методов регенерации отработанных смесей и схем оборудования, применяемого для этих целей. Результаты теоретических и экспериментальных исследований работы пневморегенераторов, методы их расчета. Технологические схемы регенерационных установок.

Для инженерно-технических работников.

Згурский В. И., Прогрессивные способы обработки резьбы. Машгиз, Свердловск, 1960, 164 стр., т. 11 000, ц. 63 коп. в пер.

Обзор существующих способов обработки резьбы со снятием и без снятия стружки и применяющегося оборудования. Экономическая эффективность отдельных способов получения резьбы. Выбор наиболее выгодного варианта обработки.

Для конструкторов и технологов.

Костерин Ю. И., Механические автоколебания при сухом трении. Изд-во АН СССР, М. 1960, 76 стр. (Ин-т машиноведения), т. 4000, ц. 30 коп.

Анализ процессов, протекающих на фрикционном контакте. Влияние длительного контакта без относительного смещения, нагрузки и температуры на силу трения. Расчет механических колебаний. Методика проведения и анализа данных экспериментов. Причины возникновения дергания в автомобиле.

Для инженерно-технических работников.

Новое в гидроприводах прессов. Сб. статей. Машгиз, М. 1961, 64 стр. (ЭНИКМаш, вып. 4), т. 3500, ц. 20 коп.

Новые плунжерные насосы конструкции ЭНИКМаш для гидропрессов, отличающиеся простотой, компактностью, устойчивым и высоким объемным к.п.д., а также насосы для масла типа лопастных и шестеренчатых высокого давления. Новые конструкции тарельчатых клапанов, характеризующихся полной герметичностью и применимостью на любых давлениях и рабочих жидкостях. Выбор материалов для манжетных уплотнений и конструкция уплотнительного узла. Применение высоко вязкой рабочей жидкости.

Для инженерно-технических работников.

Труды Третьей Всесоюзной конференции по трению и износу в машинах. Изд-во АН СССР, М. 1960, т. 3500, в пер.:

т. I. Износ и износостойкость. Антифрикционные материалы. 274 стр., ц. 1 р. 60 к.

Теория изнашивания и влияние на износ различных факторов; пути повышения износостойкости металлов. Структурные изменения металлов при трении. Абразивное изнашивание и изнашивание в конкретных условиях службы деталей. Новые антифрикционные материалы.

т. II. Сухое и граничное трение. Фрикционные материалы. 303 стр., ц. 1 р. 80 к.

Развитие науки о сухом трении. Влияние структуры, температуры и среды на механизм трения при скольжении и качении. Представление о механизме граничного трения. Полужидкое трение. Проблемы трения и износа под действием температур. Основы создания повышения стойкости и фрикционных свойств материалов.

т. III. Гидродинамическая теория смазки. Опоры скольжения. Смазка и смазочные материалы. 423 стр. ц. 2 р. 33 к.

Гидродинамическая теория смазки применительно к опорам скольжения. Виды и свойства масел, способы их подачи к трущимся деталям. Рациональные режимы смазки. Изменение состава смазочных материалов при эксплуатации.

Для инженерно-технических работников машиностроения.

Холан К. и Калина А., Уплотнения в машиностроении. Пер. с чешск. А. А. Жукова. Машгиз, М. 1961, 68 стр., т. 5000, ц. 23 коп.

Общая теория и назначение уплотнений. Уплотняющие материалы и выбор типа уплотнения. Уплотнения эластичными смазками и красками. Уплотнение соединений и сальников. Смазка уплотнений.

Для инженерно-технических работников.

Щукин М. М., Сцепные устройства автомобилей и тягачей. Конструкция, теория и расчет. Машгиз, Л. 1961, 208 стр., т. 6500, ц. 70 коп. в пер.

Анализ конструкций тягово-сцепных и опорно-сцепных устройств. Динамическое взаимодействие тягача с обычным и активным прицепами на различных режимах движения с учетом влияния основных конструктивно-эксплуатационных факторов. Методы расчета сцепных устройств и выбор параметров их упругих связей. Коэффициенты динамичности и нагрузочные режимы. Методы испытания сцепных устройств в лабораторных и дорожных условиях.

Для инженерно-технических работников автомобилестроения и автотранспорта.

за каждой машиной выпускаемой заводом

Francis Shaw 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 с непревзойденными рабочими характеристиками.

Специальный вулканизационный пресс Shaw-McNeil 450-55-16 с устройством для выталкивания шин из форм. В числе его конструктивных особенностей находятся следующие:

- ★ Быстродействующее устройство для выталкивания шин из форм
- ★ Нагреваемые паром крышки для эффективной вулканизации
- ★ Устройства для безопасности рабочего и предохранения пресса от перегрузки



Francis Shaw

FRANCIS SHAW & COMPANY LIMITED MANCHESTER II АНГЛИЯ

Телегр. адрес: "CALENDER" MANCHESTER - Телефон: EAST 1313 - Телекс: 66-357

Адрес лондонской к-ры: 22, Great Smith Street London SW1 - Телефон: Abbey 3245
Телегр. адрес: Vibrate London - Телекс: 22250

Адрес канадского отделения: Francis Shaw (Canada) Ltd Grahams Lane Burlington Ontario
Телефон: Nelson 4-2350 - Телегр. адрес: Calender Burlington Ontario - Телекс: Canada Calender Hamilton 021/662

ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВА ФИРМЫ ВО ВСЕХ СТРАНАХ МИРА P4374

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

Цена 40 коп.

**НАША
ПРОИЗВОДСТВЕННАЯ ПРОГРАММА**

Различные машины для **ХОЛОДНОЙ** и **ГОРЯЧЕЙ**
ОБРАБОТКИ МЕТАЛЛОВ

Комплектные установки для изготовления винтов,
гаек и заклепок

Многоступенчатые прессы

„БОЛТМАСТЕР“

„НУТМАСТЕР“

Boltmaster Hotmaster

Автоматические многоступенчатые ковочные прессы

„ХОТМАСТЕР“

Nutmaster

для изготовления без снятия стружки фасонных деталей,
применяемых в автомобильном, мотоциклетном, велосипедном,
трубном, цементном и термическом производстве

Полностью автоматическая прецизионная
ковка колец шарикоподшипников и других
подобных деталей

С 1888 года выпускаются машины для формообразования без снятия стружки



MASCHINENFABRIK PELTZER & EHLEERS

Inh. Friedrich-Karl Koch, Krefeld, Bogenstrasse 46-62 · Telex: 0853874, Telegr.: Peltzerehlers, Krefeld

Станкостроительный Завод Пельтцер и Элерс

Владел. Фридрих-Карл Кох. Крефельд, Богенштрассе 46-62

Телекс: 08 53874, телеграфный адрес: Пельтцерэлерс, Крефельд «ФРГ»