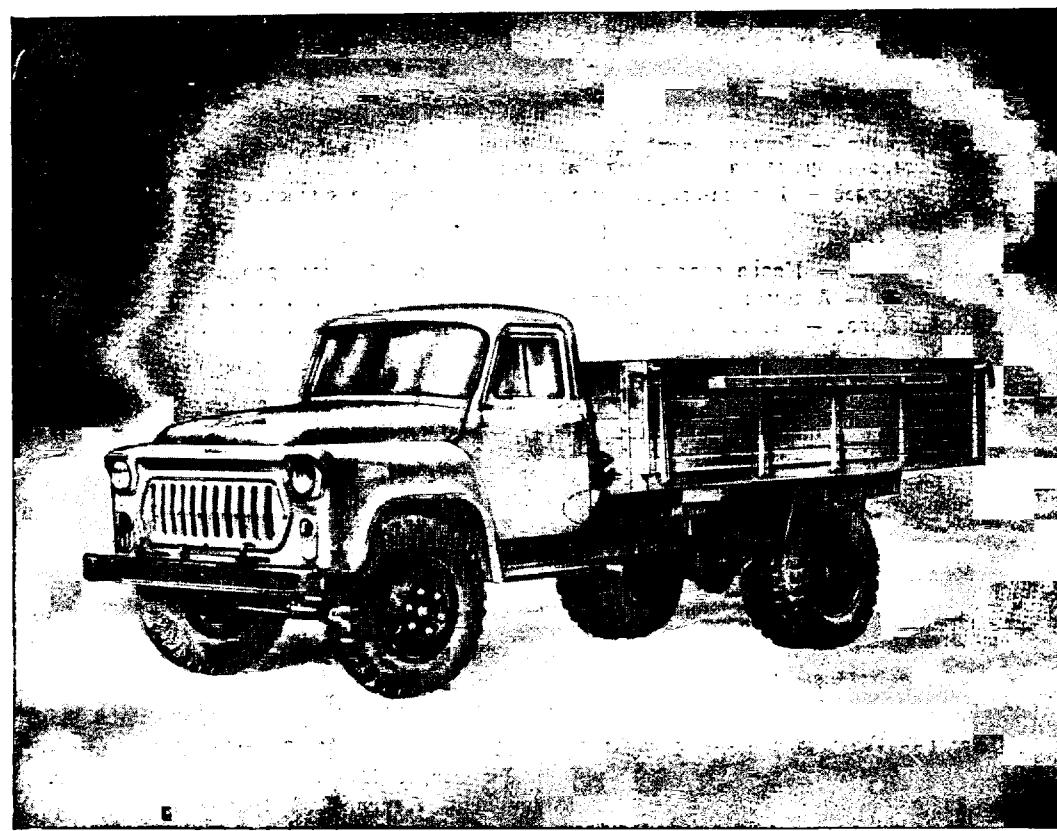


Автомобильная промышленность



12

1961

СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Н. С. Преображенская — К вопросу определения уровня механизации и автоматизации производственных процессов	1
---	----------

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

И. М. Ленин, А. Ф. Никольский — Регулирование мощности двухтактного двигателя с впрыском бензина	5
А. В. Адамович, Ю. А. Коган — Испытания верхнеклапанных газораспределительных механизмов высокогооборотных двигателей	8
Г. А. Крестовников, В. И. Певунчиков — К методике определения тяговых характеристик грузового автомобиля на неустановившихся режимах торможения	10
А. А. Токарев — Определение эксплуатационных расходов топлива городскими автобусами	12
В. И. Шаховцев — К вопросу о надежности систем зажигания	18
Ю. И. Боровских, Ю. И. Майзенберг, Л. К. Егоров — Исследование падений напряжения в стартерной цепи автомобилей	22
Ю. М. Горский, В. В. Титов — Полупроводниковые приборы для измерения скорости вращения коленчатого вала и угла опережения или угла впрыска топлива в двигателях внутреннего сгорания	25
А. А. Здановский — 24-вольтовое электрооборудование автомобилей с двигателем с воспламенением от сжатия	28

ТЕХНОЛОГИЯ

А. И. Павлючук, Б. Н. Кириллин, И. С. Яковлев, Н. Н. Вологжанинов — Новая технология обработки гильз плунжерных пар на одношпиндельных автоматах	30
В. Ф. Романов, Г. В. Шабанова — Абразивное шевингование зубьев закаленных цилиндрических шестерен	33
А. В. Новиков — Балансировка деталей автоматической коробки передач и гидротрансформатора легковых автомобилей ГАЗ	37
И. И. Карпилес — Штамп-полуавтомат для выдавливания смазочной канавки	39

ИНФОРМАЦИЯ

М. Л. Минкин — Новая отраслевая нормаль на автомобильные радиаторы . .	40
А. А. Белик — Автомат трехкратного обжатия пружин	42
А. П. Ковырков — Пьезоэлектрическая система зажигания	42

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

А. А. Кречетов — Рецензия на книгу С. И. Ефремова «Ремонт штампов в автомобильном производстве», Горьковское областное изд-во, 1961	44
Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1961 г.	44

На обложке — Грузовой автомобиль ГАЗ-53 Горьковского автозавода.

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. Модель.

Корректор З. М. Пивоварова.

Сдано в производство 7/X 1961 г.
T-13708. Тираж 14925 экз. Печ. л. 6 Уч.-изд. л. 9. Бум. л. 3.

Подписано к печати 22/XI 1961 г.
Формат 60×92 $\frac{1}{2}$. Зак. 4852.

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

Автомобильная промышленность

Орган Государственного комитета Совета
Министров СССР по автоматизации
и машиностроению

Ежемесячный
научно-технический
журнал

№ 12

ДЕКАБРЬ 1961

ГОД ИЗДАНИЯ — XXVII

Экономика и организация производства

К вопросу определения уровня механизации и автоматизации производственных процессов

Н. С. ПРЕОБРАЖЕНСКАЯ
НИИАТавтопром

РАЗВИТИЕ механизации и автоматизации производства особенно переход к комплексной механизации и автоматизации, выдвигает задачу измерения их уровня. Над решением этой задачи в настоящее время работают коллективы научно-исследовательских институтов и предприятий.

Определение фактического уровня механизации и автоматизации практически необходимо для оценки существующего положения механизации и автоматизации различных производственных процессов; сравнения уровня механизации на аналогичных процессах; выделения участков и операций с ручными работами и приемами в целях принятия мер по их механизации; установления очередности для перехода к комплексно-механизированным цехам и предприятиям, а также создания исходных данных для планирования развития механизации и автоматизации.

По заданию Государственного комитета Совета Министров СССР по автоматизации и машиностроению восемь машиностроительных отраслевых институтов при ведущем институте ВПТИТЯЖМАШ разработали методику укрупненного определения уровня механизации и автоматизации производственных процессов, рекомендуемую для отраслей машиностроения¹.

Методикой предусматривается определение уровня механизации и автоматизации по пяти ступеням, схематическая характеристика которых дана в табл. I.

Уровень механизации и автоматизации в настоящей методике определяется как отношение механизированного, автоматизированного труда к сумме механизированного, автоматизированного и ручного труда при помощи трех следующих показателей, характеризующих различные стороны механизации и автоматизации и взаимно дополняющих друг друга:

- 1) степень охвата рабочих механизированным трудом;
- 2) уровень механизированного труда в производственном процессе (удельный вес времени механизированного труда в общих затратах труда);
- 3) уровень механизации и автоматизации производственных процессов.

¹ В данной статье излагаются основные положения указанной методики и некоторые вопросы ее применения в автомобилестроении.

Степень охвата рабочих механизированным трудом исчисляется процентным отношением числа рабочих, занятых на механизированных работах, к общему числу рабочих и определяется по формуле

$$C_m = \frac{P_m}{P} \cdot 100 = \frac{M_m}{P_m + P_p} \cdot 100, \quad (1)$$

где C_m — степень охвата рабочих механизированным трудом в %;

P_m — число рабочих, выполняющих работу механизированным способом;

P_p — число рабочих, выполняющих работу ручным способом;

P — общее число рабочих.

Для механизированно-ручного производства степень охвата рабочих механизированно-ручным трудом или простейшей механизацией определяется соответственно как процентное отношение числа рабочих, применяющих ручной механизированный инструмент, к общему числу рабочих.

Основным требованием к правильному определению степени охвата рабочих механизированным трудом и последующему изучению уровня механизации является четкий и единообразный порядок отнесения рабочих к выполняющим работу механизированным или ручным способом. Рекомендуется использование классификации ЦСУ, применяемой при учете состава рабочих по профессиям (инструкция ЦСУ 1959 г.).

В связи с тем, что классификация ЦСУ не выделяет рабочих, занятых в механизированно-ручных процессах, а также содержит значительную группу рабочих смешанного труда, произведена конкретизация классификации.

Так, к рабочим механизированно-ручного труда согласно методики отнесены формовщики с пневмотрамбовками, обрубщики с пневмозубилами, электро- и газосварщики, наладчики штампов, применяющие ручной механизированный инструмент (электрошлифовальный круг); пиromетристы, пескоструйщики, маляры-пульверизаторы, полировщики со шлифовальными кругами, рихтовщики и др.

Таблица 1

Ступени механизации	Орудия производства	Роль человека в производственном процессе	Характер выполнения			Характер увязки операций
			основных технологических операций	вспомогательных операций	управления	
Механизированно-ручное производство (простейшая механизация)	Простейшие механизмы и механизированный инструмент, получающий энергию от специального источника	Выполнение работ вручную с помощью простейших механизмов и механизированного инструмента	Часть операций механизирована с помощью простейших механизмов и механизированного инструмента		Вручную	Могут быть не увязаны по времени
Механизированное производство	Машины и механизмы	Выполнение работы при помощи машин и механизмов	Механизированы	Частично механизированы	Отдельные операции механизированы (управление станком)	В основном увязаны по ритму всего процесса
Комплексно-механизированное производство	Машины и механизмы, транспортные средства	Выполнение работы при помощи машин и механизмов	Механизированы по всему циклу			
Автоматизированное производство	Машины, механизмы, автоматы	Наладка, наблюдение и управление ходом производственного процесса	Выполняются автоматически	Отдельные операции выполняются автоматически	Отдельные операции механизированы и автоматизированы	Могут быть не увязаны по времени
Комплексно-автоматизированное производство	Машины, механизмы, автоматы, выполняющие технологические, вспомогательные, транспортные операции и функции управления	Наблюдение за ходом производственного процесса	Выполняются автоматически без участия человека	Выполняются автоматически	Все операции автоматизированы	Ритмы всех операций увязаны между собой и с ритмом всего процесса

Применительно к автомобильной промышленности дополнительно разработан перечень профессий рабочих механизированного и ручного труда, относимых ЦСУ к смешанной группе. К группе рабочих, занятых механизированным трудом, относятся: брикетировщики, завальщики, загрузчики, закладчики, засыпщики шихты, заливщики и подсобные рабочие, выполняющие работу с применением механизмов.

К рабочим ручного труда отнесены грузчики, навальщики, дробильщики вручную, клещевые, а также мойщики, пропитчики, сортировщики, тяжелажники и другие рабочие, выполняющие работу вручную при конвейерах, транспортерах, машинах и механизмах.

Для отраслей массово-поточного производства с конвейерной сборкой машин важно правильное распределение рабочих, занятых на сборке машин и их агрегатов. Поэтому данная методика предусматривает в сборочных цехах и на отдельных сборочных участках отнесение рабочих, выполняющих работу на конвейере с принудительным ритмом при помощи механизированного инструмента, к числу рабочих, занятых механизированным трудом. Рабочие этих цехов и участков, производящие работу о механизированным инструментом не на конвейере, относятся к рабочим механизированно-ручного производства, а рабочие, работающие на конвейере с немеханизированным инструментом относятся к рабочим ручного труда.

В тех случаях, когда рабочие выполняют часть работ механизированным способом, а часть вручную, отнесение их к той или иной категории производится в зависимости от того, какая из этих работ занимает наибольший удельный вес в течение рабочего дня.

Показатель степени охвата рабочих механизированным трудом вскрывает количество и удельный вес рабочих механизированного и ручного труда каждого участка, цеха, предприятия и отрасли в целом, позволяет выявить участки сосредоточения основного количества рабочих ручного труда и помогает целенаправить мероприятия на механизацию этих процессов производства.

Положительными сторонами этого показателя является также простота его определения и сводимость по всем звеньям производства от первичного участка до отрасли.

Недостатком показателя степени охвата рабочих механизированным трудом является то, что он вскрывает только количественную сторону уровня механизации, не характеризуя качественную сторону.

Показатель не отражает, какими средствами механизации оснащено предприятие: высокопроизводительными современными или отсталыми.

Другой недостаток состоит в некоторой статичности показателя. Так, при внедрении высокопроизводительных машин и автоматов, заменяющих по производительности нескольких рабочих, число рабочих механизированного труда в числителе дроби может относительно уменьшиться так, что процент ох-

вата механизированным трудом не будет динамически возрастать.

Поэтому приводимый показатель наиболее применим для периодического и единовременного количественного учета и менее применим для сопоставления уровня механизации в его развитии. Исходя из таких особенностей этого показателя, нужно рассмотреть его в системе с другими показателями уровня механизации и автоматизации.

Второй показатель, называемый уровнем механизации труда $Y_{\text{мт}}$, определяет удельный вес затрат времени на механизированных процессах к общим затратам времени на весь производственный процесс и исчисляется по следующей формуле:

$$Y_{\text{мт}} = \frac{T_m}{T_m + T_p} \cdot 100, \quad (2)$$

где $Y_{\text{мт}}$ — уровень механизированного труда в производственном процессе (удельный вес времени механизированного труда в общих трудозатратах);

T_m — время механизированного труда;
 T_p — время ручного труда.

В связи с тем, что рабочие, занятые механизированным трудом на оборудовании, выполняют часть операций вручную, при измерении уровня механизации должна быть сделана поправка на действительную долю времени, затраченную этими рабочими при помощи механизмов. Этой цели служит коэффициент K , выражающий отношение времени механизированного труда (машинного времени и времени на механизированные вспомогательные приемы) к общим затратам оперативного времени на данном оборудовании или рабочем месте.

С учетом этого коэффициента формула (2) преобразуется так:

$$Y_{\text{мт}} = \frac{\Sigma P_a K}{P_m + P_p} \cdot 100 = \frac{\Sigma P_a K}{P} \cdot 100, \quad (3)$$

где P_a — число рабочих, занятых механизированным трудом на данном рабочем месте;

ΣP_a — число рабочих, занятых механизированным трудом на участке (цехе);

P_p — число рабочих, занятых только ручным трудом на участке (цехе);

P — общее число рабочих на участке ($P_m + P_p$).

Итак, задача показателя удельного веса затрат времени механизированного труда в общих затратах труда заключается в определении доли действительно механизированного труда в труде всех рабочих. Но и этот показатель неполностью отражает качественную сторону механизации, а именно различную производительность оборудования, а также многостаноч-

ность обслуживания. Поэтому установлен третий показатель — уровень механизации и автоматизации производственных процессов Y_n , который представляет собой отношение приведенных затрат времени механизированных процессов к общим приведенным затратам времени и выражается следующей формулой:

$$Y_n = \frac{\Sigma P_a M K P}{\Sigma P_a M K P + \Sigma P_a (1 - K) + P_p} \cdot 100 = \frac{\Sigma P_a M K P}{P_1} \cdot 100, \quad (4)$$

где P_a — число рабочих, занятых механизированным трудом на данном рабочем месте;

M — коэффициент обслуживания, выражающий количество единиц оборудования, приходящегося на одного рабочего в наибольшую смену (величина, обратная коэффициенту многосточности);

P — коэффициент производительности оборудования;

P_1 — общее число приведенных рабочих на данном участке.

Числитель дроби выражает затраты времени, приведенные к условиям работы при низшей производительности оборудования, принятого за базу.

Знаменатель дроби в формуле (4) включает приведенные затраты всего труда, состоящие из затрат механизированного труда $\Sigma P_a M K P$, доли затрат времени на ручные приемы рабочих, занятых при механизмах $\Sigma P_a (1 - K)$ и, наконец, число рабочих, занятых ручным трудом P_p .

С помощью формулы (4) можно определить уровень механизации и автоматизации на всех важнейших ступенях их развития.

Так, при необходимости определения уровня комплексной механизации производственных процессов в числителе формулы указываются количество рабочих, охваченных только комплексной механизацией, и коэффициенты, соответствующие оборудованию, входящему в комплексно механизированную линию или участки.

При необходимости определения уровня автоматизации производственных процессов в числителе формулы указываются количество рабочих, занятых на автоматизированном оборудовании, и коэффициенты, соответствующие этому оборудованию.

Таким образом, показатель определения уровня механизации и автоматизации производственных процессов обладает следующими положительными качествами:

1) отражает не только количественную, но и качественную сторону механизации и влияние производительности оборудования;

2) учитывает влияние форм организации труда, а именно многосточность обслуживания;

3) является универсальным показателем для измерения уровня механизации и автоматизации на всех ступенях их развития;

4) представляет собой измеритель развития уровня механизации и автоматизации в динамике;

5) создает определенную преемственность в сочетании с двумя предыдущими показателями для всестороннего определения уровня механизации и автоматизации.

Важнейшую роль в правильном определении уровня механизации и автоматизации играют коэффициенты, вводимые в формулы.

Коэффициент механизации K определяет отношение времени механизированного труда ко всем затратам времени на определенном рабочем месте и оборудовании.

Для случаев, когда время ручных приемов не перекрывается временем машинных приемов, коэффициент K исчисляется по следующей формуле:

$$K = \frac{T_m + T_{vm}}{T_{on}} = \frac{T_m + T_{vm}}{T_m + T_{vm} + T_p}, \quad (5)$$

где T_m — время машинных процессов (основное);

T_{vm} — время вспомогательных процессов и приемов, выполняемых механизированным способом;

T_p — время не перекрываемых машинным временем ручных приемов;

T_{on} — оперативное время.

В случаях, когда имеются ручные приемы, перекрываемые и не перекрываемые машинными процессами, особенно на ли-

тейном и кузнецно-прессовом оборудовании, в знаменатель формулы добавляется время ручных приемов, перекрываемых машинными процессами.

Для таких случаев

$$K = \frac{T_m + T_{vm}}{T_m + T_{vm} + T_p + T_{pn}} = \frac{T_m + T_{vm}}{T_{on} + T_{pn}}, \quad (6)$$

где T_{pn} — время ручных приемов, перекрываемое машинными процессами.

Для термических, химических, гальванических и других процессов, выполняемых в печах, ваннах и камерах, особенностью является определение коэффициента K только по времени вспомогательных приемов при обслуживании агрегата. При этом время нахождения детали в агрегате не учитывается, а коэффициент исчисляется по отношению времени механизированных приемов загрузки, выгрузки ко времени всех вспомогательных приемов. Кроме наиболее общих случаев определения коэффициента K по формуле (5), имеются некоторые особенности по определению его для многосточного обслуживания, механизации, механообработки и для комплексно-механизированных и автоматических линий, по которым методикой предусмотрены соответствующие варианты.

Так, при многосточном обслуживании, имеющем большое распространение на заводах автомобильной промышленности, коэффициент K определяется по сумме времени группы станков, обслуживаемых одним рабочим.

Особенностью определения коэффициента K для комплексно-механизированных поточных линий является его определение в целом по линии, по суммарному времени и соответственно отнесение к сумме механизированного времени не только основных и вспомогательных приемов, но также всех механизированных межоперационных транспортных операций и загрузки-выгрузки на первой и последних операциях.

На автоматических линиях в связи с увязкой времени на всех операциях коэффициент K определяется в соответствии с тактом автоматической линии по формуле

$$K = \frac{Ar + T_{vm}}{Ar + T_{vm} + T_p}, \quad (7)$$

где A — такт автоматической линии;

r — число рабочих позиций (без загрузки и выгрузки);

T_{vm} — время вспомогательных приемов по загрузке и выгрузке, выполняемых механизированным способом;

T_p — время ручных вспомогательных приемов по загрузке и выгрузке.

В целях единобразия счета и простоты пользования в методике предложена примерная таблица коэффициентов I , где при продолжительности работы механизированным инструментом и простейшим механизмом, например, 0,7 смены коэффициент I составляет 0,22, а при использовании его в течение всей смены — соответственно 0,3.

Практически величины коэффициента K были исчислены по материалам обследования металлорежущего, кузнецкого, литьевого и другого оборудования и сведены в методике по аналогичному универсальному оборудованию с учетом различной оснащенности в качестве обобщенных коэффициентов, которые могут быть использованы при определении уровня механизации на машиностроительных предприятиях.

По специальному и специализированному металлорежущему оборудованию рекомендуется пользоваться коэффициентами, разработанными для каждой отрасли машиностроения, причем автомобильное представлено с учетом специфики отрасли.

В автомобильной промышленности, где на все операции технологического процесса разработаны инструкционные карты, коэффициент K исчислен на основе этой системной документации, где кроме операционного времени указано время механизированных вспомогательных приемов. В случаях, когда в инструкционных картах не выделяется механизированное вспомогательное время, применялся хронометраж.

Проведено определение коэффициентов K по заводам-представителям каждой группы предприятий. Так, для автомобильных заводов — по Горьковскому и Минскому автозаводам, для автобусных — по Львовскому автобусному заводу, для заводов, изготавливающих прицепы — по Йрбитскому прицепному заводу, для специализированных агрегатных заводов — по Московскому автоагрегатному заводу, для заводов запасных частей — по Минскому заводу запасных частей.

Исчисление коэффициентов проводилось по всем основным группам оборудования и видам производств.

Полученные значения коэффициентов K правильно отразили тенденции в соотношениях механизированного и ручного труда.

При этом наиболее высокий уровень имеют коэффициенты на подетально-специализированных заводах, выпускающих ограниченную номенклатуру изделий, что видно из табл. 2.

Таблица 2

Характеристика группы заводов	Завод	Значение коэффициента K по металлорежущему оборудованию основного производства
Специализированные заводы деталей и узлов	Минский запасных частей Московский автоагрегатный	0,78 0,76
Комплексные автомобильные заводы	Горьковский Минский	0,71 0,71
Автобусные и прицепные заводы	Ирбитский автоприцепный Львовский автобусный	0,65 0,55

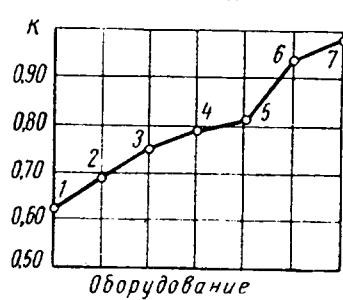
Разработка коэффициентов K по металлорежущему оборудованию автомобильной промышленности проведена по данным обследования 10 000 станков по группам: универсальные, специализированные, специальные, агрегатные, полуавтоматы, автоматы и станки, встроенные в автоматические линии.

Исчисление коэффициентов проводилось по всем основным группам оборудования: универсальное (точка 1 на рисунке);

специализированное (точка 2); специальное (точка 3); агрегатное (точка 4); полуавтоматы (точка 5); автоматы (точка 6); станки в автоматических линиях (точка 7).

По каждой из этих групп были выведены средневзвешенные коэффициенты.

Кривая коэффициентов показывает, что значение коэффициентов K возрастет по мере специализации станков (от 0,62 по универсальным



станкам до 0,75 по специальным); по мере автоматизации операций рабочего цикла станков (от 0,62 по универсальным до 0,98 по автоматическим).

Более детальное рассмотрение коэффициентов K по отдельным типам станков подтверждает влияние специализации и автоматизации на повышение коэффициента. Так, по токарным станкам коэффициент возрастает от 0,58 до 0,95, сверлильным от 0,57 до 0,75, протяжным от 0,54 до 0,97, шлифовальным от 0,63 до 0,97 и т. д.

Кроме коэффициента механизации, большое значение имеет коэффициент, учитывающий многостаночность обслуживания, широко распространенную в автомобильной промышленности. Так, 10 000 обследованных металлорежущих станков механосборочных цехов обслуживаются в наибольшую смену только 4100 рабочих, или на каждого рабочего приходится 2,44 станка.

Для иллюстрации большого значения многостаночного обслуживания достаточно указать, что число рабочих, обслуживающих несколько станков, составит в механических цехах Горьковского автозавода свыше 75%.

Чтобы поставить участки, цехи и предприятия в сравнимые условия, в формуле (4) предусматривается поправка на коэффициент обслуживания — величину, обратную коэффициенту многостаночности. Показатель обслуживания станков одним рабочим является величиной статистической, отражающей существующую устойчивую форму организации труда, построенную по принципу совмещения машинного времени одного станка с ручным временем другого станка на одном рабочем месте.

При этом сочетание станков в поточном производстве может быть самым разнообразным: универсального и специального станков, токарного, сверлильного и фрезерного станков на одном рабочем месте и потому коэффициент обслуживания может быть выражен в целом по типовым цехам-представителям без группировки по видам и типам оборудования. Сред-

ние коэффициенты обслуживания и многостаночности даны в табл. 3.

Таблица 3

Завод	Количество станков на одного рабочего в наибольшую смену (коэффициент обслуживания)	Количество рабочих на один станок (коэффициент многостаночности)
Горьковский автомобильный	2,72	0,37
Минский автомобильный	2,42	0,48
Львовский автобусный	1,94	0,51
Минский запасных частей	2,16	0,46
Московский автоагрегатный	1,87	0,53
Ирбитский автоприцепный	1,20	0,83

Третьим коэффициентом в формуле определения уровня механизации и автоматизации является коэффициент производительности оборудования Π , выражающий отношение производительности прогрессивного оборудования к наименее производительному оборудованию, принятому за эталон по каждой группе оборудования. Более детальная разработка таких коэффициентов является объектом работы институтов в настоящее время.

Однако приведенные укрупненные примерные коэффициенты Π , включенные в методику определения уровня механизации и автоматизации, уже дают некоторую возможность их применения для проведения работы на предприятиях. В целях определения коэффициента Π металлорежущее оборудование разделено на пять групп:

- 1) станки для токарных, резьбонарезных и расточных работ;
- 2) станки для сверлильных и протяжных работ, развертки отверстий, зенкерования, подрезки торцов;
- 3) станки для обработки плоскостей;
- 4) станки для зуборезных и зубонакатных работ;
- 5) станки для шлифования, хонингования и суперфиниширования.

Внутри каждой группы станки, в свою очередь, разбиты по степени их специализации и автоматизации: универсальные (без специальной наладки), специализированные и специальные, полуавтоматы, автоматы.

В каждой из указанных групп за единицу принимается универсальное оборудование наименшей производительности, а станки более высокой производительности, заменяющие универсальные, имеют коэффициент более 1. Так, например, в группе токарных, резьбофрезерных и расточных станков, за эталон принят токарно-винторезный универсальный станок типа 1-А-62, которому присвоен коэффициент Π , равный 1, токарно-карусельные станки до диаметра 1 м имеют коэффициент 1,5, горизонтально-расточные — 1,7, токарные специальные для обработки коленчатых валов — 3,5, вертикально-расточные двухшпиндельные и токарные полуавтоматы с программным управлением — 4,0, резьбонакатный — 6,0 и т. д.

При определении коэффициентов учитывается количество шпинделей. По каждому виду оборудования в случае его включения в автоматические линии предусмотрен коэффициент повышения производительности по сравнению с его индивидуальной работой. Такое повышение производительности составляет по отдельным типам станков 1,1—1,2. По кузнечному, литейному, сварочному оборудованию также произведено предварительное определение коэффициентов производительности оборудования в зависимости от его оснащения. Укрупненные коэффициенты, приведенные в методике, могут быть использованы до разработки их в более уточненном виде.

В связи с тем, что производительность оборудования может колебаться при обработке различных деталей, в дальнейшем должна быть проведена дифференциация коэффициентов по отдельным группам деталей.

Коэффициенты производительности определяются как отношение трудоемкости изготовления детали-представителя на универсальном оборудовании T_0 с наиболее низкой производительностью, принятой за базу, к трудоемкости изготовления этой же детали на более прогрессивном оборудовании T_1 по формуле

$$\Pi = \frac{T_0}{T_1}. \quad (8)$$

Пользуясь изложенной системой понятий, ступеней механизации и автоматизации, показателей и коэффициентов, необходимо

димых для их исчисления, можно определить уровень механизации для каждого рабочего места, участка, цеха и вида производства.

Определение сводного показателя по предприятию в целом и отрасли, как показало исследование, проведенное в 1960 г., также возможно, но не дает полностью сопоставимых результатов, так как сводные показатели уровня механизации зависят от цеховой структуры предприятия, его комплексности, специализации, удельного веса вспомогательных рабочих и ряда других факторов, различно влияющих на высоту сводных показателей.

Практическое определение степени охвата рабочих механизированным трудом, проведенное НИИАВтоПромом на ряде заводов автомобильной промышленности (табл. 4), показало, что по основным технологическим процессам свыше 70% рабочих вооружены машинами и механизмами и, кроме того, 10% рабочих охвачены простейшей механизацией или машинно-ручным трудом.

Актуальным вопросом, уже неоднократно поднимавшимся на страницах журнала «Автомобильная промышленность», до настоящего времени является значительный разрыв между степенью охвата механизацией рабочих на производственных и вспомогательных работах. Это показывает, что внимание технических служб заводов до сих пор направляется главным образом на механизацию основных технологических процессов.

Такой разрыв в ряде случаев создает затруднения в осуществлении комплексной механизации участков и цехов.

По отдельным видам производств необходимо отметить недостаточный охват механизацией рабочих литейного производства, в котором труд более половины рабочих не механизирован.

Весьма низок охват рабочих механизацией в кузовном и деревообрабатывающем производстве, где занято около

Таблица 4

Виды производств	Производственные процессы	Вспомогательные работы в основном производстве	Вспомогательные службы цехов	Всего по видам производств
Литейное	57,4	32,8	7,3	41,8
Кузнечное	83,4	22,0	9,4	44,7
Холоднотяжелое . . .	77,6	12,0	22,3	47,9
Рессорное	57,5	26,6	19,6	43,9
Кузовостроение . . .	48,3	17,9	10,7	33,3
Деревообработка . . .	40,2	5,2	11,0	25,0
Термическая обработка	95,7	16,2	10,2	54,0
Гальванопокрытие . .	92,8	3,9	6,0	58,0
Механообработка . . .	88,4	8,3	19,5	55,9
Сборка	55,6	17,1	9,2	45,6
Итого .	71,4	14,5	15,0	47,3

40 000 чел. Многообразие процессов кузовостроения, разная структура организации кузовных цехов на автозаводах, различие методов изготовления кузовов для грузовых, легковых автомобилей и автобусов, обусловили недостаточную унификацию технологии, раздробленность и низкий уровень механизации в этих цехах.

К видам работ, отстающих по механизации, относится сборка автомобилей и их агрегатов, которая еще мало оборудована сборочными автоматами и полуавтоматами, где недостаточно внедряются механизированные сборочные стойки для узловой сборки и не везде, где возможно, внедряется механизированный и многошпиндельный сборочный инструмент.

Конструирование Исследования Испытания

Регулирование мощности двухтактного двигателя с впрыском бензина

Д-р техн. наук И. М. ЛЕНИН, А. Ф. НИКОЛЬСКИЙ

Московский автомеханический институт

РЕГУЛИРОВАНИЕ мощности двигателей внутреннего сгорания может производиться качественным, количественным и смешанным изменением горючей смеси. Количественное и смешанное регулирование двухтактных двигателей с впрыском бензина и электрическим зажиганием до настоящего времени распространения не получило.

Поставленные фирмой ДКВ в конце 30-х гг. опыты по осуществлению качественного регулирования двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой и электрическим зажиганием не вышли за рамки исследовательских работ [1]. Смешанное регулирование двухтактного авиационного двигателя фирмы «Юнкерс» о прямоточной продувкой и впрыском бензина использовалось только на экспериментальных образцах, выпущенных небольшой серией в начале сороковых годов [2].

Нераспространенность указанных способов регулирования двухтактных двигателей о впрыском бензина и электрическим зажиганием объясняется: в первом случае — малыми пределами воспламеняемости обедненных горючих смесей, во втором случае — получением незначительного экономического эффекта при работе двигателя на переменных режимах.

При качественном регулировании двухтактных двигателей, работающих на легких топливах, пределы изменения состава горючей смеси значительно сужены, а применение автоматиче-

ских регулирующих устройств позволяет получить сравнительно высокие экономические показатели.

Поэтому количественный способ регулирования двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой, впрыском бензина и электрическим зажиганием, работающих на переменных режимах, в настоящее время является единственно приемлемым. Замена процессов карбюрации впрыском бензина не вносит существенных изменений в принцип количественного регулирования двухтактных и четырехтактных двигателей, вследствие чего между подаваемыми в цилиндр воздухом и топливом должно существовать определенное соотношение.

Характерной особенностью количественного регулирования являются устройства, связывающие количества воздуха и топлива, поступающих в цилиндр, причем их соотношение определяется в основном скоростными и нагрузочными режимами работы двигателя.

В двухтактном двигателе ИЖ-49 с впрыском бензина непрерывной топливной аппаратурой МАМИ [3] коэффициент избытка воздуха в рабочем диапазоне скоростных и нагрузочных режимов изменяется на экономичном составе горючей смеси от 0,82 до 1,03 и на мощностном составе близок к 0,90.

Падение коэффициента избытка воздуха при дросселировании двигателей прежде всего обусловлено возрастанием относительного количества остаточных газов.

Эта особенность в двухтактных двигателях выражена больше чем в четырехтактных и является следствием худшей очистки цилиндра в процессе газообмена. При количественном регулировании двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой и впрыском бензина на частичных нагрузках, по мере открытия дроссельной заслонки, экономичная горючая смесь должна обедняться, а при подходе к полной нагрузке ее следует резко обогащать для получения мощностного состава.

Цикловые расходы топлива ΔG_t двигателем ИЖ-49, оставшиеся в цилиндре после закрытия

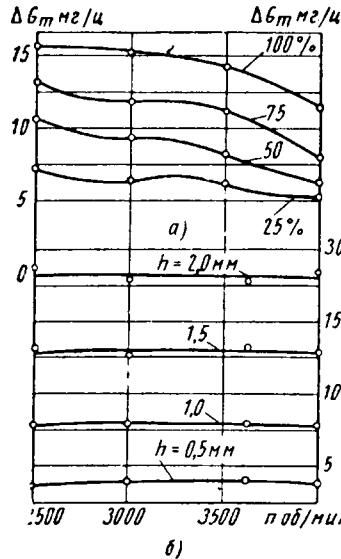


Рис. 1. Зависимость цикловых расходов топлива двигателем ИЖ-49 с впрыском бензина и производительности топливного насоса МАМИ от скоростного режима.

В то же время цикловая производительность топливных насосов МАМИ с регулировкой подач при помощи изменения активного хода плунжера h (рис. 1, б) в рабочем диапазоне скоростных режимов близка к постоянной при неизменном положении рейки. Следовательно, при оборудовании двухтактного двигателя ИЖ-49 непрерывной топливной аппаратурой МАМИ возникает необходимость включения дополнительного устройства, обеспечивающего соответствие характера протекания кривых активных цикловых расходов топлива двигателем и цикловых топливоподач насосом.

Для создания автоматически действующего устройства, в дальнейшем называемого режимным регулятором, необходим параметр, связывающий цикловые расходы воздуха и топлива в заданных соотношениях на всех скоростных и нагрузочных режимах и обеспечивающий надежную взаимосвязь между работающим двигателем и топливодозатором.

Таким эффективно действующим параметром может быть разрежение за дроссельной заслонкой воздухоподводящего патрубка ($\Delta P_{дат}$).

Однако в двухтактных двигателях с кривошипно-камерной продувкой линейная зависимость между наполнением цилиндра и разрежением за дроссельной заслонкой, характерная для четырехтактных двигателей, в известной мере нарушается вследствие прямого выброса в период газообмена.

Следовательно, наивыгоднейшая характеристика топливоподач двухтактного двигателя с впрыском бензина будет определяться в зависимости от разрежения за дроссельной заслонкой с учетом величин прямого выброса и может корректироваться соответствующим подбором пружин топливодозатора.

Таким образом, использование разрежения за дроссельной заслонкой в качестве основного командного параметра регулятора режимов двухтактного двигателя ИЖ-49 с впрыском бензина позволяет выполнить механизм топливодозатора прямого действия с относительно простой схемой процесса регулирования, что имеет решающее значение при установке подобной аппаратуры на конструктивно простом двигателе.

В период исследования процессов газообмена двухтактного двигателя ИЖ-49 установлено, что количество воздуха, подаваемого продувочным насосом, или так называемый фактический расход, по данным опытов связан линейной зависимостью с разрежением в дроссельном пространстве (рис. 2).

Количество воздуха, оставшегося в цилиндре после продувки и закрытия выпускных окон, или активный расход его не подчиняется этой зависимости, вследствие прямого выброса:

$$\Delta i_v \cdot \alpha_k = \Delta G_v \text{ фак} - \Delta G_v \text{ пр. выб.}$$

Прямой выброс Π в зоне рабочих нагрузок двигателя ИЖ-49 в соответствии с рис. 3 (кривая 1), на основе данных анализа

отработавших газов, составляет от 6 до 30%, причем резкое нарастание прямого выброса происходит при почти полных нагрузках (от 75 до 100%).

Активные и цикловые расходы воздуха данного двигателя (рис. 2) можно без особой погрешности осреднить двумя прямыми AB и BC , при этом место пересечения их будет соответствовать нагрузке, близкой к 75%.

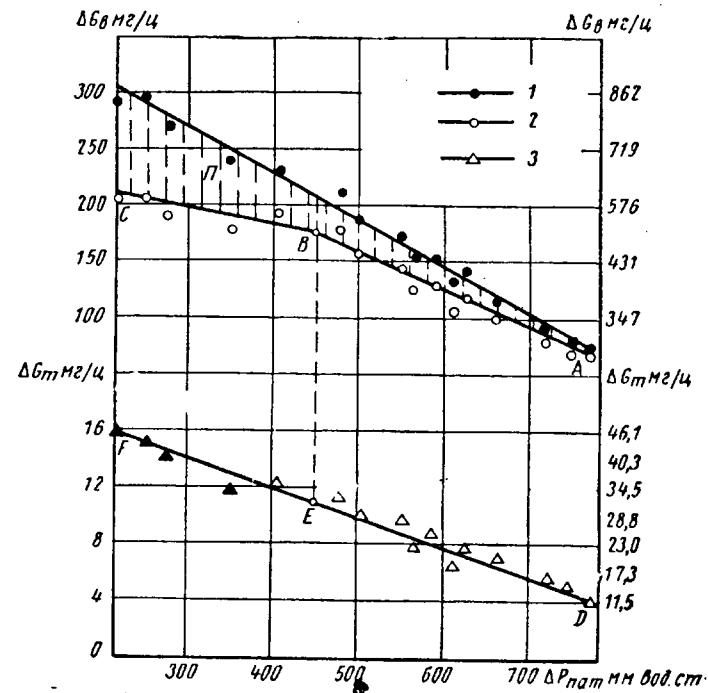


Рис. 2. Зависимость фактических и активных цикловых расходов воздуха и цикловых расходов топлива двигателя ИЖ-49 от разрежения за дроссельной заслонкой воздухоподводящего патрубка:

1 — фактические расходы воздуха; 2 — активные расходы воздуха; 3 — наивыгоднейшая характеристика топливоподачи.

Полученные осредненные линейные зависимости активных цикловых расходов воздуха от разрежения в задроссельном пространстве будут способствовать более простому решению обеспечения заданных соотношений состава горючей смеси в процессе регулирования двигателя.

Экономичные и мощностные расходы топлива двигателем ИЖ-49 с внутренним смесеобразованием (точки обозначены соответственно Δ и \blacktriangle), по данным регулировочных характеристик, снятых на четырех скоростных и четырех нагрузочных режимах, также показаны на рис. 2 в зависимости от разрежения в задроссельном пространстве.

Эти же данные приведены на рис. 3 (кривая 2) в виде зависимости наивыгоднейшего коэффициента избытка воздуха α ,

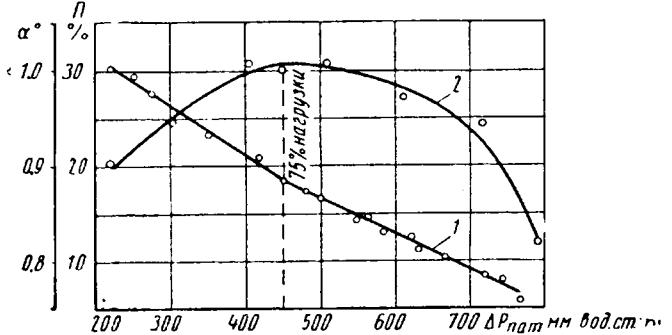


Рис. 3. Зависимость прямого выброса в % двигателя ИЖ-49 от разрежения за дроссельной заслонкой воздухоподводящего патрубка и коэффициент избытка воздуха двигателя ИЖ-49 с впрыском бензина в регуляторе режимов в зависимости от разрежения за дроссельной заслонкой.

охватывающего скоростные и нагрузочные режимы, соответствующие: 2500—4000 об/мин и разрежением за дроссельной заслонкой 220—780 мм вод. ст.

Построенные на рис. 2 экономичные цикловые расходы топлива при изменении разрежения за дроссельной заслонкой от 780 до 450 мм вод. ст. (что соответствует нагрузке до 75%) ложатся на прямую DE .

Мощностные цикловые расходы топлива при меньших разрежениях за дроссельной заслонкой ложатся на прямую EF .

Следовательно, цикловые расходы топлива двигателем ИЖ-49 с впрыском бензина, экономичные при неполных нагрузках и мощностные при полных нагрузках (так называемая наивыгоднейшая характеристика топливоподачи от $\Delta p_{\text{дат}}$), определяются одной прямой DEF .

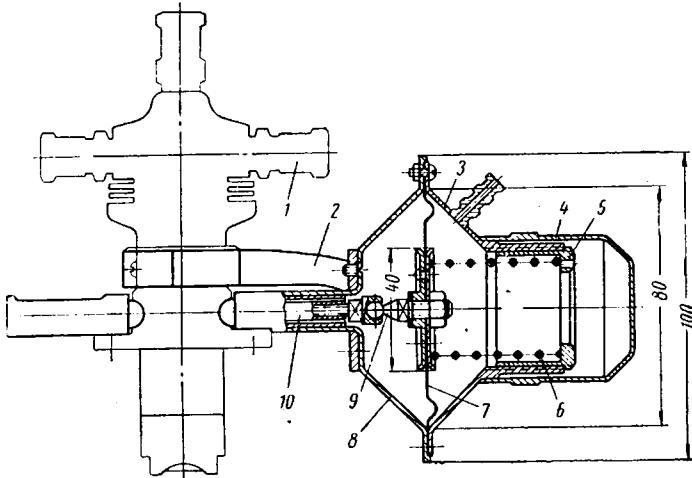


Рис. 4. Схема регулятора режимов двигателя ИЖ-49 с впрыском бензина:

1 — топливный насос; 2 — кронштейн регулятора; 3 — крышка корпуса регулятора; 4 — чехол крышки; 5 — регулировочная втулка; 6 — пружина; 7 — диафрагма; 8 — корпус регулятора; 9 — болт с шаровой головкой; 10 — рейка.

Это важное положение позволяет выполнить режимный регулятор с одной пружиной (рис. 4), имеющей линейную характеристику (в соответствии с приведенными параметрами топливного насоса МАМИ), что дает возможность упростить его конструкцию, снизить стоимость и повысить качество настройки.

Таким образом, механизм режимного регулятора двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой и впрыском бензина при основных требованиях, предъявляемых к составу горючей смеси, в конструктивном исполнении получается значительно проще регулятора режимов четырехтактного двигателя с внутренним смесеобразованием.

На рис. 5 дана для сравнения наивыгоднейшая характеристика топливоподачи четырехтактного двигателя М-20 с впрыском бензина, обеспечение которой возможно только двухпружинным режимным регулятором.

Полученные конструктивные упрощения режимного регулятора двухтактного двигателя ИЖ-49 с впрыском бензина в связи с линейной зависимостью наивыгоднейшей характеристики топливоподачи от $\Delta p_{\text{дат}}$ являются следствием прямого выброса в процессе газообмена, который при сохранении указанных качеств должен находиться в пределах 25—30%.

В связи с изложенным, естественно, возникает вопрос, для всех ли двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой можно осуществить линейную зависимость между цикловой подачей топлива и разрежением за дроссельной заслонкой при условии обеспечения основных требований, предъявляемых к составу горючей смеси современных машин, или это относится только к двигателю ИЖ-49.

Как уже установлено, линейная зависимость циклового расхода воздуха от разрежения за дроссельной заслонкой воздухоподводящего патрубка, характерная для четырехтактных двигателей (рис. 5) с электрическим зажиганием, у двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой существенно нарушается вследствие прямого выброса. Следовательно, при изменении прямого выброса изменяется и зависимость между цикловой топливоподачей и разрежением за дроссельной заслонкой. Однако, как показывает опыт, прямой выброс у до-

веденных двухтактных двигателей с кривошипно-камерной продувкой колеблется в сравнительно узких пределах (25—30%), что позволяет осуществить предложенный способ регулирования и для других двигателей.

Отклонение прямого выброса от указанных величин в стороны уменьшения или увеличения вызывает необходимость дополнительных пружин чувствительного элемента топливодозатора.

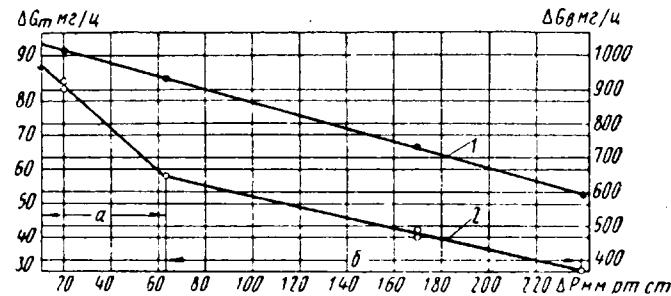


Рис. 5. Зависимость цикловых расходов воздуха и топлива двигателя М-20 с впрыском бензина от разрежения за дроссельной заслонкой впускной трубы:

а — мощностные расходы топлива (полностью открыта дроссельная заслонка); б — экономичные расходы топлива (дроссельная заслонка открыта частично); 1 — расходы воздуха; 2 — расходы топлива.

Заключительным этапом настоящих исследований явились стендовые испытания двигателя ИЖ-49 с впрыском бензина непрерывной топливной аппаратурой и регулятора режимов МАМИ, в которых ставилась основная задача выявления пусковых качеств холостого хода экономических и энергетических показателей двигателя и другое. При снятии скоростных характеристик удельные расходы топлива (при различных открытиях дроссельной заслонки на частичных нагрузках) составляли примерно $g_{\text{вх}} \approx 235 \text{ г/л.с.ч.}$, а при полной нагрузке около $g_{\text{вх}} \approx 260 \text{ г/л.с.ч.}$ (рис. 6).

Как видно из графика, высокие экономические показатели охватывают основные эксплуатационные — скоростные и нагрузочные режимы.

Хорошие пусковые качества двигателя обеспечивались обогащением горючей смеси в связи с незначительным перепадом давления за дроссельной заслонкой при небольших числах оборотов.

Устойчивый холостой ход поддерживался также обогащением смеси с помощью дроссельного устройства, понижающего разрежение за диафрагмой режимного регулятора при малых расходах воздуха.

В случае торможения двигателем разрежение за дроссельной заслонкой возрастает и превышает рабочее разрежение и разрежение холостого хода, вследствие чего топливоподача прекращается, что является дополнительным резервом в экономии топлива.

В заключение следует заметить, что двухтактный двигатель с кривошипно-камерной продувкой, оборудованный системой впрыска бензина МАМИ, приобретает новые качественные показатели, приближающиеся к эксплуатационным показателям лучших образцов четырехтактных карбюраторных двигателей.

Выводы

1. Исследование процессов газообмена двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой и впрыском бензина непрерывной топливоподающей аппаратурой МАМИ способствовало разработке простого механизма регулятора прямого действия.

Использование разрежения за дроссельной заслонкой в качестве основного командного параметра регулятора режимов, в соответствии с прямым выбросом, дало возможность осуществить конструктивно простой однопружинный механизм топливодозатора с линейной характеристикой топливоподачи, обусловленный работой двигателя ИЖ-49 с частично открытой дроссельной заслонкой на экономичном составе горючей смеси и при открытой дроссельной заслонке от 75 до 100% — на мощностном составе горючей смеси.

2. Стендовые испытания двигателя ИЖ-49, оборудованного комплексом топливоподающей аппаратуры МАМИ, показали высокие его эксплуатационные качества, связанные с впрыском: легкий пуск, устойчивый холостой ход, автоматическое выключение топливоподачи при разрежении за дроссельной заслонкой, выходящих за пределы рабочих нагрузок, отсутствие провалов при резком открытии дроссельной заслонки, а также высокие экономические показатели:

при частично открытой дроссельной заслонке:

$$g_{e,ek} = 235 \text{ г/л. с. ч.}$$

и при полностью открытой дроссельной заслонке

$$g_{e,mo} \approx 260 \text{ г/л. с. ч.}$$

Эти данные соответствуют примерно 25% экономии топлива и 11% прироста мощности по сравнению с карбюраторным смесеобразованием при неизменной степени сжатия $e=6,74$.

Повышение мощности и расходов топлива при почти полностью открытой дроссельной заслонке свидетельствует о наличии экономайзерного эффекта. Регулятор-автомат обеспечивал состав горючей смеси в соответствии с поставленными условиями, которые находились на уровне современных требований, при этом двигатель управлялся воздействием только на одну дроссельную заслонку воздухоподводящего патрубка.

3. В период стендовых испытаний двигателей ИЖ-49, ИЖ-56, ИЖ-58, оборудованных комплексом топливной аппаратурой МАМИ, не наблюдалось поломок или выхода из строя ее отдельных узлов и деталей.

Проведенные дорожные испытания двигателя ИЖ-56, оборудованного системой впрыска бензина, на участке более 5 тыс. км, свидетельствуют о надежности и работоспособности непрерывной топливной аппаратуры МАМИ в различных эксплуатационных условиях.

ЛИТЕРАТУРА

- Шмидт Ф., Фрейде Н. «Дейче Крафтфартфоршунг Цвингенбергхт» № 67, 1938.
- Хофман В. «АТЦ» № 23, 1934.
- Никольский А. Ф. «Автомобильная промышленность» № 11, 1958.
- Акопян С. И. «Двигатели внутреннего сгорания с впрыском топлива и электрическим зажиганием». Машгиз, 1945.
- Ленин И. М. «Теория автомобильных двигателей». Машгиз, 1958.
- Покровский Г. П. «Автомобиль» № 2, 1951.

Испытания верхнеклапанных газораспределительных механизмов высокогооборотных двигателей

А. В. АДАМОВИЧ, Ю. А. КОГАН

НАМИ

ИССЛЕДОВАНИЕ общих особенностей работы газораспределительных механизмов высокогооборотных двигателей можно производить на универсальных установках — отсеках [1], а для испытаний и доводки механизмов газораспределения новых образцов двигателей требуется применение аппаратуры, устанавливаемой непосредственно на двигатели. В результате опыта работы с такой аппаратурой [2] был сделан вывод, что целесообразно упростить ее и увеличить надежность испытательной аппаратуры. В связи с этим в НАМИ были изготовлены специальные измерительные устройства, которые позволяли с помощью осциллографа записывать пути и скорости перемещения клапана, а также усилия в коромысле непосредственно на работающем двигателе. На рис. 1 приведена схема такого устройства.

Для записи пути использован индуктивный датчик I, состоящий из катушки 1, внутри которой перемещается сердечник 2, связанный с тарелкой клапана II через дужку III, которая прикреплена непосредственно к тарелке.

Вес сердечника не превышает 7—8 г, поэтому изменений действительной картины движения клапана вследствие увеличения массы движущихся деталей практически не получается. Сердечник 2, перемещаясь внутри катушки 1, изменяет ее индуктивное сопротивление пропорционально подъему клапана.

Для обеспечения линейности характеристики такого датчика размеры его должны быть выбраны так, чтобы сердечник 2 при закрытом клапане был введен в катушку примерно на $3/4$ своей длины и не доходил до верхних витков обмотки на 3—5 мм. При полностью открытом клапане в катушку входит примерно $1/4$ длины сердечника.

Изменение индуктивного сопротивления катушки I измеряется с помощью тензометрического усилителя ТА-5 и записывается на ленте осциллографа. Несущая частота, на которой работает усилитель ТА-5, составляет 7000 гц.

Скорость перемещения клапана записывается с помощью индукционного датчика IV.

Датчик состоит из двух одинаковых катушек 3 и 4, которые неподвижно расположены на полусных наконечниках кольцевого магнита 5. Катушки имеют тонкий провод (0,05 мм), намотанный в три ряда. Длина намотки каждой катушки примерно вдвое превышает ход клапана. Магнитное поле, создаваемое

кольцевым магнитом 5, замыкается через две тонкие шайбы и связывающий их стержень, жестко соединенный с тарелкой клапана. При движении шайб 6 перемещается и пронизываю-

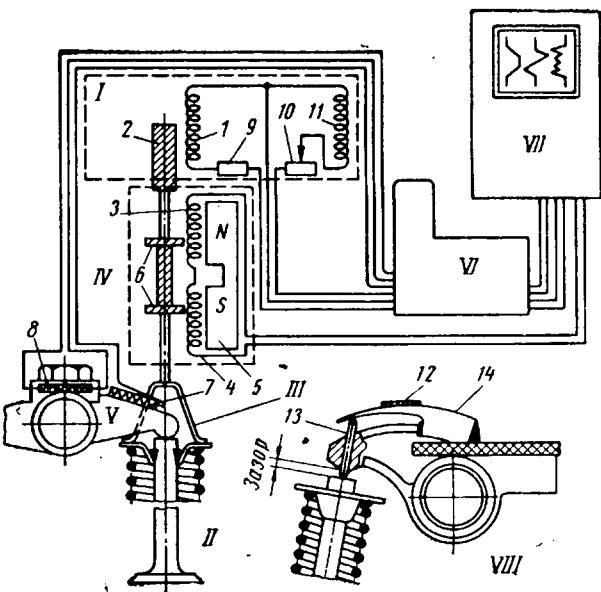


Рис. 1. Схема измерительного устройства.

I — датчик для записи пути клапана; II — клапан; III — дужка; IV — датчик для записи скорости клапана; V — коромысло с тензодатчиками; VI — тензоусилитель; VII — шлейфовый осциллограф; VIII — датчик для записи зазора клапан-коромысло; I — катушка; 2 — сердечник; 3 и 4 — катушки; 5 — постоянный магнит; 6 — подвижной сердечник; 7 — рабочий датчик; 8 — компенсационный датчик; 9 — постоянное сопротивление (200 ом); 10 — переменное сопротивление (250 ом); 11 — компенсационная катушка; 12 — тензодатчик; 13 — штифт; 14 — пружина.

щий их магнитный поток. Скорость перемещения магнитного поля по виткам неподвижной катушки пропорциональна э.д.с., которая наводится в катушке. Направление витков в катушках 3 и 4 противоположное, поэтому при последовательном соединении э.д.с. в них складывается. Выводы от катушек присоединяются к шлейфу осциллографа без промежуточных усилителей.

Описанное устройство обладает двумя существенными преимуществами:

1) все катушки расположены неподвижно и не требуется каких-либо токосъемников для записи пути и скорости клапана, что особенно важно при работе с высокооборотными двигателями, когда наиболее трудно обеспечить надежную работу токосъемных устройств;

2) датчик пути позволяет применять стандартный тензометрический усилитель ТА-5, а использование специальной сложной электронной аппаратуры, как это было в ранее применявшимися схемах, не требуется.

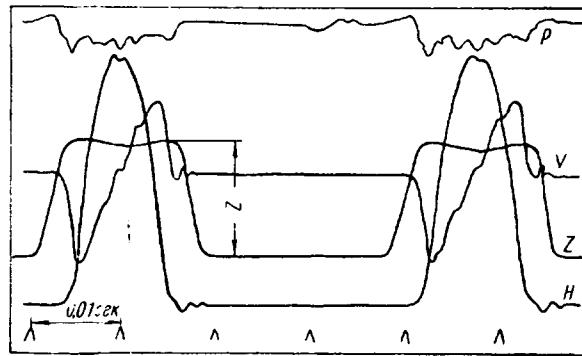


Рис. 2. Осциллограмма пути H , скорости клапана v , усилий в коромысле P и теплового зазора z .

Для измерения усилий, возникающих в механизме газораспределения, использовалось коромысло V . На большее плечо коромысла наклеивался тензодатчик 7, с помощью которого регистрировались усилия. Компенсационный датчик 8 наклеивался на шайбу, подложенную под гайку, прижимающую ось коромысел. Усилия записывались с помощью тензоусилителя ТА-5. Образец осциллограмм пути H , скорости v клапана и усилий в коромысле P приведен на рис. 2.

Все три датчика тарировались в комплекте с измерительной и записывающей аппаратурой.

Датчик пути тарировался путем поворота коленчатого вала двигателя от руки. Вал останавливали через каждые 2 мм подъема клапана, и соответствующее положение фиксировалось на ленте осциллографа.

Датчик усилия тарировался посредством приложения известной нагрузки к концу коромысла (со стороны клапана). Для нагружения был изготовлен неравноплечий рычаг, на длинное плечо которого навешивали гири. Короткое плечо передавало усилие на коромысло. Датчик скорости тарировался с помощью вращающегося эксцентрика с известным эксцентрикитетом. Таким образом, датчик записывал синусоиду с известными параметрами. Путем несложного пересчета получали масштаб скорости, которую записывал датчик. На этом же тарировочном устройстве проверяли линейность частотной характеристики датчиков скорости и пути.

Описанная аппаратура позволяет регистрировать искажения в заданном законе движения клапана, которые приводят к появлению ударов между деталями клапанного механизма. Однако ударная посадка клапана может быть не только вследствие искажения кинематики, а также и в результате недопустимо больших значений теплового зазора.

На рис. 3 приведены кривые подъема H и скорости толкателя v в начале движения. От точки O до точки g скорость толкателя нарастает по закону прямой линии. В интервале $g-e$ толкатель движется с постоянной допустимой скоростью, равной $v_{\text{доп}}$. Интервал $e-d$ соответствует основному профилю, здесь скорость толкатаеля очень быстро возрастает.

В конце движения (на «сбеге») скорость толкатаеля изменяется в обратном порядке: в интервале $d-e$ (основной профиль) резко убывает, на отрезке $e-g$ остается постоянной, здесь скорость толкатаеля очень быстро падает до нуля.

Такой закон движения толкатаеля обеспечивает постоянство скорости начала подъема и посадки клапана при изменениях

величины теплового зазора в пределах от H_1 до H_2 . При увеличении теплового зазора, например, до величины H_3 посадка клапана будет происходить на основном профиле кулачка до участка сбега, и скорость посадки v_3 может намного превысить допустимую скорость. При этом в результате ударов клапана о седло может произойти деформация или поломка клапана, так как механические свойства материала понижены из-за высокой температуры.

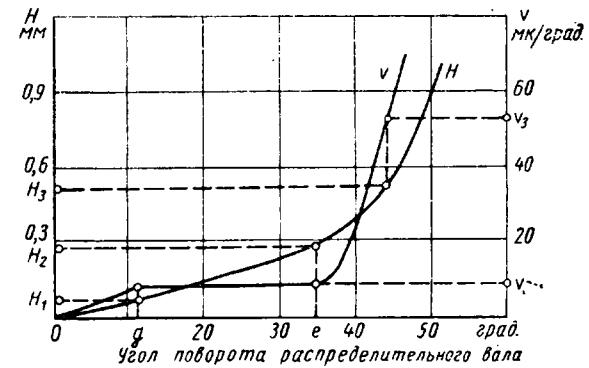


Рис. 3. График подъемов H и скоростей v толкателя.

Вопрос о зазорах в механизме газораспределения усложнен тем, что для изготовления деталей двигателя используют материалы, имеющие разные коэффициенты линейного расширения, и эти детали работают при разных температурах.

В НАМИ измеряли зазоры между коромыслом и выпускным клапаном четырехцилиндрового V-образного двигателя воздушного охлаждения, имеющего рабочий объем 0,746 л, степень сжатия 6,6, эффективную мощность 23 л. с. при 4000 об/мин.

Зазоры измерялись на неработающем двигателе и во время его работы.

На неработающем двигателе зазоры измерялись при охлаждении в холодильной камере. Для этого чтобы создать одинаковые условия, перед измерением создавался предварительный натяг: весь механизм нагружался через специальный рычаг усилием, равным 10 кг. Усилие прикладывалось к концу коромысла со стороны клапана.

С помощью набора шупов оказалось возможным определить зазор между коромыслом и клапаном с точностью до 0,01 мм.

При прогреве двигателя и работе под нагрузкой зазоры измерялись с помощью специальных датчиков 12 (см. рис. 1), которые позволяли записывать величину зазора на ленту осциллографа во время работы двигателя. На коромысле укреплялась плоская пружина 14 с наклеенным на нее тензодатчиком 12. Через отверстие в носке коромысла пропускался штифт 13, который усилием пружины 14 постоянно прижат к торцу клапана. При набегании кулачка на толкатель зазор между торцом клапана и носком коромысла устраняется, штифт поднимается вверх и сгибает пружину. При сбегании кулачка с толкаталя пружина разгибается и зазор восстанавливается. Осциллограф записывает кривую, показанную на рис. 2 (кривая z). Компенсационный датчик размещался там же, где датчик 8 (рис. 1). Тарировка каждого устройства в целом показала, что датчик имеет линейную характеристику.

Первая часть прогрева двигателя до температуры масла 50° производилась на холостом ходу при 1500 об/мин коленчатого вала. Дальнейший прогрев — до 100° — производился с постепенным увеличением нагрузки и числа оборотов.

На рис. 4 приведена кривая изменения зазора z в функции температуры масла в картере двигателя. Как видно, зазор между клапаном и коромыслом в процессе прогрева двигателя увеличивается более чем в 3 раза по сравнению с первоначально установленным зазором z_0 .

При испытаниях двигателей других типов могут быть получены иные результаты, однако необходимо считаться с возможностью резкого возрастания теплового зазора во время прогрева двигателя и во избежание поломок клапанов не допускать работы двигателя с высоким числом оборотов до полного его прогрева. Не следует также производить регулировку клапанного зазора до того, как температура всех деталей двигателя выравнялась, т. е. ранее, чем через час после остановки работавшего двигателя.

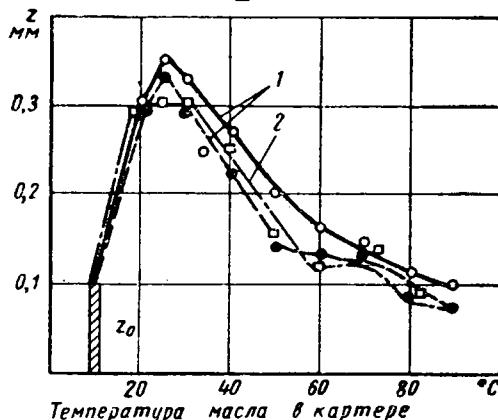


Рис. 4. Изменения теплового зазора в функции температуры масла при прогреве двигателя:

1 — клапаны с подводом масла через ось коромысла; 2 — клапан с подводом масла через штангу.

На рис. 5 показаны фактические величины изменения зазоров при охлаждении двигателя до -35°C . Измерения проводились на двух двигателях в 13 клапанах. Полученные резуль-

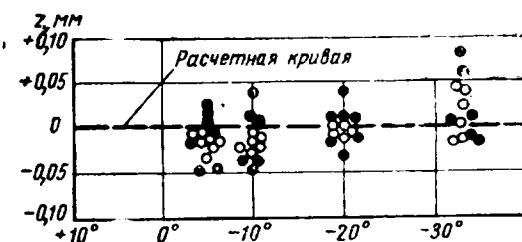


Рис. 5. Изменения теплового зазора при охлаждении двигателя.

таты показывают, что зазоры от термических деформаций при охлаждении двигателя изменяются незначительно. Прокручивание вала двигателя, охлажденного до температуры -15°C ,

также не повлияло на величину зазора. С целью проверки полученных результатов измерений был проведен расчет возможных термических деформаций всех деталей, входящих в цепь механизма газораспределения. На рис. 6 приведена схема взаимодействия этих деформаций и их суммарного влияния на величину зазора между коромыслом и торцом клапана.

Расчет производился по формуле

$$\Delta z = (i + 1) \cdot (\Delta a_4 + \Delta a_7) - i (\Delta a_2 + \Delta a_3 - \Delta a_1) - (\Delta a_7 + \Delta a_6 + \Delta a_5),$$

где Δz — изменение теплового зазора;

i — отношение плеч коромысла;

a — длина звена, $\Delta a = a \alpha \Delta t$;

α — коэффициент линейного расширения;

Δt — перепад температур.

Подсчет подтвердил, что при охлаждении двигателя, когда все детали имеют одну и ту же температуру, изменения зазора (установленного при $+10^{\circ}\text{C}$) за счет термических деформаций деталей не происходит (рис. 6, штриховая линия). Этот вывод относится лишь к данному типу двигателя, но расчетная формула может быть использована и в других случаях.

В заключение следует отметить, что проведенные в НАМИ испытания подтвердили, что описанная выше аппаратура для исследования работы клапанного механизма, по сравнению с ранее применявшимися, обладает существенными преимуществами. Это позволяет рекомендовать ее к использованию при доводочных испытаниях новых и модернизированных двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коган Ю. А., «Автомобильная промышленность» № 4, 1958.
2. Лисицын В. Н., Бурдасов Е. И., «Автомобильная промышленность» № 12, 1960.

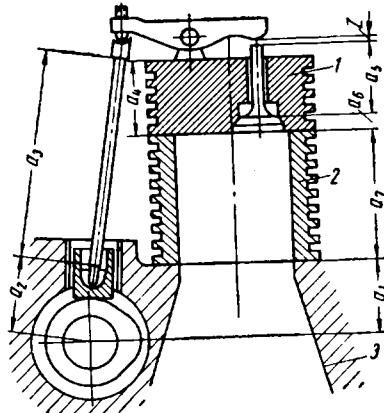


Рис. 6. Схема расчета изменения теплового зазора:
1 — головка цилиндра; 2 — цилиндр;
3 — блок картера.

К методике определения тяговых характеристик грузового автомобиля на неустановившихся режимах торможения

Г. А. КРЕСТОВНИКОВ, В. И. ПЕВУНЧИКОВ
НАМИ

ПРИ определении тяговых характеристик автомобилей по скоростной характеристике двигателя расчетным путем возникают ошибки и неточности в оценке величин к.п.д. силовой передачи, коэффициента сопротивления качению, влияния тангенциальной эластичности шин на скорость движения автомобиля и к.п.д. шины. Эти неточности являются следствием отсутствия в настоящее время достаточно надежных методов учета таких факторов, как гидродинамические потери в агрегатах силовой передачи, элементы конструкции шин (тип протектора, размеры шины, материал корда и резины и т. п.), тип привода (блокированный или дифференциальный) и др.

Контрольный расчет показал, что если ошибка в оценке величины к.п.д. силовой передачи составляет 4%, а величина коэффициента сопротивления качению принята 0,018 вместо действительных 0,021, то ошибка в величине расчетной силы тяги на крюке может достигнуть (на высшей передаче) 15%. Поэтому расчетное определение тяговых характеристик автомобиля для оценки конструкции и эксплуатационных качеств реаль-

но выполненных образцов не может быть признано целесообразным.

Экспериментальное определение тяговой характеристики автомобиля (основной или тяги на крюке) целесообразно проводить при анализе передаточных чисел силового привода для оценки тяговых качеств автомобиля, мощности его двигателя и в других подобных случаях. Определение силы тяги при постоянной скорости движения автомобиля является наиболее точным, однако в этом случае неизбежно использование специальной дорогостоящей динамометрической машины, обеспечивающей стабильность нагрузки на крюке испытываемого автомобиля в течение достаточно длительного времени. Опыт работы НАМИ показал, что в случае испытания на сухом асфальте или бетоне тяговая характеристика автомобиля может быть получена при неустановившемся режиме торможения испытываемого автомобиля с низким замедлением, когда нагрузка на крюке создается двигателем и тормозами буксируемого вспомогательного автомобиля.

При равномерном и прямолинейном движении автомобиля по сухому ровному горизонтальному участку шоссе тяговый баланс автомобиля с достаточной для практики точностью может быть выражен уравнением

$$P_o = P_{kp} + P_{\theta}, \quad (1)$$

где P_o — полная окружная сила в кг;

P_{kp} — сила тяги на крюке в кг;

P_{θ} — суммарная сила сопротивления выбега в кг.

Если нагрузка на крюке испытываемого автомобиля создается торможением буксируемого вспомогательного автомобиля и скорость автопоезда в процессе торможения постепенно снижается, уравнение тягового баланса имеет вид

$$P_o = P_{\theta} + P_j - P_{\theta}, \quad (2)$$

где P_{θ} — измеряемая введенным в сцепку динамометром сила тяги в кг;

P_j — сила инерции испытываемого автомобиля.

Из уравнений (1) и (2) следует, что

$$P_{kp} = P_{\theta} - P_j. \quad (3)$$

При этом входящие в уравнения (2) и (3) величины P_{θ} и P_j равны:

$$P_j = \delta_a \frac{G_a}{g} j_m, \quad (4)$$

$$P_{\theta} = \delta_a \frac{G_a}{g} j_{\theta}, \quad (5)$$

где G_a — полный (общий) вес испытываемого автомобиля с грузом в кг;

j_m — замедление автомобиля при определении тягового усилия в м/сек²;

g — ускорение свободно падающего тела в м/сек²;

δ_a — коэффициент вращающихся масс автомобиля, учитывающий приращение эквивалентной массы от вращения двигателя и колес;

j_{θ} — замедление выбега автомобиля в м/сек²;

δ_{θ} — коэффициент вращающихся масс автомобиля при выбеге, учитывающий приращение эквивалентной массы только от вращения колес.

Тогда

$$P_{kp} = P_{\theta} - P_j = P_{\theta} - \delta_a \frac{G_a}{g} j_m \quad (6)$$

$$P_o = P_{kp} + P_{\theta} = P_{kp} + \delta_a \frac{G_a}{g} j_{\theta}. \quad (7)$$

Из уравнений (6) и (7) видно, что для экспериментального определения полной окружной силы и тяги на крюке автомобиля, соответствующих данной скорости v , необходимо и достаточно измерить: общий вес автомобиля G_a , действующую в сцепке силу P_{θ} , замедление автомобиля в момент измерения действующей в сцепке силы j_m , замедление выбега при данной скорости j_{θ} , скорость автомобиля v в момент измерения действующей в сцепке силы, коэффициент вращающихся масс для режимов измерения тяги δ_a и выбега δ_{θ} .

Чтобы определить тяговую характеристику, целесообразно использовать: тяговый гидравлический самопищущий динамометр, устанавливаемый на испытываемом автомобиле, и прибор «путь—время—скорость» с «пятым» колесом, оборудованный электромагнитным отметчиком для нанесения на ленту характерных моментов движения. При определении тяговых сил прибор «путь—время—скорость» устанавливается на вспомогательном автомобиле и его электромагнитный отметчик включается в цепь головных фар этого автомобиля.

При определении сопротивления выбега этот прибор устанавливается на испытываемом автомобиле.

В случае определения силы тяги автопоезд разгоняется до возможно более высокой скорости на данной передаче испытываемого автомобиля. По достижении требуемой скорости расположенный на вспомогательном (тормозящем) автомобиле экспериментатор включает подачу ленты прибора «путь—время—скорость» и одновременно подает команду водителю этого автомобиля начать плавное торможение. В процессе этого торможения водитель испытываемого автомобиля продолжает движение при полной подаче топлива (т. е. при нажатой до отказа педали подачи топлива), а водитель тормозящего

автомобиля осуществляет весьма плавное, без рывков, торможение автопоезда двигателем, прибегая в случае необходимости к ручному и ножному тормозам, но обеспечивая возможно больший путь торможения (ориентировочно 300—400 м со скорости 40 км/час). В то же время экспериментатор на вспомогательном автомобиле наблюдает за указателем скорости прибора «путь—время—скорость» и при уменьшении скорости на каждые 4—5 км/час на высших и на 2—3 км/час на

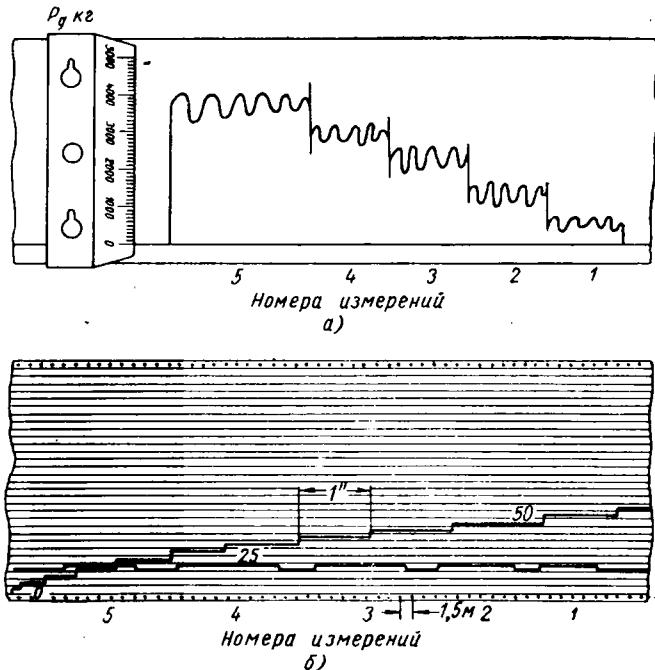


Рис. 1.

нижних передачах включает фары на 1—2 сек., экспериментатор на испытываемом автомобиле в момент вспышки фар проворачивает ручку привода ленты динамометра на 3—4 оборота.

Торможение автопоезда продолжается до полной остановки. Выбег определяется по ГОСТу 6875-54 с помощью прибора «путь—время—скорость».

В результате каждого заезда по определению силы тяги получаются две записи (рис. 1): динамометра (а) и прибора «путь—время—скорость» (б). Первичная обработка полученных записей включает определение усилий в сцепке по записи динамометра при помощи градуированной в кг линейки и определение времени и скорости движения автомобиля по записи прибора «путь—время—скорость» через 1—2 сек., соответствующих моменту регистрации действующей в сцепке силы.

По полученным результатам строится график, на оси абсцисс которого откладывается время, а по осям ординат откладываются скорость, замедление и величина действующей в сцепке силы P_{θ} .

При построении функции $v = f(t)$ замедление определяется как уменьшение ординаты Δy указанной функции на длине оси абсцисс, равной Δx , последующим пересчетом по уравнению

$$j_m = \frac{M_v \Delta y}{3,6 M_t \Delta x}, \quad (8)$$

где M_v и M_t — соответственно масштабы скорости и времени.

Замедление торможения j_m следует определять для моментов времени, соответствующих измерению силы тяги в сцепке (рис. 2).

По точкам функций $j_m = f(t)$ и $P_{\theta} = f(t)$ общепринятыми приемами проводятся соответствующие кривые, которые используются для вычисления силы тяги на крюке P_{kp} по уравнению (6) и полной окружной силы P_o по уравнению (7).

В последнем случае замедление выбега определяется графоаналитическим дифференцированием кривой «время—скорость».

По результатам определения замедлений выбега строятся графики зависимости $j_{\theta} = f(v)$ и график, вычисленный по уравнению (5) $P_{\theta} = f(v)$ (рис. 3).

В результате испытаний производится построение характеристики силы тяги на крюке (свободной) и основной тяговой

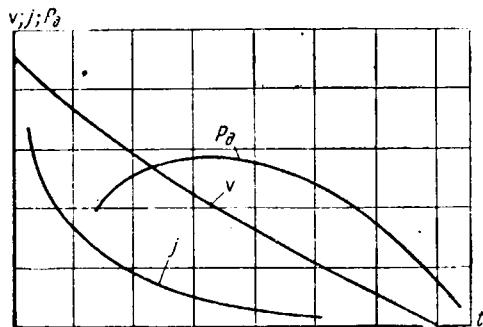


Рис. 2.

характеристики для каждой из передач (рис. 4), которые затем сводятся в соответствующие тяговые характеристики автомобиля.

Говоря о точности предложенного метода, необходимо отме-

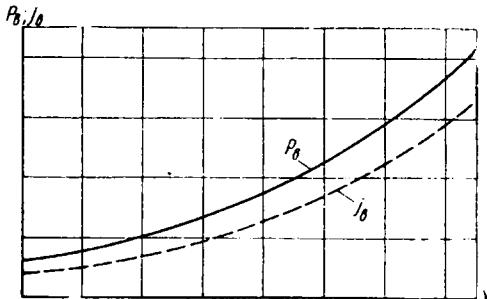


Рис. 3.

тить, что ошибка в определении координат каждой измеряемой точки тяговой характеристики слагается из:

- ошибки показаний тягового гидравлического динамометра ($\pm 2\%$ с учетом тарировочной кривой для динамометров типа ВИМ и «Амслер»);
- ошибки показаний прибора «путь—время—скорость» ($\pm 1\%$ при оттарирированном «пятом» колесе);
- погрешностей обработки записей самопишуших приборов;

г) погрешностей от неустановившегося режима работы двигателя;

д) погрешностей от несинхронности взаимодействия двух экспериментаторов.

Указанные в пл. «а» и «б» ошибки неизбежны и определяются техническими характеристиками применяемых при испытании приборов.

Погрешность от неустановившегося режима работы двигателя при достаточно плавном торможении практически неощущима, так как угловое замедление двигателя в рабочем диапазоне оборотов за 30—40 сек. измерения обычно не превышает

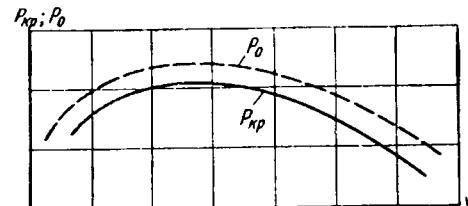


Рис. 4.

5—7 рад/сек². Погрешность несинхронности работы экспериментаторов для тренированных людей не выходит за пределы 0,4—0,6 сек. и может быть учтена при обработке записей приборов.

Погрешность обработки записей приборов, приводящая к заметному (до $\pm 7\%$) рассеиванию точек, не является ошибкой эксперимента, так как при достаточно большом количестве экспериментальных точек она практически устраняется проведением средней кривой.

Таким образом, точность данного метода следует считать приемлемой для решения практических задач испытания автомобилей. Данную методику определения тяговой характеристики автомобилей на неустановившихся режимах торможения можно применять при лабораторно-дорожных испытаниях грузовых автомобилей и тягачей для оценки их тяговых качеств. Преимуществами методики являются простота применяемого оборудования и возможность определения тяговых характеристик автомобилей без применения дорогостоящей динамометрической машины.

К недостаткам данной методики следует отнести: значительную трудоемкость обработки получаемых результатов.

ЛИТЕРАТУРА

- ГОСТ 6875. Автомобили грузовые. Методы контрольных испытаний.
- Лаптев С. А., Крестовников Г. А. «Автомобильная и тракторная промышленность» № 7, 1951.

Определение эксплуатационных расходов топлива городскими автобусами

А. А. ТОКАРЕВ
НАМИ

НЕОБХОДИМОСТЬ разработки метода оценки топливной экономичности городского автобуса была показана в опубликованной ранее работе [1]. Для учета характерных особенностей эксплуатационных режимов движения автомобилей, работающих с остановками, необходимо соблюдать условия сравнимости, где заданными являются: путь циклов (расстояние между остановками), средняя скорость циклов, нагрузка и дорожные условия.

Изложенная в работе [1] методика экспериментальной оценки топливной экономичности городских автобусов базируется на характеристике расхода топлива в замкнутых циклах движения, которая учитывает результатирующее влияние всех основных эксплуатационных режимов движения и всех используемых передач. Кроме того, она учитывает дополнительный расход топлива, связанный с обогащением рабочей смеси (с помощью насоса-ускорителя) при трогании с места и понижением уровня топлива в поплавковой камере карбюраторного двигателя при разгоне автомобиля.

Эта характеристика позволяет провести количественный и качественный анализ топливной экономичности, получить кривую оптимальных расходов топлива и определить соответствующий ей скоростной режим движения автомобиля. Она может служить также для сравнительной оценки агрегатов и выявления влияния на топливную экономичность автомобиля самых различных конструктивных и других параметров (запас мощности, передаточные числа трансмиссии, скоростной режим, подача топлива, нагрузка, режим замедления, сопротивление движению и др.).

Количественно (при соблюдении указанных условий сравнимости) расходы топлива по этой характеристике, определенной по экспериментальным данным, отличаются от эксплуатационных данных лишь на величину неучтенных расходов, не связанных с движением. Величина этих расходов незначительна и определяется в основном расходами на холостом ходу двигателя при остановках, поэтому легко может быть учтена.

Для этого необходимо знать расход топлива на холостом ходу двигателя в $\text{см}^3/\text{сек}$ и среднее время одной остановки в сек. (о учетом случайных остановок).

Расход топлива на остановке равен

$$Q_{so} = 100 \frac{q_{xx} t_0}{S_u} \text{ л на 100 км}, \quad (1)$$

где q_{xx} — расход на холостом ходу двигателя в $\text{см}^3/\text{сек}$;
 t_0 — среднее время стоянки на остановке в сек.;
 S_u — путь цикла, или среднее расстояние между остановками.

Прочие дополнительные затраты топлива, как, например, обогащение рабочей смеси при помощи воздушной заслонки, не существенны и ими можно пренебречь. Тогда эксплуатационный расход топлива определяется как сумма расхода по характеристике замкнутых циклов Q_{su} и расхода на остановке Q_{so} :

$$Q_{se} = Q_{su} + Q_{so} \text{ л на 100 км}. \quad (2)$$

Для определения расхода топлива в замкнутых циклах движения в работе [1] было приведено следующее выражение:

$$Q_{su} = 100 \frac{Q_u}{S_u} = 100 \frac{Q_{hy} + Q_y}{S_{hy} + S_y} \text{ л на 100 км}, \quad (3)$$

где Q_u — общий абсолютный расход топлива за цикл в см^3 ;

Q_{hy} и Q_y — абсолютные расходы топлива на неустановившемся и установившемся режимах движения в см^3 ;

S_{hy} и S_y — пути, соответствующие указанным режимам движения, в м.

С учетом выражений (1) и (3) формула (2) примет вид

$$Q_{se} = 100 \frac{Q_{se}}{S_u} = 100 \frac{Q_{hy} + Q_y + Q_0}{S_{hy} + S_y}, \quad (4)$$

где Q_{se} — общий абсолютный эксплуатационный расход топлива в см^3 ;

Q_0 — абсолютный расход топлива на остановке в см^3 .

Таким образом, эксплуатационный расход топлива можно определять с помощью экспериментально полученной характеристики расхода топлива в замкнутых циклах движения по выражению (2) или непосредственным расчетом по выражению (4). При этом подобно характеристикам $Q_{su} = f(v_u; S_u)$ можно построить характеристики эксплуатационных расходов топлива $Q_{se} = f(v_{tex}; S_0)$ в функции от среднетехнической скорости движения и расстояния между остановками. Здесь $v_{tex} = v_u$ и $S_0 = S_u$, поэтому можно записать, что $Q_{se} = \varphi(v_u \times S_u)$.

Эта методика применима для любого автомобиля, работающего с заданными остановками, т. е. когда смешанный режим движения является преобладающим (смешанным называют совокупность переменного и постоянного режимов).

Однако экспериментальное определение топливной характеристики автомобиля не всегда возможно. Например, при проектировании новых или модернизации существующих моделей автомобилей конструктору крайне необходимо учитывать ожидаемую топливную экономичность этого автомобиля. При этом, как правило, проектируемый двигатель подбирается или из числа стоящих на производстве, или из построенных уже экспериментальных образцов, прошедших стендовые испытания. Это же можно отнести и к гидромеханической коробке передач.

В данном случае при наличии соответствующих стендовых характеристик по указанным агрегатам и приемлемого метода расчета можно определить указанную выше топливную характеристику, отражающую эксплуатационный режим работы автомобиля, и, следовательно, можно определить эксплуатационные расходы топлива без дорожных испытаний.

Определение эксплуатационных расходов топлива по выражению (2) удобно тем, что в этом случае при изменении среднего времени стоянки на остановках изменяется только второе слагаемое, определение которого не составляет труда. Характеристика циклов остается неизменной.

Поэтому определение эксплуатационных расходов топлива сводится в основном к определению характеристик расхода топлива в замкнутых циклах движения, которые не учитывают только расходов на остановках.

Приведем аналитический метод получения указанной характеристики.

В выражении (3) расход на неустановившемся режиме

$$Q_{hy} = Q_p + Q_z + Q_m + q_{ob} \text{ см}^3, \quad (5)$$

где Q_p , Q_z и Q_m — соответственно абсолютные расходы топлива на режимах разгона, замедления и торможения в см^3 ;

q_{ob} — порция топлива, поданная насосом-ускорителем для обогащения смеси, перед началом разгона в см^3 *.

Путь неустановившегося движения

$$S_{hy} = S_p + S_z + S_m \text{ м}, \quad (6)$$

где S_p , S_z и S_m — соответственно пути разгона, замедления и торможения в м.

Средняя скорость циклов определяется по формуле

$$v_u = 3,6 \frac{S_{hy} + S_y}{t_{hy} + t_y} \text{ км/час}, \quad (7)$$

где t_{hy} и t_y — соответственно время неустановившегося и установившегося движения в сек.

Время неустановившегося движения

$$t_{hy} = t_p + t_z + t_m, \quad (8)$$

где t_p , t_z и t_m — соответственно время разгона, замедления и торможения в сек.

Таким образом, задача сводится к определению абсолютных расходов топлива и значений пути и времени неустановившегося и установившегося режимов в замкнутых циклах движения.

Расход топлива при установившемся движении можно определять по выражениям:

$$Q_y = \frac{Q_{ly} \cdot t_y}{3,6 \gamma} \text{ см}^3 \quad (9)$$

или

$$Q_y = \frac{Q_{sy} \cdot S_y}{100} \text{ см}^3, \quad (10)$$

где Q_{ly} — часовой расход топлива на данной скорости установившегося движения в кг/час ;

Q_{sy} — расход топлива на единицу пути по экономической характеристике установившегося движения, соответствующий данной скорости движения, в л на 100 км;

γ — удельный вес топлива в г/см^3 .

Часовой расход топлива Q_{ly} определяется из выражения:

$$Q_{ly} = \frac{g_e (N_p + N_w)}{1000 \eta_m}, \quad (11)$$

где g_e — удельный расход топлива двигателем, соответствующий данной скорости движения и затрачиваемой мощности, в г/л.с.ч. ;

N_p — мощность, затрачиваемая на преодоление дорожных сопротивлений, в л. с.;

N_w — мощность, затрачиваемая на преодоление сопротивления воздуха, в л. с.

η_m — к.п.д. трансмиссии.

Абсолютные расходы топлива на режимах замедления и торможения можно определить из выражений:

$$Q_z = q_{xz} \cdot t_z \text{ и } Q_m = q_{xm} \cdot t_m.$$

Объединяя эти выражения, можно записать

$$Q_{zm} = q_{xz} \cdot t_{zm} \text{ см}^3, \quad (12)$$

где Q_{zm} — абсолютный расход топлива на режимах замедления, торможения, в см^3 ;

q_{xz} — расход топлива на холостом ходу двигателя, определяемый измерением, в $\text{см}^3/\text{сек}$;

t_{zm} — время замедления, торможения в сек.

* Для двигателей с воспламенением от сжатия $q_{ob} = 0$.

Здесь принимается, что секундный расход топлива двигателем при принудительном вращении его в случае прикрытой дроссельной заслонки практически не отличается от секундного расхода на холостом ходу.

Самым распространенным видом замедления является накат. В этом случае формула (12) принимает вид

$$Q_{nmt} = q_{xx} \cdot t_{nmt} \text{ см}^3, \quad (13)$$

где Q_{nmt} — абсолютный расход топлива на режимах наката, торможения в см^3 ;

t_{nmt} — время наката, торможения в сек.

С учетом формулы (13) выражения (5), (6) и (8) можно записать так:

$$Q_{nuy} = Q_p + Q_{nmt}, \quad (14)$$

$$S_{nuy} = S_p + S_{nmt}, \quad (15)$$

$$t_{nuy} = t_p + t_{nmt}. \quad (16)$$

Элементарный расход топлива за разгон

$$dQ_p = \frac{Q_{t\theta}}{3,6\gamma} dt \text{ или } Q_p = \frac{1}{3,6\gamma} \int Q_{t\theta} \cdot dt, \quad (17)$$

где $Q_{t\theta}$ — динамический часовой расход топлива в кг/час ;

t — время разгона в сек.

На основании исследований д-ра техн. наук Б. С. Фалькевича и канд. техн. наук Д. А. Рубца академиком Е. А. Чудаковым приводится следующая зависимость между часовыми расходами топлива при разгоне и установившемся движении:

$$Q_{t\theta} = Qt \left(1 + \sigma \frac{d\omega_e}{dt} \right), \quad (18)$$

где Q_t — часовой расход топлива при установившемся движении в кг/час ;

σ — некоторый коэффициент пропорциональности, учитывающий увеличение расхода топлива в зависимости от углового ускорения разгона коленчатого вала двигателя;

ω_e — угловая скорость коленчатого вала двигателя в $1/\text{сек.}$

Подставляя равенство (18) в выражение (17), получим

$$Q_p = \frac{1}{3,6\gamma} \left[\int Q_t dt + \sigma \int Q_t \cdot d\omega_e \right]. \quad (19)$$

Имея в виду, что $dt = \frac{dv}{j}$ (v — скорость и j — ускорение разгона), выражение (19) можно записать так:

$$Q_p = \frac{1}{3,6\gamma} \left(\int Q_t \frac{dv}{j} + \sigma \int Q_t \cdot d\omega_e \right). \quad (20)$$

При дальнейшем выводе формулы учитывалось следующее. Поскольку представляет интерес не мгновенный, а средний расход топлива за разгон автомобиля, величина j может быть заменена средней интегральной величиной j_0 , определенной по формуле трапеций.

В общем случае, когда передаточное число трансмиссии переменно, например при наличии гидротрансформатора, линейная скорость автомобиля связана с угловой скоростью коленчатого вала двигателя зависимостью

$$v = \frac{r_k}{i_0 i_k} \omega_e i' \text{ и } dv = \frac{r_k}{i_0 i_k} d(\omega_e i'), \quad (21)$$

где r_k — радиус качения колеса;

i_0 и i_k — передаточные числа главной передачи и коробки передач, установленной за гидротрансформатором;

i' — передаточное число гидротрансформатора.

Угловая скорость ω_e может быть выражена через число оборотов n_e . Тогда выражение (20) примет вид

$$Q_p = \frac{\pi}{30 \cdot 3,6\gamma} \left[\frac{r_k}{i_0 i_k j_0} \int Q_t d(n_e i') + \sigma \int Q_t d n_e \right]. \quad (22)$$

Исследование скоростных характеристик, полученных по результатам стендовых испытаний карбюраторных двигателей и двигателей с воспламенением от сжатия, показывает, что из-

менение часовых расходов топлива в зависимости от числа оборотов двигателя протекает почти прямолинейно, т. е. можно принять, что

$$Q_t = A + B(n_e - n_{e1}), \quad (23)$$

где A и B — постоянные коэффициенты;

n_{e1} — число оборотов вала двигателя в начале разгона на данной передаче.

Подставляя значения Q_t в выражение (22), интегрируя с применением теоремы о среднем интегрировании, определяя значения коэффициентов A и B из выражения (23), исходя из условий $n_e = n_{e1}$ и $\frac{dQ_t}{dn_e} = B$ и проведя некоторые преобразования, получим окончательно

$$Q_p = \frac{\pi}{108\gamma} \cdot \frac{Q_{t1} + Q_{t2}}{2} \left[\frac{r_k}{i_0 i_k j_0} (n_{e2} i_2' - n_{e1} i_1') + \right. \\ \left. + \sigma (n_{e2} - n_{e1}) \right] \text{ см}^3. \quad (24)$$

Выражение (24) дает возможность подсчитать абсолютный расход топлива в см^3 за разгон автомобиля, снабженного гидромеханической трансмиссией.

Как видно из этой формулы, расход топлива за разгон зависит от среднего часового расхода, радиуса качения колеса, передаточных чисел гидротрансформатора, коробки передач и главной передачи, среднего ускорения разгона и диапазона изменения числа оборотов вала двигателя.

При отсутствии гидротрансформатора или его блокировке формула (24) принимает вид

$$Q_p = \frac{\pi}{108\gamma} \cdot \frac{Q_{t1} + Q_{t2}}{2} \left(\frac{r_k}{i_0 i_k j_0} + \sigma \right) (n_{e2} - n_{e1}). \quad (25)$$

Таким образом, осуществляется аналитический расчет расхода топлива в замкнутых циклах движения, не прибегая к дорожным испытаниям автомобиля. Для этого необходимо иметь скоростные (полную и частичные) характеристики двигателя с нанесенными на них часовыми расходами топлива¹, соответствующие характеристики гидротрансформатора при наличии гидромеханической передачи и расчетные параметры автомобиля.

При расчете средней скорости циклов по выражению (7) путь и время неустановившегося движения, выраженные формулами (6) и (8), определяются следующим образом.

Путь и время разгона автомобиля рассчитываются известным из теории автомобиля способом [2], [3]. При этом в случае гидромеханической трансмиссии коэффициент, учитывающий влияние инерции вращающихся масс, определяется по выражению²

$$\delta = 1 + J_1 \frac{i_k^2 i_0^2 \tau_{img}}{Gr_k^2} k \frac{dn_1}{dn_2} + J_2 \frac{i_k^2 i_0^2 \eta_{mg}}{Gr_k^2} + \\ + J_k \frac{zg}{Gr_k^2}, \quad (26)$$

где J_1 , J_2 и J_k — моменты инерции насоса и турбины гидротрансформатора и колеса автомобиля;

z — число колес автомобиля;

k — коэффициент трансформации момента;

n_1 и n_2 — числа оборотов входного и выходного валов гидротрансформатора;

g — ускорение силы тяжести;

G — общий вес автомобиля.

В расчете следует учитывать также потери мощности на привод вспомогательного оборудования (вентилятор, генератор, насос гидроусилителя рулевого механизма и т. п.), которые обычно не учитываются при снятии скоростной характеристики двигателя на стенде [4]. Эти потери составляют примерно 5–10%.

¹ При разгонах с полностью открытой дроссельной заслонкой и наличии экономической характеристики установленного движения частичные характеристики двигателя отпадают.

² В. И. Лапидус и В. А. Петров. «Гидравлические трансмиссии автомобилей», Машгиз, 1957.

Путь и время замедления автомобиля можно определить, исходя из равенства работы силы перемещения и кинетической энергии:

$$\int_{S_3}^{S_3''} \frac{P_\psi + P_w}{C_{mp}} dS_3 = \int_{v_3}^{v_3''} M v_3 dv_3, \quad (27)$$

где S_3 , S_3' и S_3'' — начальный и конечный пути замедления; P_ψ и P_w — сила сопротивления перемещению автомобиля и сила сопротивления воздуха; C_{mp} — коэффициент, учитывающий сопротивления в трансмиссии и подшипниках колес при замедленном движении автомобиля; v_3' и v_3'' — начальная и конечная скорости замедления автомобиля; M — масса автомобиля.

Подставляя значения P_ψ и P_w и интегрируя, получим

$$\frac{\psi G}{C_{mp}} (S_3'' - S_3') + \frac{kF}{C_{mp}} \int_{S_3'}^{S_3''} v_3^2 dS_3 = \frac{M (v_3'^2 - v_3''^2)}{2}, \quad (28)$$

где ψ — общий коэффициент дорожного сопротивления; k — коэффициент сопротивления воздуха; F — лобовая площадь автомобиля.

Принимая в определенном интервале значений пути замедления изменение скорости затуханием прямолинейным, можно записать

$$v_3 = v_3' - a (S_3 - S_3'), \quad (29)$$

где $a = \frac{v_3' - v_3''}{S_3'' - S_3'}$ — постоянный коэффициент пропорциональности при $S_3 = S_3'$.

С учетом приведенных зависимостей конечное значение интеграла в выражении (28):

$$\int_{S_3'}^{S_3''} v_3^2 dS_3 = \frac{v_3'^2 + v_3' v_3'' + v_3''^2}{3} (S_3'' - S_3').$$

Подставляя значение интеграла в формулу (28), получим

$$\frac{\psi G + \frac{kF}{3} (v_3'^2 + v_3' v_3'' + v_3''^2)}{C_{mp}} (S_3'' - S_3') = \frac{\psi G}{2g} (v_3'^2 - v_3''^2).$$

При выражении скорости в км/час путь замедления $S_3 = S_3'' - S_3'$ определяется окончательно:

$$S_3 = \frac{\psi G (v_3'^2 - v_3''^2) C_{mp}}{2g \left[13G\psi + \frac{kF}{3} (v_3'^2 + v_3' v_3'' + v_3''^2) \right]}. \quad (30)$$

Время замедления приближенно определяется по выражению

$$t_3 = 7,2 \frac{S_3}{v_3' + v_3''}. \quad (31)$$

или с учетом формулы (29) по выражению

$$t_3 = 3,6 \frac{\psi G (v_3' - v_3'') C_{mp}}{g \left[13G\psi + \frac{kF}{3} (v_3'^2 + v_3' v_3'' + v_3''^2) \right]}. \quad (32)$$

В практических расчетах целесообразнее определять сначала t_3 по формуле (32), а потом S_3 из выражения (31), так как в этом случае скорости в числителе входят в первой степени.

Время торможения приближенно определяется по формуле

$$t_m \approx \frac{v_m' + v_m''}{7,2 j_m^0} \text{ сек.}, \quad (33)$$

где v_m' и v_m'' — начальная и конечная скорости служебного торможения; j_m^0 — среднее замедление при торможении.

Учитывая, что при движении с остановками $v_m'' = 0$, а замедление при служебном торможении $j_m^0 \approx 1$, выражение (33) примет вид

$$t_m \approx \frac{v_m'}{7,2} \text{ сек.} \quad (34)$$

Путь служебного торможения

$$S_m \approx \frac{v_m' + v_m''}{7,2} t_m \approx \frac{(v_m' + v_m'')^2}{7,22 j_m^0} \text{ м.} \quad (35)$$

Или, с учетом выражения (34),

$$S_m \approx \frac{v_m'^2}{7,22} \approx \frac{v_m'^2}{51,84} \text{ м.} \quad (36)$$

Путь установившегося движения

$$S_y = S_u - S_{hy} \text{ м,} \quad (37)$$

(величина S_u является заданной).

Время установившегося движения

$$t_y = 3,6 \frac{S_y}{v_y} \text{ сек.}, \quad (38)$$

где v_y — скорость установившегося движения в км/час.

Расчетные величины определяются в следующей последовательности. Задаваясь значениями скорости разгона (например, через 5 км/час) определяем величину t_2 при гидромеханической трансмиссии или значение n_e при механической трансмиссии; величины M_2 (по характеристике гидротрансформатора) или M_e (по скоростной характеристике двигателя); затем P_k , P_ϕ , P_w , $P_\psi + P_w$, $N_\phi + N_w$, D (динамический фактор), δ , j , j_0 , t_p и S_p .

Задаваясь значениями v_3 (например, через каждые 10 км/час), определяем величины t_3 , S_3 , t_m и S_m .

По найденным значениям пути и времени движения строится замкнутый скоростной цикл с наибольшей конечной скоростью разгона. Задаваясь значениями пути циклов S_u и конечной скоростью разгона $v_p = v_y$, определяем значения (в цикле): S_{hy} , S_y , t_{hy} , t_y , общее время цикла T_u и среднюю скорость циклов v_u . Метод определения t_{hy} в цикле показан стрелками (рис. 1). Далее определяем величины Q_p , Q_{ht} , Q_{hy} , Q_y и Q_{su} .

По найденным величинам v_u и Q_{su} строится характеристика расхода топлива в замкнутых циклах движения $Q_{su} = f(v_u)$ и производная от нее характеристика $Q_{su}' = \varphi(S_u)$.

С целью проверки описанного метода расчета характеристик расхода топлива в замкнутых циклах движения автором был проведен ряд практических расчетов.

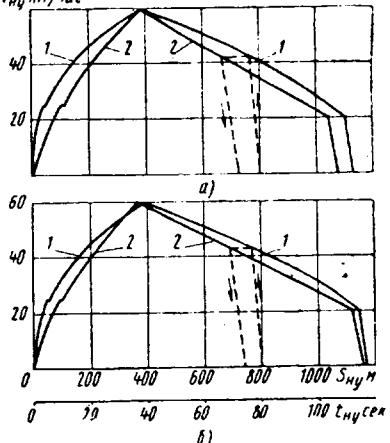


Рис. 1. Расчетный (а) и экспериментальный (б) замкнутые циклы неустановившегося движения автомобиля ЗИЛ-Э159 с полной нагрузкой, построенные по пути и по времени движения.

Например, расчет указанных характеристик по городским автобусам ЗИЛ-Э159 с гидромеханической трансмиссией и ЗИЛ-158 с механической трансмиссией производился следующим образом.

Ниже приведены расчетные данные автобусов и принятые величины.

	ЗИЛ-Э159	ЗИЛ-158
Вес в т:		
автобуса с полной нагрузкой	12,87	10,84
полной нагрузки	5,04	4,34
Радиус качения в м	0,507	0,5
Лобовая площадь в м ²	6,3	6,3
Коэффициент обтекаемости	0,035	0,035
Передаточные числа:		
главной передачи	9,28	9,28
коробки передач	1 3,32; 1,9 1,0;	0,81 0,015 0,95
Коэффициент дорожного сопротивления	0,015	0,015
Механический к. п. д. трансмиссии	0,93	0,95
Потери мощности на привод вспомогательного оборудования в %	5	5
Моменты инерции:		
маховика и колеса насоса гидротрансформатора	0,121	0,13
турбины	0,047	—
колеса автобуса	1,9 6	1,9 6
Число колес автобуса		
Коэффициент, учитывающий сопротивление в трансмиссии и подшипниках колес при замедлении (накате)	0,96	0,97
Расход топлива на холостом ходу двигателя в см ³ /сек	0,534	0,514
Удельный вес топлива в г/см ³	0,740	0,733
Поправочный коэффициент σ на неустановившийся режим	0,03	0,03

После определения (известным из теории автомобиля способом) значений пути и времени разгона, соответствующих определенным значениям скорости, а также значений пути и времени замедления, торможения, были построены замкнутые циклы с наибольшей конечной скоростью разгона.

На рис. 1 показаны расчетный (a) и экспериментальный (b) замкнутые циклы неустановившегося движения автобуса ЗИЛ-Э159 с полной нагрузкой, которые построены по пути (кривые 1) и по времени (кривые 2).

При помощи построенных замкнутых циклов и соответствующих формул рассчитываются показатели средней скорости и среднего расхода топлива в циклах движения.

На рис. 2 построены характеристики, полученные расчетным (кривые 1) и экспериментальным (кривые 2) способами, по автобусам ЗИЛ-Э159 (a) с гидромеханической трансмиссией и ЗИЛ-158 (b) с механической трансмиссией. В первом случае путь $S_u = 500$ м и 1000 м, во втором $S_u = 1000$ м. Отклонение расчетных характеристик от экспериментальных составило: при $S_u = 500$ м в среднем 4,5% по ЗИЛ-Э159 и при $S_u = 1000$ м в среднем 2,5% по ЗИЛ-Э159 и 3% по ЗИЛ-158.

Приводя расходы топлива по этим характеристикам к единице веса полезной нагрузки и совмещая их на одном графике, можно провести сравнительную оценку топливной экономичности автомобилей с разным весом полезной нагрузки. Для указанных автобусов такой график, соответствующий расчетным характеристикам при $S_u = 1000$ м, приведен на рис. 2, в.

Рис. 2. Расчетные (1) и экспериментальные (2) характеристики расхода топлива в замкнутых циклах движения автобусов ЗИЛ-Э159 (a) и ЗИЛ-158 (b) с полной нагрузкой. Расчетные характеристики (в) расхода топлива в замкнутых циклах движения, приведенные к единице веса полной нагрузки, автобусов ЗИЛ-Э159 (q) и ЗИЛ-158 (f).

мешая их на одном графике, можно провести сравнительную оценку топливной экономичности автомобилей с разным весом полезной нагрузки. Для указанных автобусов такой график, соответствующий расчетным характеристикам при $S_u = 1000$ м, приведен на рис. 2, в.

Если определить среднеинтегральное значение расходов топлива, соответствующее данной топливной характеристике замкнутых циклов, то получим некоторый результатирующий по-

казатель среднего расхода топлива в данном диапазоне изменения средней скорости. Назовем его показателем среднего расхода топлива.

С помощью формулы трапеций этот показатель определяется по выражению

$$Q_{su}^0 = \frac{1}{n} \left(\frac{Q_{su}^0 + Q_{su}^n}{2} + Q_{su}^1 + Q_{su}^2 + \dots + Q_{su}^{n-1} \right), \quad (39)$$

где n — число равных интервалов в данном диапазоне изменений средней скорости циклов;

Q_{su}^0 и Q_{su}^n — начальное и конечное значения расхода топлива по характеристике;

$Q_{su}^1, Q_{su}^2, \dots, Q_{su}^{n-1}$ — то же, промежуточные значения.

При сравнении автомобилей с разным общим весом или с разной полезной нагрузкой целесообразно этот показатель также приводить к единице общего веса или к единице веса полезной нагрузки (последнее более правильно).

Тогда показатель удельного среднего расхода топлива

$$Q_{suG}^0 = \frac{Q_{su}^0}{G} \text{ л на } 100 \text{ ткм} \quad (40)$$

или

$$Q_{suG_z}^0 = \frac{Q_{su}^0}{G_z} \text{ л на } 100 \text{ ткм}, \quad (41)$$

где Q_{suG}^0 и $Q_{suG_z}^0$ — соответственно показатели удельного среднего расхода топлива, приведенного к единице общего веса и единице веса полезной нагрузки;

G и G_z — соответственно общий вес и вес полезной нагрузки в т.

Ниже приведены значения показателей Q_{su}^0 и $Q_{suG_z}^0$ для автобусов ЗИЛ-Э159 и ЗИЛ-158, подсчитанные по расчетным и экспериментальным кривым, полученным при $S_u = 1000$ м (рис. 2, a, б).

	ЗИЛ-Э159	ЗИЛ-158
Расчетные показатели:		
Q_{su}^0	39,8	36,3
$Q_{suG_z}^0$	7,85	8,25
Экспериментальный показатель Q_{su}^0	38,8	35,2

Чтобы перейти к эксплуатационным расходам топлива и показателям среднего расхода, необходимо учесть дополнительный расход топлива на остановках.

В данном примере секундный расход топлива на холостом ходу двигателей автобусов ЗИЛ-Э159 и ЗИЛ-158 соответственно равен 0,534 и 0,514 см³/сек.

Если принять среднее время остановки равным 15 сек. и среднее расстояние между остановками 1000 м, то дополнительный расход топлива за счет остановок, подсчитанный по выражению (1), у автобусов ЗИЛ-Э159 и ЗИЛ-158 будет равен соответственно 0,8 и 0,77 л на 100 км, что составляет примерно 2% от расходов по характеристике замкнутых циклов (при $S_u = 500$ м величина этих расходов удвоится). В данном случае характеристики и показатель среднего расхода топлива в замкнутых циклах движения без большой погрешности могут быть приняты в качестве эксплуатационных показателей данных автобусов.

При соблюдении упомянутых выше условий сравнимости определение эксплуатационных расходов топлива изложенным методом обеспечивает вполне удовлетворительную точность (отклонение не превышает 4–5%). Следует отметить, что эта точность зависит в основном от того, насколько фактические условия движения соответствуют расчетным по характеристике. Главными из них являются среднее расстояние между остановками, средняя скорость движения, нагрузка и дорожные условия. Среднее расстояние между остановками на маршруте определяется путем деления общей протяженности маршрута в м на общее количество остановок с учетом случайных. Количество последних принимается или по опытным данным, или по аналогии с другими маршрутами, где количество их известно, или в виде определенного процента от количества основных

(запланированных) остановок. В зависимости от напряженности движения городского транспорта и пешеходов, количества пересечения дорог, светофоров и т. п., количество случайных остановок можно принимать примерно следующим: в крупных городах союзного и республиканского значения 15—20%, в городах областного значения 10—15% и в прочих городах 5—10% от количества основных остановок, запланированных на маршруте.

Среднее время остановки для указанных групп городов может приниматься равным соответственно 10—15; 8—12 и 6—10 сек.

Нагрузка принимается характерная для условий, в которых определяется расход топлива, например, предельная в часы пик, или среднедневная, исходя из статистических данных эксплуатации автобусов на данном или аналогичном ему маршрутах. С помощью этих же данных и с учетом принятого расписания ориентировочно определяется среднетехническая скорость движения автобуса на данном маршруте. Пользуясь этими данными, определяют соответствующие расходы топлива, а при желании и режимы движения автобуса по характеристике замкнутых циклов и дополнительный расход топлива на остановках по формуле (!).

Поскольку расчетный и экспериментальный методы определения характеристик расхода топлива в замкнутых циклах дви-

жения позволяют выявлять влияние на расход топлива различных факторов, подсчет эксплуатационных расходов топлива в принципе возможен для любых заданных условий движения.

В эксплуатации основными переменными факторами, оказывающими значительное влияние на расход топлива, являются нагрузка и сопротивление движению. Для учета этих факторов при определении эксплуатационных расходов топлива достаточно провести расчет топливных характеристик для трехчетырех весовых состояний автобуса (без нагрузки, с полуноминальной, полной и предельной нагрузками).

В качестве примера на рис. 3 представлены характеристики расхода топлива в замкнутых циклах движения городского автобуса Мерседес-Бенц с двигателем с воспламенением от сжатия. Характеристики соответствуют полной нагрузке автобуса, разгону его при полной подаче топлива и режиму замедления на передаче.

Эти характеристики построены по экспериментальным данным, полученным на ровном участке шоссе с примерным коэффициентом дорожного сопротивления $\psi = 0,015$.

Такие же характеристики получены были для полуноминальной и предельной нагрузок, где линией *ab* обозначена оптимальная характеристика.

Пользуясь этими характеристиками, можно определять расходы топлива и при других нагрузках и сопротивлениях дви-

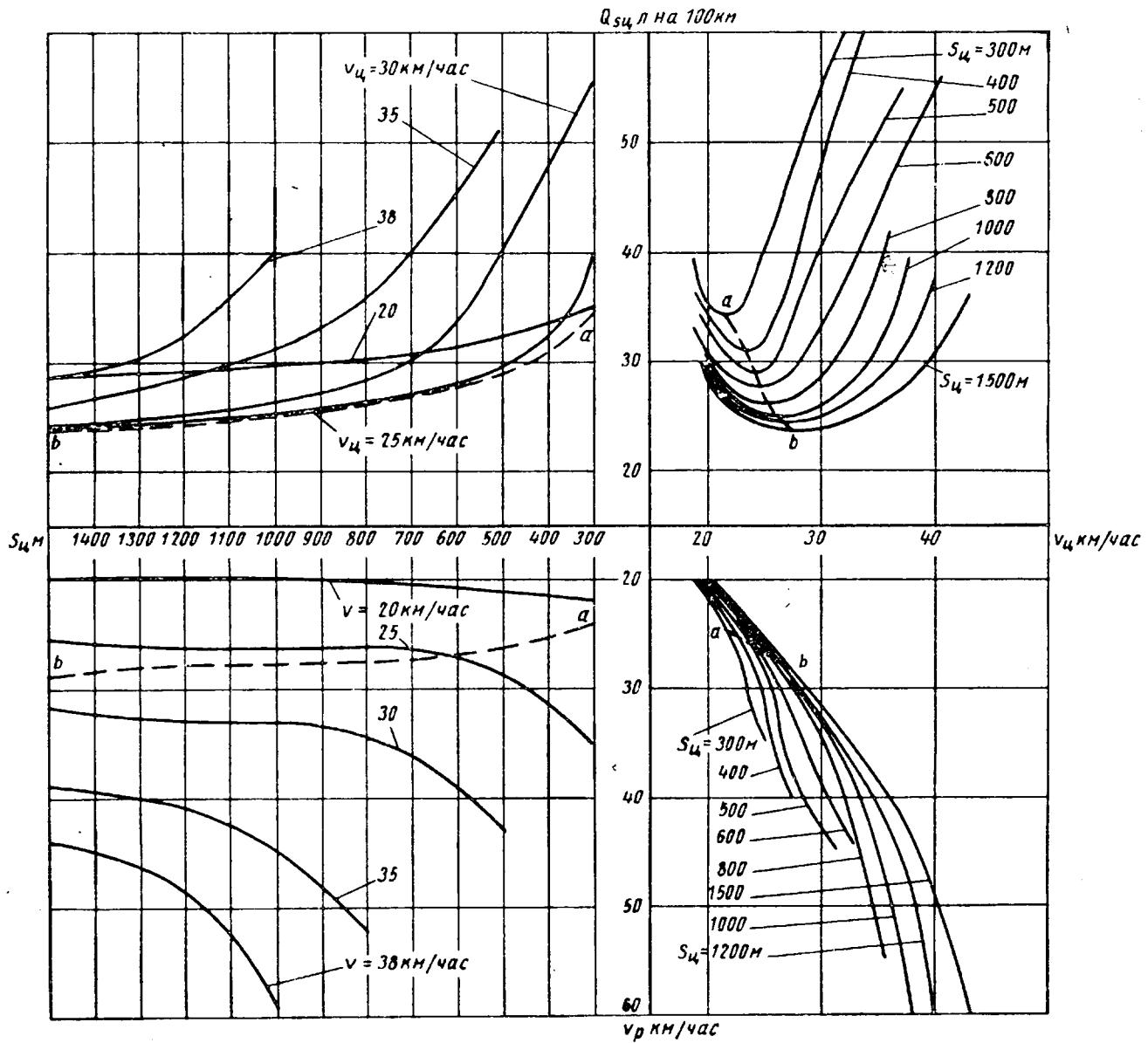


Рис. 3 Характеристики расхода топлива в замкнутых циклах движения городским автобусом Мерседес-Бенц с полной нагрузкой 90 пасс+2 чел. ($G_z = 6,5$ т).

жению. Так, например, при прочих равных условиях (по отношению к условиям, при которых снимались характеристики), характеризующихся, например, данными: $S_u = 500$ м, $v_u = 30$ км/час, $\psi = 0,015$, замедление с включенной передачей и разгон при полной подаче топлива, требуется определить расходы топлива при нагрузках, равных 60 и 100 пассажирам, что соответствует весу 4,2 и 7 т*.

По имеющимся характеристикам, соответствующим полезной нагрузке 3,3; 6,5 и 8,6 т, строим график зависимости расхода топлива от веса полезной нагрузки (рис. 4).

Расходы топлива, соответствующие заданным нагрузкам 4,2 и 7 т, оказались равными 34 и 42 л на 100 км.

Если прибавить к ним расход топлива на холостом ходу двигателя на остановке, определенный по формуле (1), то получим соответствующие эксплуатационные расходы топлива.

Если, например, в другом случае при неизменных нагрузках 3,3 и 6,5 т требуется определить расходы топлива при повышенных сопротивлениях движению, то на график (рис. 4) наносятся соответствующие значения коэффициента дорожного сопротивления, соответствующие данному весу автобуса.

Для этого необходимо при данном значении коэффициента ψ , соответствующем снятым характеристикам (например, $\psi = 0,015$), определить значения силы сопротивления движению, $P_\psi = G \cdot \psi$, при разном весе автобуса (разной нагрузке), а затем отнести все эти значения P_ψ к данному и неизменному весу (в данном примере к весу, соответствующему нагрузкам 3,3 и 6,5 т) и нанести их на график. В нашем примере для $G_z = 3,3$ т можно определять расходы топлива для любых значений ψ , находящихся в пределах 0,015—0,04, и для $G_z = 6,5$ т в пределах 0,013—0,021.

Аналогичным образом можно выявлять влияние на расход топлива способа замедления, величины подачи топлива, режима переключения передач и ряда других факторов.

Изложенные аналитический и экспериментальный методы определения характеристик расхода топлива в замкнутых циклах движения, показателей среднего расхода по этим характеристикам и эксплуатационных расходов топлива позволяют проводить всестороннюю качественную и количественную оценку топливной экономичности автомобилей, в том числе предна-

значенных для работы с остановками, например, в условиях городского или пригородного движения, или в любом другом случае, где смешанный режим является преобладающим. При этом равномерное и импульсивное движение можно рассматривать как частные случаи замкнутых циклов движения.

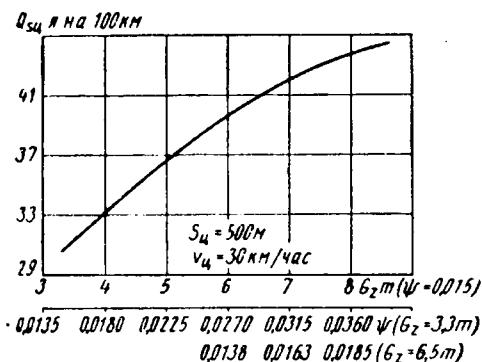


Рис. 4. Зависимость среднего расхода топлива в замкнутых циклах движения от веса полезной нагрузки и сопротивления движению.

При наличии экспериментальных характеристик такая оценка топливной экономичности в ряде случаев может являться достаточной без проведения эксплуатационных испытаний автомобилей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Токарев А. А., «Автомобильная промышленность» № 3, 1961.
2. Гольд Б. В. Фалькевич Б. С., Теория, конструирование и расчет автомобиля, Машгиз, 1957.
3. Чудаков Е. А., Теория автомобиля, Машгиз, 1950.
4. Рубец Д. А., Исследование топливной экономичности автомобилей, ЦНИИАТ, изд. МКХ РСФСР, М., 1953.

К вопросу о надежности систем зажигания

В. И. ШАХОВЦЕВ
НИИАВтоприборов

ЭЛЕКТРООБОРУДОВАНИЕ современного автомобиля представляет собой сложный комплекс многочисленной электротехнической аппаратуры.

Ненадежность ее или неудовлетворительные характеристики вызывают простой в работе автомобиля или недоиспользование мощности двигателя. Наиболее важной из всего электрооборудования является система зажигания, так как с ней непосредственно связана работоспособность двигателя.

Вспламенение рабочей смеси в камере сгорания карбюраторного двигателя происходит за счет энергии электрической искры, проскаивающей между электродами зажигательной свечи.

Для надежного пробоя искрового промежутка свечи, напряжение U_{2s} , развиваемое катушкой зажигания в эксплуатационных условиях, должно быть выше пробивного напряжения U_{2p} , необходимого для пробоя искрового промежутка между электродами свечи, т. е. $\frac{U_{2s}}{U_{2p}} > 1$; причем это соотно-

шение должно поддерживаться на всем диапазоне пускового и рабочих режимов работы данного двигателя.

На величину U_{2s} влияют электрические параметры системы, а также характеристики двигателя. Из классической теории батарейного зажигания известно, что величина U_{2s} может быть определена как

$$U_{2s} = I_p \sqrt{\frac{L_1}{C_1 \left(\frac{w_1}{w_2} \right)^2 + C_2}}. \quad (1)$$

где L_1 — индуктивность первичной обмотки;
 C_1 — первичная емкость;
 C_2 — вторичная емкость системы высокого напряжения;
 w_1 и w_2 — число витков первичной и вторичной обмоток;
 I_p — ток разрыва контактов.

Формула (1) позволяет определить величину вторичного напряжения при работе системы зажигания на открытую цепь, без потерь во вторичной цепи. Для использования этой формулы в практических целях необходимо ввести в виде множителя коэффициент k_n , учитывающий уменьшение максимума напряжения из-за потерь энергии:

$$U_{2s} = I_p \sqrt{\frac{L_1}{C_1 \left(\frac{w_1}{w_2} \right)^2 + C_2}} \cdot k_n. \quad (2)$$

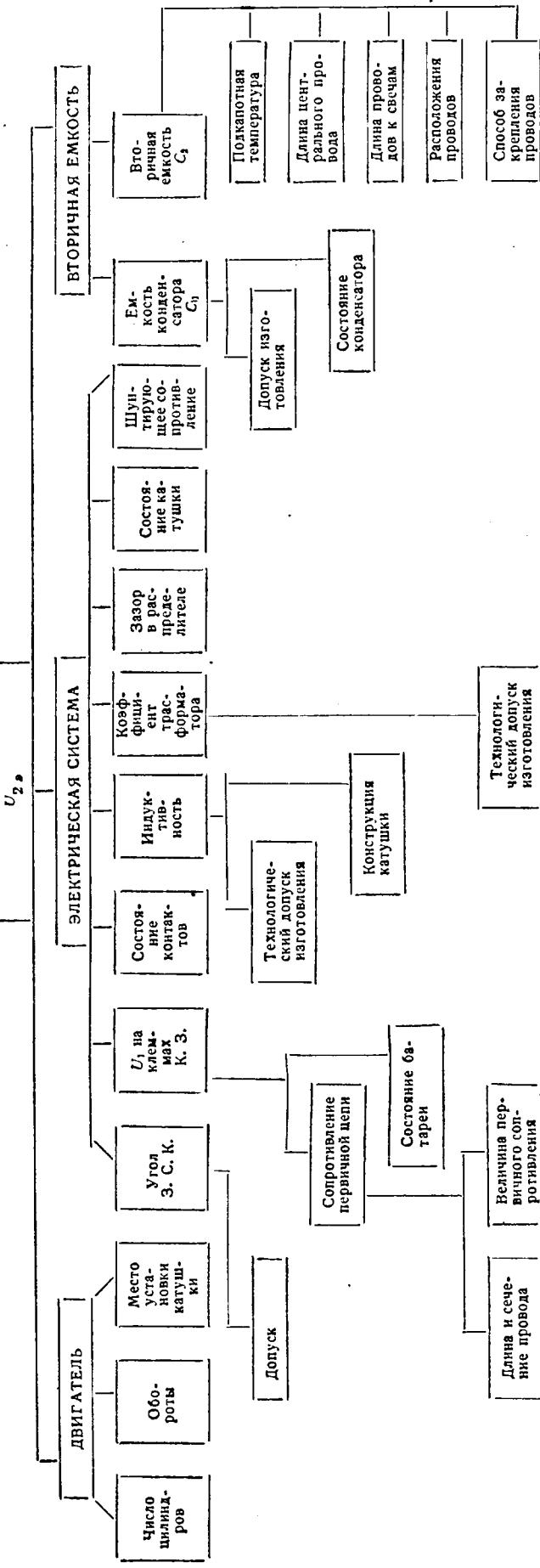
Из формулы (2) видно, что на величину U_{2s} значительно влияет I_p .

Величина тока разрыва зависит как от электрических параметров катушки зажигания, так и от числа цилиндров двигателя, скорости вращения коленчатого вала, вследствие того, что длительность времени замкнутого состояния контактов прерывателя равна

$$t_3 = k \cdot \frac{120}{n \cdot i}, \quad (3)$$

где n — скорость вращения коленчатого вала двигателя;
 i — число цилиндров двигателя;
 k — коэффициент, зависящий от формы кулачка.

* Вес одного пассажира принят равным 70 кг.

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ВЕЛИЧИНУ U_{2*} ВТОРИЧНОГО НАПРЯЖЕНИЯ КАТУШКИ ЗАЖИГАНИЯ

Таким образом, к моменту размыкания контактов прерывателем ток в первичной обмотке катушки зажигания нарастает до величины

$$I_p = \frac{U_1}{R} \left(1 - e^{-\frac{R}{L} k \frac{120}{ni}} \right), \quad (4)$$

где U_1 — напряжение на клеммах катушки зажигания;

R — сопротивление первичной цепи катушки зажигания.

Вторичная емкость C_2 существенно зависит не только от конструкции аппаратов зажигания, но и от монтажа их на двигателе, системы подавления радиопомех, температуры подкапотного пространства двигателей, типа проводов и их расположения.

Несмотря на это, для каждого конкретного типа двигателя величину C_2 можно определять расчетным путем.

Коэффициент формулы k_n учитывает влияние на внутренние потери в катушке зажигания и потери от наличия шунтирующих сопротивлений вторичной цепи — нагароотложение на тепловом конусе изолятора свечи и т. д. Сопротивление потерь определяется осциллографическим методом.

Потеря энергии во вторичной цепи равна

$$W_n = \frac{1}{R_n} \int_{t_1}^{t_0} U^2 dt, \quad (5)$$

где t_0 — момент разрыва тока в первичной цепи;

t_1 — время нарастания вторичного напряжения.

Для более детального представления о зависимостях величины U_{2*} от электрических параметров цепи и конструкции двигателя ниже показана схематическая связь U_{2*} с основными факторами.

Несмотря на большое количество факторов, влияющих на вторичное напряжение системы зажигания, величина U_{2*} для конкретного двигателя может быть определена расчетным путем.

Аналитический расчет величины пробивных напряжений на зажигательных свечах является очень сложной задачей в связи с тем, что входящие в уравнения величины в эксплуатационных условиях меняются в широких пределах и в значительной степени зависят от условий эксплуатации.

НИИАвтоприборов проведена большая научно-исследовательская работа по определению величин пробивных напряжений на различных режимах работы автомобильного двигателя, а также исследование факторов, влияющих на пробивное напряжение при стендовых и дорожных испытаниях.

Ниже показана схематическая связь факторов, влияющих на величину U_{np} .

Основными факторами, из числа отмеченных на схеме, являются давление в камере горения $p_{сж}$, величина искрового промежутка свечи $\delta_{св}$ и температура. Эти три фактора, согласно закону Пашена, выражаются уравнением

$$U_{np} = f \left(\frac{p_c \cdot \delta_{св}}{T} \right). \quad (6)$$

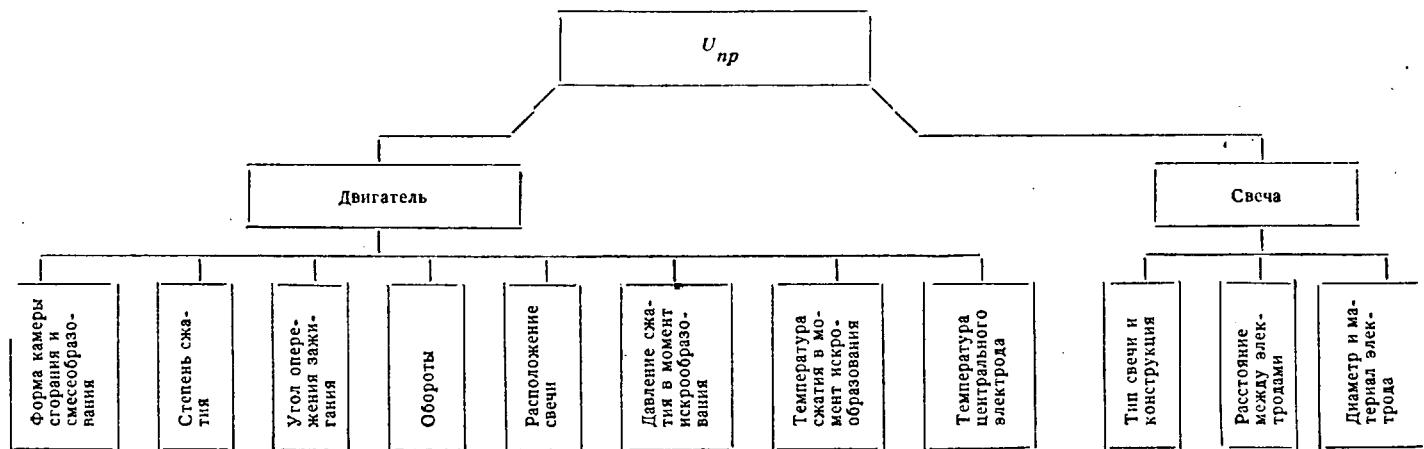
Таким образом, с увеличением давления и искрового промежутка свечи U_{np} увеличивается, а с увеличением температуры U_{np} уменьшается, поскольку температура оказывает ионизационное действие на искровой промежуток.

При проведении испытаний по определению пробивных напряжений на зажигательных свечах автомобильного двигателя, наряду с измерением U_{np} , измерялись давления в камере горения в момент искрообразования $p_{сж}$ и температура центрального электрода свечи $T_{ц.э.}$. Зазор между электродами свечи выбирался равным 0,7; 1,0 и 1,2 мм.

Пусковой режим двигателя. Наибольший интерес представляет пуск непрогретого двигателя, так как в этом случае устраняется влияние температуры газов и температуры центрального электрода, эти факторы, как известно, повышают величину пробивного напряжения.

Для испытаний был взят двигатель с автомобиля ГАЗ-51 в хорошем состоянии, прошедший 1500 км.

На рис. 1 представлены изменения U_{np} в зависимости от пусковых оборотов двигателя. Из приведенных графиков видно, что U_{np} увеличивается с возрастанием скорости прокручивания коленчатого вала двигателя. Это увеличение более значительно оказывается при изменении скорости прокручивания от 35—70 до 100—120 об/мин. Во время дальнейшего увеличения $n_{об}$ кривая U_{np} приобретает пологость, последнее

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ВЕЛИЧИНУ U_{np} ПРОБИВНОГО НАПРЯЖЕНИЯ СВЕЧИ

объясняется изменением состава смеси и лучшим наполнением цилиндров двигателя.

Характер изменения пробивного напряжения определяется величинами давления в камере сгорания.

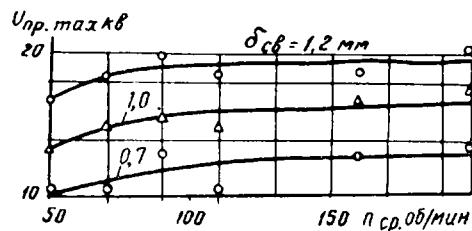


Рис. 1.

Рабочие режимы двигателя. Пробивное напряжение определялось как при стендовых испытаниях, так и непосредственно в эксплуатационных условиях.

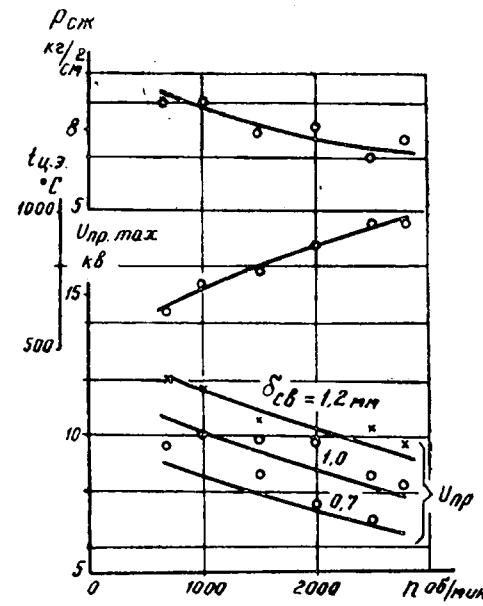


Рис. 2.

Основным режимом работы двигателя при стендовых испытаниях была внешняя характеристика, снятая при полностью открытой дроссельной заслонке на всем диапазоне рабочих скоростей двигателя.

Для измерения температуры центрального электрода применялась специальная термопара хромель-алюмель, а для измерения давления в камере сгорания применялся стробоскопический индикатор давления, со специально для этих целей разработанным электронным усилителем.

На рис. 2 и 3 приведены изменения U_{np} при внешней и эксплуатационной характеристиках двигателя ГАЗ-51. Измерение U_{np} осуществлялось непосредственно на свече. Из рассмотренных характеристик видно, что наибольшие значения U_{np} получаются во время работы двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке.

Из скоростных режимов наибольшая величина пробивного напряжения, как это видно из приведенных зависимостей, получается на скорости вращения коленчатого вала двигателя 800–1500 об/мин.

При увеличении скорости вращения значения пробивных напряжений при всех режимах уменьшаются.

Чтобы дать объяснения наблюдаемой склонности к уменьшению величины пробивного напряжения при увеличении ско-

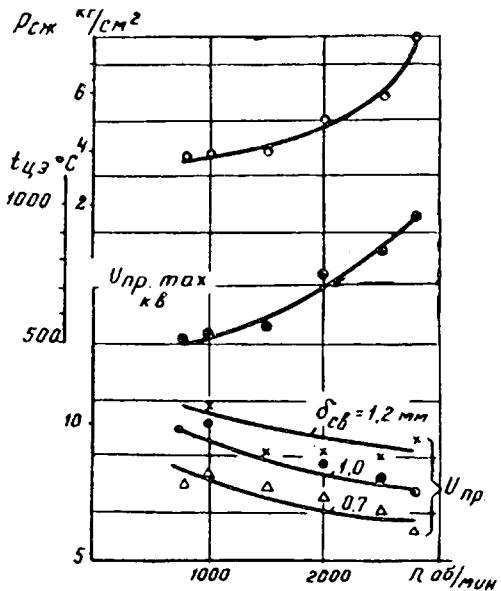


Рис. 3.

рости, проводились дополнительные испытания на двигателе ГАЗ-51 в лабораторных условиях на тормозном стенде.

На основании результатов испытаний получены зависимости пробивного напряжения от скорости вращения коленчатого вала двигателя при постоянном крутящем моменте на валу двигателя ГАЗ-51 (рис. 4 и 5) и пробивного напряжения от крутящего момента двигателя при постоянной скорости вращения (рис. 6).

Измерение производилось с учетом напряжения, необходимого для пробоя дополнительного искрового промежутка в распределителе.

Увеличение скорости вращения при неизменном M_{kp} и изменение M_{kp} при постоянной скорости достигалось за счет уве-

личения открытия дроссельной заслонки. Одновременно изменился температуры центрального электрода свечи.

Из приведенных зависимостей видно, что пробивное напряжение уменьшается при увеличении скорости коленчатого вала.

При рассмотрении зависимости расхода воздуха на цикл (рис. 4 и 5) видно, что он остается почти неизменным. С другой стороны, температура центрального электрода свечи возрастала, следовательно, температура конца сжатия T_c также увеличивалась. Совершенно очевидно, что сочетание постоянного

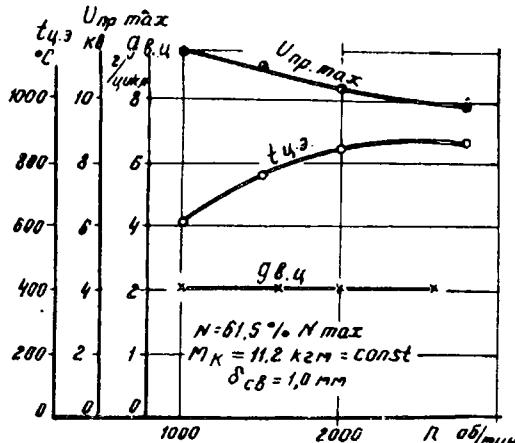


Рис. 4.

количества сжимаемого воздуха (объем камеры сгорания постоянный) и увеличивающейся температуры, приводит к некоторому увеличению давления конца сжатия $p_{сж}$. При увеличении скорости вращения коленчатого вала двигателя с 1000 до 2800 об/мин увеличиваются углы опережения зажигания

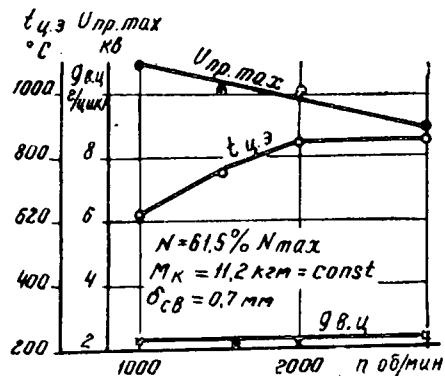


Рис. 5.

на 10–12°. Это приводит к тому, что пробой искрового промежутка происходит при меньшем давлении в камере сгорания, а следовательно, ведет и к снижению $U_{пр}$.

Таким образом, имеются четыре основных фактора, влияющие на $U_{пр}$ тах:

1. Увеличение $p_{сж}$, способствующее увеличению пробивного напряжения.

2. Уменьшение давления в момент пробоя искрового промежутка из-за увеличения угла опережения зажигания.

3. Увеличение температуры смеси в конце сжатия T_c , облегчающее ионизацию и электрический пробой искрового промежутка.

4. Увеличение температуры центрального электрода, приводящее к увеличению термоэлектронной эмиссии и, следовательно, уменьшению $U_{пр}$.

Основываясь на сказанном выше, можно сделать вывод, что при увеличении скорости вращения коленчатого вала и неизменном крутящем моменте, развиваемом двигателем, решающее влияние на величину $U_{пр}$ оказывает повышение температуры конца сжатия T_c , температура центрального электрода свечи $t_{4,3}$ и изменение угла опережения зажигания.

При неизменной скорости вращения увеличение крутящего момента приводило к увеличению пробивного напряжения.

В данном случае на величину $U_{пр}$ влияли те же перечисленные выше факторы. Однако поскольку увеличение $M_{кп}$ достигалось открытием дроссельной заслонки, то естественно, что увеличивался расход воздуха на цикл (рис. 6) и $p_{сж}$ возрастало здесь в значительно большей степени, в результате чего увеличивалось $U_{пр}$.

Проведение стендовых испытаний дало возможность выявить взаимосвязь и влияние отдельных факторов на величину $U_{пр}$.

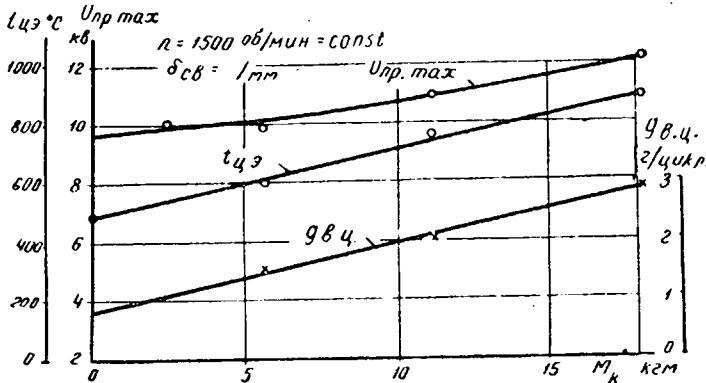


Рис. 6.

Для окончательного определения коэффициентов запаса проводились дорожные испытания автомобиля ГАЗ-51 с грузом 2,5 т (табл. 1).

Таблица 1

Режим работы	n в об/мин	σ в км/час	Температура воды в °C	$U_{пр}$ в кВ
Пуск двигателя, холостой ход	150–200 500 1000	—	40	9,0 7,8 7,2
Движение автомобиля по шоссе и ровной дороге	— — — — — —	20 30 40 50 60 70	50 60 65 70 75 75	9,0 9,3 10,0 10,7 10,2 8,7
Торможение автомобиля двигателем	—	70 40	75 75	4,5 5,7
Пуск двигателя, холостой ход	150–200 500 1000	—	75 — 75	6,3 9,0 10,5
Движение автомобиля по шоссе и ровной дороге	— — — — — —	20 30 40 50 60 70	75 — 75 — — —	9,0 9,2 9,9 10,7 9,0 8,4
Разгон автомобиля до 70 км/час, подъем в гору с торможением	— — — —	70 50 40 20	75 — — —	9,0 11,5 11,0 9,0

Примечание. Зазор между электродами свечи составлял 0,8 мм.

Во время этих испытаний исследовались эксплуатационные режимы, при которых работа системы зажигания могла быть наиболее напряженной.

Из приведенных в табл. 1 данных видно, что наибольших значений $U_{пр}$ достигает во время подъема груженого автомобиля в гору при скорости движения 40–50 км/час. При этом величина пробивного напряжения на свечах достигает 11,5 кВ.

Режим подъема был искусственно утяжелен, так как движение осуществлялось при подтормаживании тормозной педалью. В реальных условиях подобных режимов не бывает, и, следовательно, величина пробивного напряжения будет меньше.

Во время движения автомобиля по ровной дороге с постепенным увеличением скорости от 20 до 70 км/час, т. е. при

разгоне автомобиля, наибольшее значение пробивного напряжения равно 10,7 в (v=50 км/час).

Пробивные напряжения при разгоне автомобиля несколько больше, чем при снятии внешней характеристики двигателя в стендовых условиях (см. рис. 2), что, видимо, объясняется меньшей температурой двигателя при разгоне. Это объяснение справедливо и для пускового периода, где величины U_{np} при стендовых испытаниях получаются существенно выше, чем при дорожных (см. рис. 1 и табл. 1). Во время стендовых испытаний температура охлаждающей жидкости двигателя была не выше +20°, в дорожных условиях $t=40 \div 75^{\circ}$.

Поскольку режимы пуска двигателя и разгона автомобиля при пониженных температурах двигателя являются реальными условиями в процессе эксплуатации, то при оценке надежности системы зажигания или определения коэффициента запаса системы зажигания необходимо ориентироваться на эти режимы.

Таблица 2

$U_{2\vartheta}$ в в	U_{np} в в	k_3
21-22	Пусковой режим 10-13	2,1-1,7
13,5	Рабочий режим 10,7	1,26

В табл. 2 приведено сопоставление величин вторичного напряжения $U_{2\vartheta}$ и максимальных значений пробивных напряже-

ний для двигателя ГАЗ-51. Шунтирующее сопротивление принято равным $R_w = 3 \text{ Мом}$; $\delta_{ce} = 0,7 \div 0,8 \text{ мм}$; $U_1 = 8 \text{ в}$; для пуска и $U_1 = 12 \text{ в}$ для рабочего режима. По $U_{2\vartheta}$ и U_{np} определен коэффициент запаса вторичного напряжения $k_3 = \frac{U_{2\vartheta}}{U_{np}}$.

Из табл. 2 видно, что коэффициент запаса для системы зажигания автомобиля ГАЗ-51 равен $k_3 = 2,1 \div 1,7$ для пускового режима и $k_3 = 1,26$ для рабочего режима двигателя. Из приведенных данных видно, что коэффициент запаса для рабочего режима меньше, чем для пускового. Учитывая то, что напряжение, регулируемое реле-регулятором, выше $U_1 = 12 \text{ в}$, при котором проводились испытания катушек зажигания, запас вторичного напряжения на рабочих режимах автомобиля будет большим.

Для облегчения определения надежности работы системы зажигания и обоснованного выбора системы зажигания в НИИАвтоприборов разработан импульсный киловольтметр для измерения U_{np} и $U_{2\vartheta}$. Прибор позволяет производить измерения как в стендовых, так и дорожных условиях автомобиля, совершенно не влияя на режим работы двигателя.

Правильный выбор k_3 для различных двигателей имеет важное значение, так как при минимальном расходе активных материалов на катушку зажигания (медь) обеспечивается надежная работа двигателя.

Исследование падений напряжения в стартерной цепи автомобилей

Ю. И. БОРОВСКИХ, Ю. И. МАЙЗЕНБЕРГ, Л. К. ЕГОРОВ

НИИАвтоприборов

ДО ПОСЛЕДНЕГО времени считалось, что «масса» автомобиля обладает незначительным сопротивлением, и при расчетах эта часть цепи во внимание не принималась.

Измерения падений напряжения в цепи стартера, проведенные более чем на 70 автомобилях различных типов, находящихся в эксплуатации, показали, что падение напряжения в «массе» автомобиля в 2,6-11,4 раза превышает падение напряжения в стартерном проводе. В табл. 1 даны результаты

Таблица 1

Тип автомобиля	Пробег в тыс. км	Падение напряжения в в		$\frac{\Delta U_m}{\Delta U_{np}}$
		в стартерном проводе, включая переходные контакты	в «массе» автомобиля	
М-21 «Волга»	25-160	0,05-0,07	0,34-0,69	6,8-10,8
Москвич-402	43-97	0,04-0,08	0,12-0,62	2,6-9,0
УАЗ-450	9-20	0,03-0,05	0,11-0,2	2,8-6,0
ЗИЛ-150	86-102	0,08-0,16	0,46-1,14	4,0-11,4

этих измерений. Измерения проводились в момент прокручивания вала двигателя от стартера при выключенном зажигании.

Для более детального анализа падений напряжения на отдельных участках цепи стартера были проведены дополнительные измерения. На рис. 1 показана схема цепи стартера с разбивкой ее на отдельные участки, на которых производилось измерение падений напряжения. Ток в цепи определялся по амперметру, включенному между клеммой аккумулятора и стартерным проводом.

В табл. 2 приведено распределение сопротивлений отдельных участков в процентах от общего сопротивления всей цепи. Все участки цепи «массы» разбиты на три группы: а) переходные контакты; б) «масса» кузова, рамы и двигателя; в) мягкие перемычки. Для определения сопротивления от-

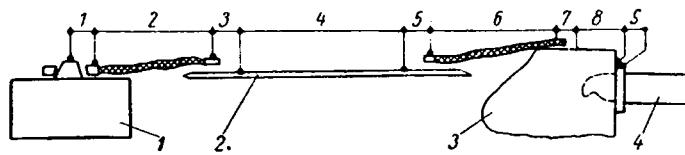


Рис. 1. Схема цепи стартера:

1 - аккумуляторная батарея; 2 - кузов; 3 - двигатель; 4 - стартер. Цельных участков в табл. 2 даны средние значения сопротивления всей цепи стартера.

Отдельные измерения переходных контактов дали резко выделяющиеся результаты вследствие ослабления затяжки гайок и коррозии контактирующих поверхностей. Эти измерения до зачистки поверхностей контакта и подтягивания болтов не включены в табл. 2. Зачистка и подтягивание контактов значительно снижают сопротивление переходного контакта.

Данные табл. 2 показывают, что основная часть падений напряжения в «массе» автомобиля приходится на переходные контакты и на «массу» кузова, рамы и двигателя.

Большой процент падения напряжения на переходном контакте 7 автомобилей «Волга» и контакте 5 у автомобилей УАЗ-450 объясняется тем, что эти контакты расположены в нижней части автомобиля; на них попадает грязь и влага, что приводит к усиленной коррозии контакта.

Переходный контакт 3 на автомобиле «Волга» выполнен неудачно. Контакт осуществляется через гайку и болт или через кронштейн аккумулятора. Таким образом, контакт 3 на автомобилях «Волга» представляет собой не один, а несколько последовательных переходных контактов, причем кронштейн и кузов имеют окрашенные поверхности.

Таблица 2

Тип участка	Номер участка	Сопротивление участков цепи в % от общего сопротивления цепи стартера			
		«Волга»	«Москвич»	УАЗ-450	ЗИЛ-150
Переходные контакты	1	0,72	0,71	0,74	0,60
	3	16,2	6,9	3,69	1,0
	5	12,2	6,85	32,2	4,0
	7	10,3	4,95	3,14	0,5
	9	—	—	—	5,6
«Масса» кузова и двигателя	4	14,0	6,48	13,5	51,5
	8	10,7	32,2	17,4	2,5
Гибкие перемычки	2	7,04	4,87	7,4	8,56
	6	4,25	6,08	6,24	4,8
«Масса» автомобиля	С 1 по 9	75,4	69,04	84,4	79
Общее сопротивление цепи в $\text{ом} \cdot 10^{-3}$	—	1,832	1,974	2,561	2,91

На автомобиле ЗИЛ-150 и ЗИЛ-164 повышенное падение напряжения в «массе» автомобиля объясняется тем, что в цепь «массы» включена кабина автомобиля. Электрическая цепь на участке 4 проходит с рамы на кабину через шесть болтовых соединений, выполненных как обычные механические соединения, а не как места электрического контакта.

Проведенная обработка данных показала, что сопротивление в контакте 1 («клетка батареи — перемычка») с хорошей затяжкой луженых наконечников в 8 раз меньше переходных сопротивлений контактов между перемычкой и кузовом и почти в 5 раз меньше сопротивления контактов между перемычкой и двигателем или рамой, что видно из табл. 3.

Таблица 3

Переходный контакт	Сопротивление	
	Среднее значение в $\text{ом} \cdot 10^{-3}$	в % к сопротивлению переходного контакта от батареи и гибкой перемычке
От батареи к гибкой перемычке	0,028	100
От гибкой перемычки к кузову (тонкий лист)	0,228	814
От гибкой перемычки к двигателю или раме	0,133	475

Повышенное сопротивление переходных контактов болтовых соединений объясняется тем, что перемычки к кузову крепятся на закрашенную поверхность без зачистки и облучивания мест электрического контакта.

Увеличение переходных сопротивлений в контактах и «массе» автомобиля зависит также от пробега автомобиля и ухода за ними. Так, например, на автомобилях «Волга» после пробега 38—70 тыс. км сопротивление «массы» автомобиля находится в пределах 1,35—1,58 $\text{ом} \cdot 10^{-3}$, а после пробега 145—160 тыс. км 2,17—2,28 $\text{ом} \cdot 10^{-3}$. Приведенные данные показывают, что в процессе эксплуатации автомобиля необходимо тщательно следить за состоянием контактных соединений в цепи стартера автомобиля. Эта рекомендация подтверждается также данными, полученными при исследовании числа пусковых оборотов двигателей в зависимости от сопротивления цепи стартера.

Так, например, на автомобиле «Волга» число пусковых оборотов вала двигателя повышается на 13% (156 вместо 138 об/мин) в случае, если гибкая перемычка с клеммами «+» батареи присоединится прямо на блок двигателя, т. е. исключается из цепи стартера «масса» кузова автомобиля. Количество попыток прокручивания до 50 об/мин в этом случае увеличилось на 19% (с 32 до 38).

Аналогичные результаты получены и для автомобиля «Запорожец» при перенесении аккумуляторной батареи из багажного отделения в отделение для двигателя. В этом случае

сопротивление цепи стартера уменьшается в 3,7 раза за счет сокращения длины стартерного провода, что дает экономию меди, а число пусковых оборотов возрастает на 12% при одновременном увеличении количества попыток прокручивания (рис. 2).

Определить влияние падения напряжения в стартерной цепи на число пусковых оборотов вала двигателя можно также расчетным путем.

Для этого необходимо построить кривые напряжения аккумуляторной батареи 1 (рис. 3), напряжения на стартере 2, числа оборотов якоря стартера 3, падения напряжения в стартере 4 в зависимости от тока в стартерной цепи.

При токе в цепи стартера, равном $I_{ст}$, отрезок ab , заключенный между прямыми 1 и 2, равен падению напряжения в стартерном проводе и «массе» автомобиля. При уменьшении сопротивления «массы» автомобиля напряжение на стартере станет выше (прямая 5), а падение напряжения на стартере цепи уменьшится и станет равным отрезку ag .

Из теории электрических машин постоянного тока известно, что число оборотов якоря двигателя пропорционально э.д.с., которую он развивает:

$$\frac{n}{n'} = \frac{E}{E'} \quad \text{или} \quad n' = \frac{E'}{E} n = \frac{(U'_{бат} - \Sigma \Delta U')}{(U_{бат} - \Sigma \Delta U)} n,$$

где $\Sigma \Delta U = \Delta U_{np} + \Delta U_{к} + \Delta U_{ст}$ — общее падение напряжения в стартерном проводе, «массе» автомобиля и на внутреннем сопротивлении стартера.

На рис. 3 E и E' можно взять по отрезкам ab и ag соответственно.

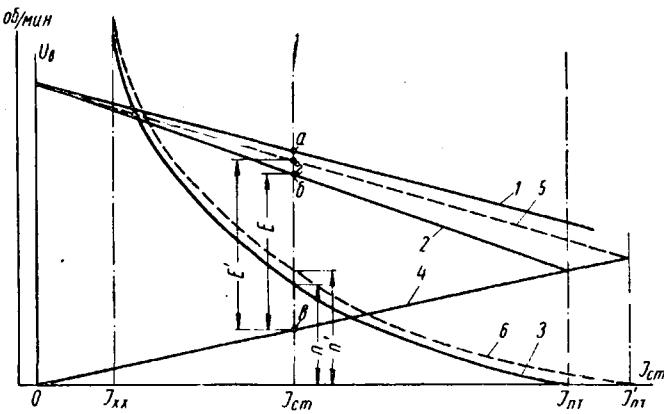


Рис. 3. Характеристика цепи стартера.

При уменьшении величины $\Sigma \Delta U$ до $\Sigma \Delta U'$ число оборотов якоря стартера увеличивается с n до n' (кривая 6). С понижением температуры двигателя при пуске увеличивается величина пускового тока, так как растет момент сопротивления двигателя прокручиванию, и при том же значении сопротивления стартерной цепи отношение $\frac{E'}{E}$ будет увеличиваться. Таким образом, влияние уменьшения сопротивления цепи стартера на пусковое число оборотов вала двигателя увеличивается с понижением температуры пуска.

Расчет показывает, что снижение падения напряжения в «массе» автомобиля на 0,64 в приводит к увеличению числа оборотов прокручивания на 11% при температуре $+6^\circ$, на 15% при 0° и на 30% при -10° . Следовательно, расчетный метод дает результаты, близкие к эксперименту.

Проведенные испытания дают возможность установить средние значения сопротивлений отдельных участков цепи стартера (табл. 4), пользуясь которыми можно рассчитать общее сопротивление.

Таблица 4

Тип участка	Номера участков по рис. 1	Наименование участка	Сопротивление участка в $\text{ом} \cdot 10^{-3}$
Переходные контакты	1	Клемма аккумуляторной батареи — гибкая перемычка	0,01
	3 и 5	Гибкая перемычка — тонкостенный кузов	0,23
	7	Гибкая перемычка — рама или двигатель	0,13
«Масса» двигателя	8 и 9	С креплением перемычки на блок двигателя	0,2
		С креплением перемычки на головку двигателя ¹	0,5
«Масса» автомобиля	4	Тонкостенный кузов	0,2
		Рама автомобиля	0,05

¹ Такой способ соединения не рекомендуется.

тивление вновь проектируемой или модернизируемой цепи стартера.

Сопротивление перемычек и изолированного провода может быть подсчитано в зависимости от их длины и сечения:

$$r_{np} = \rho \frac{l}{S} \text{ ом,}$$

где ρ — удельное сопротивление, для меди², равное $0,0175 \frac{\text{ом} \cdot \text{мм}^2}{\text{м}}$;

l — длина проводника в м;

S — сечение проводника в мм^2 .

Нагрев проводов можно не учитывать из-за кратковременности процесса пуска.

Сопротивление переходного контакта в месте лайки провода к наконечнику и сопротивление наконечника по данным измерений может быть принято равным $0,001 \cdot 10^{-3}$ ом, и при расчетах можно его не учитывать.

Подсчитав общее сопротивление цепи стартера, можно определить падение напряжения в цепи по формуле

$$\Delta U = R_{np} \cdot 3C_{10},$$

где C_{10} — емкость аккумуляторной батареи в 10-часовом режиме разряда.

Американский стандарт SAE устанавливает нормы на падение напряжения в цепи стартера, которые приведены в табл. 5.

Таблица 5

Система напряжения в в	Падение напряжения при силе тока в цепи $100 \text{ а} \left(\frac{\Delta U}{100 \text{ а}} \right)$	Условия эксплуатации, для которых предназначен автомобиль
6 12 24	0,12 0,2 0,4	Легкие и средние условия работы
12 24-32	0,12 0,2	Тяжелые условия работы

Полученные при измерениях цепи стартера данные по падениям напряжения были приведены к току 100 а. Величина $\frac{\Delta U}{100 \text{ а}}$ для автомобилей «Волга» колеблется в пределах 0,202—0,302, для автомобилей «Москвич» 0,2—0,228, автомобиля УАЗ-450 — 0,245 и ЗИЛ-150 — 0,365.

Таким образом, почти на всех обследованных типах автомобилей наблюдается завышенное против норм SAE (0,2 в) падение напряжения.

Для уменьшения падений напряжения в цепи стартера и повышения надежности пусковой системы автомобилей «Москвич», УАЗ-450 и ЗИЛ-164 предлагаются следующие конструктивные мероприятия.

1. Автомобили «Волга» и «Москвич-407». Рекомендуется соединение перемычки от аккумуляторной батареи на «массу» делать непосредственно на блок двигателя³.

Некоторое увеличение расхода меди на перемычку при таком выполнении стартерной цепи вполне окупается увеличением надежности пусковой системы.

2. Автомобили ЗИЛ-164. Рекомендуется перемычку на массу от аккумуляторной батареи на раму оставить без изменения, а перемычку на двигатель вести с лонжерона рамы прямо на болт, крепящий стартер к картеру маховика, с использованием применяемой сейчас перемычки.

Такое мероприятие, как показывает расчет, дает увеличение числа пусковых оборотов двигателя на 25% при отрицательных температурах, что равносильно увеличению емкости аккумуляторной батареи с 84 до 98 а·ч.

3. Автомобили УАЗ-450. Рекомендуется перемычку от аккумуляторной батареи на «массу» вести непосредственно на двигатель под болт, крепящий стартер к картеру маховика.

Это изменение практически не потребует увеличения расхода меди на перемычки и в то же время согласно расчету увеличит число пусковых оборотов при отрицательной температуре на 13,5%.

Для вновь проектируемых автомобилей, автобусов, тракторов и других машин рекомендуется стартерную цепь выполнять с соблюдением следующих требований:

1. При расположении аккумуляторной батареи недалеко от двигателя гибкую перемычку на «массу» следует вести от батареи непосредственно на блок двигателя или, что еще лучше, на корпус стартера.

2. В случае удаленности батареи от двигателя возможно использовать в качестве токопровода «массу» автомобиля при условии крепления гибких перемычек к лонжеронам рамы или подрамника (избегая тонкостенных частей кузова и кабины); располагать переходные контакты надо в местах, где на них не может попадать грязь, масло и влага, кроме того, место переходного контакта должно быть доступно для осмотра и систематической подтяжки болтового соединения; поверхность металла в местах крепления перемычек следует защищать и облуживать; производить крепление перемычек на закрашенную поверхность недопустимо.

3. Крепление стартера к блоку двигателя должно быть надежным и обеспечивать хороший электрический контакт. Болты, крепящие стартер, должны располагаться так, чтобы их было удобно подтягивать при эксплуатации.

Автомобильным и тракторным заводам необходимо ввести в инструкции по уходу указания о систематическом наблюдении за переходными контактами стартерной цепи.

Надо также оснастить все станции обслуживания, гаражи и РТС приборами для измерения падений напряжения в цепи стартера и при техническом обслуживании производить контроль и в случае необходимости подтягивать переходные контакты стартерной цепи.

¹ С 1960 г. автомобили «Волга» уже выпускаются с такой цепью стартера.

Полупроводниковые приборы для измерения скорости вращения коленчатого вала и угла опережения или угла впрыска топлива в двигателях внутреннего сгорания

Ю. М. ГОРСКИЙ, В. В. ТИТОВ

Московский энергетический институт

В РЕЗУЛЬТАТЕ развития техники предъявляются новые, более высокие требования и к двигателям внутреннего сгорания, научно-исследовательские институты и конструкторские бюро постоянно ведут работу по улучшению основных показателей двигателей в части повышения надежности, экономичности и увеличения мощности при одновременном уменьшении веса.

Однако цельнонаправленные исследования по разработке новых принципов работы и конструкции двигателя становятся уже невозможными без применения специальной измерительной аппаратуры и элементов счетно-решающей техники, которые могли бы создать направленный поток информации от двигателя к эксперименту в виде показаний приборов или осциллограммы изменения основных параметров двигателя в функции времени. К основным параметрам двигателя прежде всего можно отнести угол опережения зажигания θ и число оборотов коленчатого вала n [1].

В двигателях внутреннего сгорания применяются специальные устройства, например, центробежный и вакуумный регуляторы опережения зажигания [2], которые должны автоматически регулировать угол θ в зависимости от изменения числа оборотов коленчатого вала и от изменения нагрузки на двигателе. От того, как будет работать это регулирующее устройство, зависит экономичность работы двигателя и развиваемая им мощность. Возможности для измерения и регистрации угла θ при исследованиях работы двигателя даже в условиях научно-исследовательских лабораторий подчас еще крайне ограничены из-за отсутствия специальной измерительной аппаратуры, не говоря уже о крупных автотракторных хозяйствах, которые вообще не имеют никакой аппаратуры для измерения угла θ .

Учитывая важность рассматриваемой проблемы, авторами было разработано несколько вариантов измерительного прибора для одновременного измерения и регистрации угла θ и числа оборотов n при стендовых и дорожных испытаниях. Ниже будет рассмотрен принцип работы таких приборов.

Схема этого фазочувствительного и частотно-чувствительного измерительного прибора основана на принципах дискретной счетно-решающей техники с использованием полупроводниковых элементов [3].

Применение в приборе полупроводниковых элементов было обусловлено желанием обеспечить максимальную надежность его работы, минимальные размеры и питание непосредственно от аккумуляторной батареи, обслуживающей систему зажигания. На входы прибора подаются импульсы от прерывателя распределителя системы зажигания С. З. и системы электрических датчиков, фиксирующих верхнюю мертвую точку (в.м.т.) одного или нескольких цилиндров.

Для фиксации положения коленчатого вала во времени можно использовать такие электрические датчики:

1) кулачковый датчик, выполненный по принципу прерывателя;

2) датчик в виде малогабаритной синхронной машины с постоянными магнитами, ротор которой жестко (в отношении угловых перемещений) крепится к коленчатому валу;

3) магнитный датчик импульсов [4];

4) фотодатчик импульсов [5].

Если измеряется угол впрыска топлива в двигателях с воспламенением от сжатия, конечно, это имеет смысл, когда он может меняться или как-то регулироваться в процессе работы, то момент впрыска топлива также должен фиксироваться электрическим датчиком, например емкостным или магнитным [6].

Принцип действия фазочувствительного элемента состоит в измерении интервала времени между импульсом, поступающим от С. З., и импульсом датчика в.м.т. одного из цилиндров двигателя, принятого за «отсчетный»¹. Соответственно отсчетная

фаза будет определяться моментом прохождения поршнем «отсчетного» цилиндра.

Для преобразования неэлектрической величины (интервала времени) в электрическую величину, пропорциональную углу θ , используется так называемая триггерная схема [7].

Предположим, что переключатель (триггер) перебрасывается импульсами С. З. и в.м.т. из одного устойчивого состояния в другое. Частота перебросов триггера будет определяться скоростью вращения коленчатого вала двигателя:

$$f_{\text{в.м.т.}} = \frac{nm}{60}, \quad (1)$$

$$f_{\text{С. З.}} = \frac{ln}{120p}, \quad (2)$$

где f — частота следования импульсов соответственно С. З. и в.м.т., подаваемых на вход триггера;

l — число цилиндров двигателя;

p — коэффициент деления импульсов по каналу С. З.;

m — число датчиков на коленчатом валу двигателя.

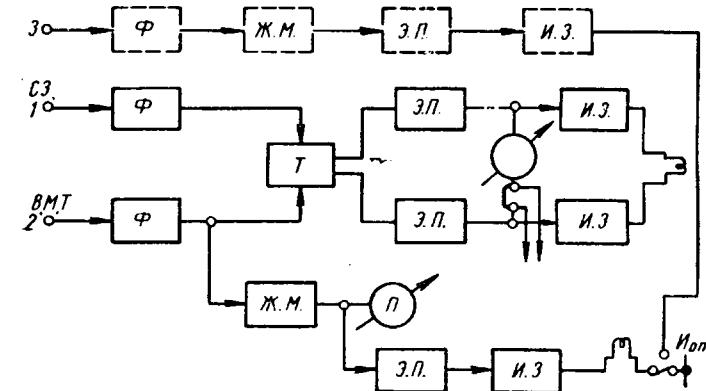


Рис. 1. Блок-схема измерительного прибора (вариант I).

Для правильной работы триггера необходимо обеспечить условия

$$f_{\text{в.м.т.}} = f_{\text{С. З.}} = f. \quad (3)$$

Рассмотрим блок-схему измерительного прибора. Первый вариант прибора (рис. 1) разрабатывался с учетом требований максимальной надежности и простоты схемных решений. При этом предполагалось, что равенство частот $f_{\text{в.м.т.}} = f_{\text{С. З.}}$ обеспечивается за счет установки на валу необходимого числа датчиков в.м.т., которое при $p=1$ равно $\frac{l}{2}$.

Импульсы С. З. и в.м.т. поступают на формирующие каскады Φ , назначение которых согласовать входы прибора с датчиками и сформировать «стартовые» импульсы малой длительности.

Принципиально формирующий каскад (рис. 2) состоит из эмиттерного повторителя — транзистора T_1 и дифференцирующей цепочки, образованной емкостью C_1 и диодом D_3 . Аналогично построен второй канал — транзистор T_2 , емкость C_2 и диод D_5 .

«Стартовые» импульсы поступают на симметричный триггер с разделенными базами T . Для идеального триггера средний ток в цепи одной половины, предположим через транзистор T_3 (рис. 2), будет определяться как

$$I_{cp} = \frac{E_n \Theta}{R \cdot 360^\circ} \cdot \frac{f}{f} = K_1 \Theta, \quad (4)$$

¹ Вопрос об «отсчетном» цилиндре определяется исходя из общего числа цилиндров в двигателе и числа используемых датчиков.

соответственно через транзистор T_4 будет протекать ток

$$I_{cp2} = K_1 (360^\circ - \theta), \quad (5)$$

где E_n — напряжение питания;

R_k — сопротивления в коллекторных цепях.

Из уравнений (4) и (5) видно, что триггерный способ измерения угла θ не зависит от изменения числа оборотов вала

имеют разрешающую способность до нескольких kg , требуется предварительное выпрямление прямоугольных импульсов от триггера. Это выполняется посредством пассивных интегрирующих цепочек $I. Z.$ (на рис. 2 R_2C_3 и R_3C_4). Постоянная времени интегрирующей цепочки ($\tau = RC$) практически выбирается из условия $\frac{1}{2f_{\min}} < 10\tau$, где f_{\min} — минимальная частота следования импульсов, при которой будет производиться регистрация угла θ .

Кроме того, регистрация $\theta = f(t)$ может производиться и на самописце, который включается последовательно с магнитоэлектрическим прибором P .

Для измерения числа оборотов коленчатого вала используется так называемый ждущий мультивибратор Ж. М. [3], в цепи которого включен магнитоэлектрический прибор P . Ждущий мультивибратор (рис. 2) — транзисторы T_7 и T_8 — под действием «стартовых» импульсов по каналу в.м.т. переходит во временно устойчивое состояние (транзистор T_7 открыт, а транзистор T_8 закрыт); длительно устойчивое состояние и наоборот. Длительность временно устойчивого состояния мультивибратора Δt определяется как

$$\Delta t \approx 0,7R_7C_7 = \text{const.}$$

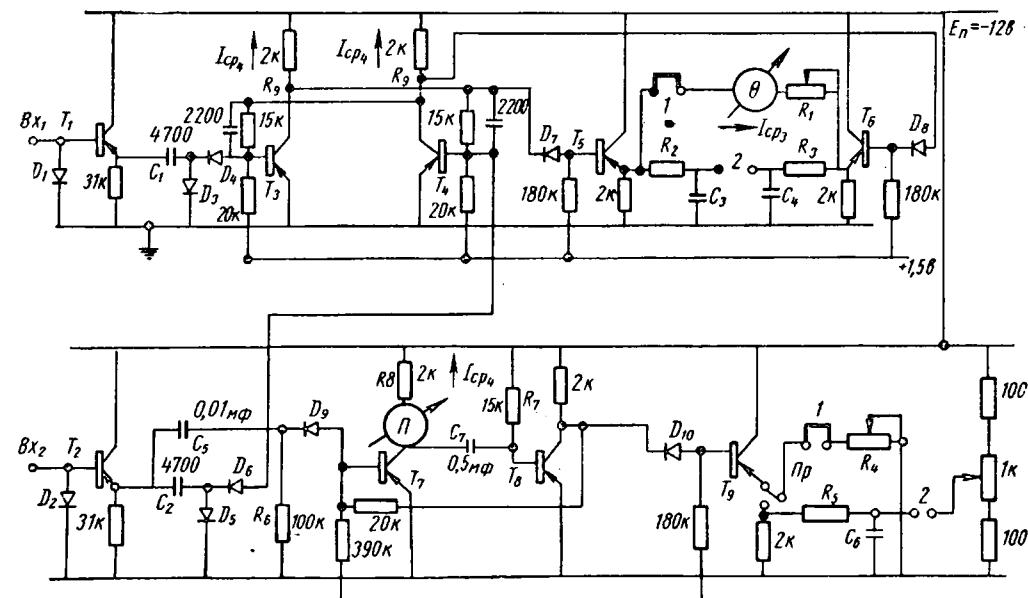


Рис. 2. Принципиальная схема полупроводникового фазометра тахометра (вариант I): 1 — самописец; 2 — шлейф.

двигателя и дает линейную зависимость $I_{cp1} = f(\theta)$ и $I_{cp2} = f(\theta)$ (рис. 3, a).

С точки зрения стабильности и чувствительности выгоднее магнитоэлектрический прибор P включать по балансной схеме между коллекторами транзисторов. В этом случае, если не учитывать внутреннего сопротивления прибора, средний ток в его цепи I_{cp3} будет определяться выражением

$$I_{cp3} = K_1 (360^\circ - 2\theta). \quad (6)$$

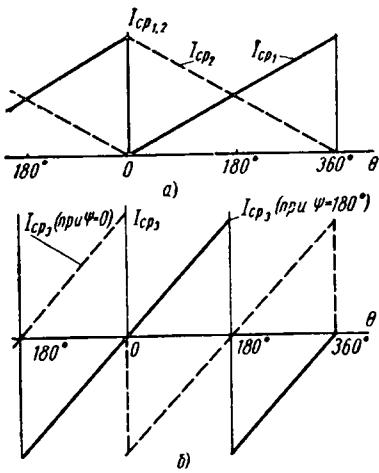


Рис. 3. Зависимость I_{cp1} , I_{cp2} и I_{cp3} в функции от угла θ .

Графический вид этой зависимости дан на

рис. 3, б (сплошная линия). Балансному принципу измерения угла θ при прочих равных условиях следует отдавать предпочтение потому, что он обеспечивает большую стабильность измерения при изменениях температуры.

Практически для согласования триггера с прибором θ и шлейфом осциллографа применяются эмиттерные повторители Э.П. (рис. 2, соответственно транзисторы T_5 и T_6). Для регистрации угла θ на шлейфе осциллографа, которые обычно

имеют разрешающую способность до нескольких kg , требуется предварительное выпрямление прямоугольных импульсов от триггера. Это выполняется посредством пассивных интегрирующих цепочек $I. Z.$ (на рис. 2 R_2C_3 и R_3C_4). Постоянная времени интегрирующей цепочки ($\tau = RC$) практически выбирается из условия $\frac{1}{2f_{\min}} < 10\tau$, где f_{\min} — минимальная частота следования импульсов, при которой будет производиться регистрация угла θ .

Кроме того, регистрация $\theta = f(t)$ может производиться и на самописце, который включается последовательно с магнитоэлектрическим прибором P .

Для измерения числа оборотов коленчатого вала используется так называемый ждущий мультивибратор Ж. М. [3], в цепи которого включен магнитоэлектрический прибор P .

Ждущий мультивибратор (рис. 2) — транзисторы T_7 и T_8 — под действием «стартовых» импульсов по каналу в.м.т. переходит во временно устойчивое состояние (транзистор T_7 открыт, а транзистор T_8 закрыт); длительно устойчивое состояние и наоборот. Длительность временно устойчивого состояния мультивибратора Δt определяется как

$$I_{cp4} = \frac{E_n}{R_8} \Delta t f = K_2 f. \quad (8)$$

Для регистрации числа оборотов прямоугольные импульсы с мультивибратора через эмиттерный повторитель — транзистор T_9 и переключатель Pr подаются или на самописец, или через интегрирующую цепочку R_5C_6 на шлейф осциллографа.

Для работы измерительного прибора по схеме, данной на рис. 2, от датчиков C_3 и в.м.т. должны подаваться импульсы отрицательной полярности с амплитудой не меньше 1—3 в. При этом входное сопротивление прибора не ниже 50 к Ω . Для измерения величин θ и P использовались магнитоэлектрические приборы М-24. При сборке схемы можно применять транзисторы П-13—П-16*. В случае работы прибора в широком температурном диапазоне желательно всю схему (кроме транзисторов T_1 и T_2) перевести на кремниевые транзисторы П-105 или П-106. Конструктивно измерительный прибор может быть выполнен с размерами: 240×100×120 мм.

В ряде практических задач требуется производить измерения относительных скоростей, т. е. по отношению к эталонной скорости или по отношению к какому-либо несинхронно вращающемуся элементу. В этом случае схему прибора следует дополнить еще одним ждущим мультивибратором и формирующим каскадом (штриховая линия на рис. 1). Тогда на третий вход прибора будут подаваться импульсы от соответствующих датчиков или периодические сигналы от эталонного генератора.

Недостатки измерительного прибора, выполненного по схеме, данной на рис. 2, заключаются в том, что:

а) необходима установка на коленчатом валу $\frac{l}{2}$ датчиков и при этом расстояние между датчиками должно строго соответствовать $\frac{2 \cdot 360^\circ}{l}$ (например, для восьмицилиндрового двигателя, если датчики располагаются на диске диаметром 50 мм, ошибка в установке датчика всего на 1 мм даст ошибку при измерении

* При наличии принципиальной схемы сборка и наладка измерительного прибора может быть выполнена силами радиолюбителей.

угла θ на 90° , результирующая ошибка из-за усреднения будет меньшей);

б) нельзя производить регистрацию угла Θ на шлейфовом осциллографе с малым запаздыванием;

в) от датчика в.м.т. требуется импульсы, имеющие сравнительно большую амплитуду.

Разработка второго варианта прибора, который в дальнейшем будет именоваться универсальным, велась с учетом следующих требований: максимальной надежности, простоты схемных решений, возможности работы от одного датчика В.М.Т. с четырех-, шести-, восьмицилиндровыми двигателями и возможности регистрации с малым запаздыванием угла Θ в переходе

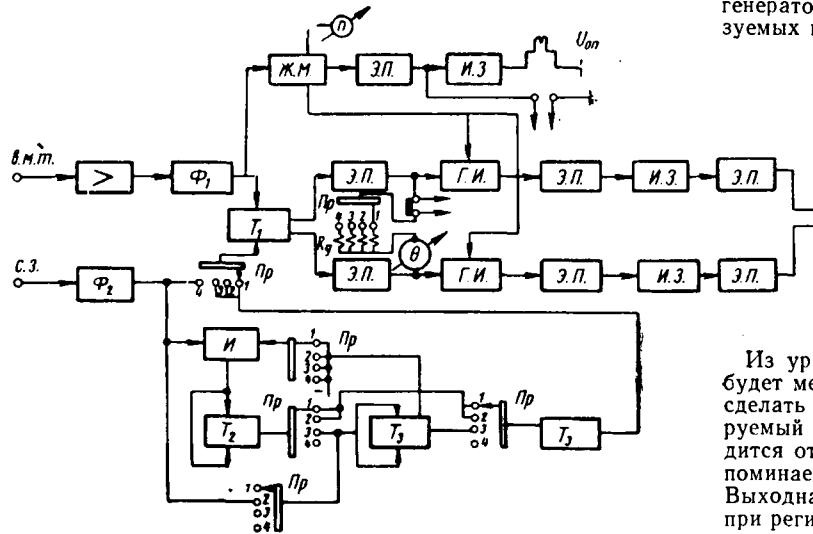


Рис. 4. Блок-схема универсального прибора (вариант II).

ных процессах на шлейфе осциллографа. Предъявление таких требований к прибору усложнило его принципиальную схему. Основные отличительные особенности универсального прибора, видны из блок-схемы, приведенной на рис. 4.

Условие равенства частот (2) в универсальном приборе при $m=1$ обеспечивается за счет деления частоты $f_{\text{с.з.}}$ при работе с четырех-, шести-, восьмицилиндровыми двигателями соответственно на 2, 3, 4.

Если двигатель имеет четыре цилиндра, переключатель Pr ставится в положение 1. Тогда импульсы от C_3 через формирующий каскад Φ_2 и логическую схему совпадения \bar{I} подаются на пересчетный триггер T_2 . Прямоугольные импульсы с триггера T_2 дифференцируются по переднему фронту и после формирователя Φ_3 в виде стартовых импульсов подаются на вход измерительного триггера T_1 . Аналогично будет осуществляться работа прибора при восьмицилиндровом двигателе—переключатель Pr находится в положении 3. В этом случае последовательное включение двух пересчетных триггеров T_2 и T_3 обеспечивает деление импульсов со стороны системы зажигания на 4 (триггеры T_2 и T_3 в отличие от измерительного триггера T_1 имеют обединенные базы и выполняют роль делителей частоты).

Сложнее обстоит дело с шестицилиндровыми двигателями. Здесь для пересчета на 3 приходится применять логическую схему совпадения I .

В положении 1 и 3 переключателя *Пр* импульсы от формирователя Φ_2 беспрепятственно проходят через логическую схему *И*. В положении *Пр* 2 на один из входов логической схемы подается уровень с триггера T_3 , который меняется от 0 до E_n . Тем самым через один импульс *С.З.* логическая схема оказывается блокированной.

В результате на выход триггера T_1 будут подаваться импульсы, частота которых в 3 раза меньше частоты следования импульсов от С.З.

Если число датчиков в.м.т. $m = \frac{l}{2}$, то независимо от числа цилиндров в испытуемом двигателе переключатель Pr ставится в положение 4, т. е. стартовые импульсы от формирователя Φ_2 будут непосредственно подаваться на измерительный триггер T_1 .

При $m=1$ переход от одного типа двигателей к другому (в отношении числа цилиндров) при угле $\theta=\text{const}$ будет менять импульсы, а следовательно, и средний ток через магнитоэлектрический прибор θ . Для компенсации этого изменения переключатель Pr соответственно меняет добавочное сопротивление R_d .

Следует отметить, что при $m=1$ вместо механической установки датчика в.м.т. можно производить электрическую настройку с помощью схемы задержки импульса.

Запись малых запаздываний при регистрации угла Θ на шлейфе осциллографа потребовало применения специальной схемы амплитудного выпрямления, состоящей из управляемого генератора импульсов Г.И. и пассивных интеграторов, используемых в качестве оперативной памяти.

Г.И. превращает прямоугольные импульсы, поступающие от триггера, в трапециевидные импульсы, соответственно равные по амплитуде:

$$\left. \begin{aligned} U_1 &= K_3 \frac{180^\circ - \theta_0}{360^\circ} \cdot \frac{1}{f}, \\ U_2 &= K_3 \frac{180^\circ + \theta_0}{360^\circ} \cdot \frac{1}{f}. \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

Из уравнений (9) видно, что при $\theta = \text{const}$ амплитуда пильы будет меняться при изменении числа оборотов. Для того чтобы сделать U_1 и U_2 независимыми от f , в Г.И. применяется регулируемый наклон пильы, т. е. $K_3 = K_4 f$. Коррекция Г.И. производится от ждущих мультивибраторов. Напряжение U_1 и U_2 , запоминается на интегрирующих цепочках с подразрядом И.З. Выходная схема двухканальная. При такой схеме получаемое при регистрации на шлейфе осциллографа запаздывание не превышает 40 м/сек (при $f = 50$ герц).

Точность измерения угла θ в первом и втором вариантах при хорошей подгонке каскадов не ниже 2,5%, а измерения скорости в первом варианте не ниже 5%, а во втором 3%.

В заключение отметим, что рассмотренный принцип измерения угла и скорости может использоваться не только для целей измерения и регистрации, но и для различных задач автоматического управления; например, вполне своевременно ставить вопрос об оптимальном регулировании мощных двигателей с воспламенением от сжатия по принципу экстремального регулирования [1]. Действительно, если получить информацию об угле впрыска топлива (предполагается, что он регулируется), расходе топлива, скорости вращения коленчатого вала и крутящем моменте на валу двигателя (последний может измеряться, например, по принципу [8]), то при наличии такой информации можно обеспечить направленный автоматический поиск оптимального режима двигателя. При этом датчик угла Θ и числа оборотов может быть выполнен на основе рассмотренных выше измерительных приборов, которые по своему принципу работы и благодаря специфике полупроводниковых триодов обладают высокой надежностью.

ЛИТЕРАТУРА

1. Автоматическая оптимизация управляемых систем, перевод под редакцией Б. Н. Петрова, изд-во Ии. литературы, 1960.
 2. Ю. М. Галкин, Автотракторное электрооборудование, Машгиз, 1948.
 3. Ю. И. Конев, Полупроводниковые триоды в автоматике, изд-во «Советское радио», 1960.
 4. А. М. Турчин, Электрические измерения неэлектрических величин, ГЭИ, 1954.
 5. В. И. Литвак, Фотореле в системах автоматического контроля и регулирования, ГЭИ, 1961.
 6. Б. З. Михлин, Высокочастотные емкостные и индуктивные датчики, ГЭИ, 1960.
 7. Б. Н. Кононов, Симметричные триггеры на плоскостных полупроводниковых триодах, ГЭИ, 1960.
 8. Ю. М. Горский, В. Ж. Гиокмиров, Магнитоимпульсный метод регистрации крутящего момента на валу электрических и других машин. «Вестник электропромышленности», № 9, 1959.

24-вольтовое электрооборудование автомобилей с двигателем с воспламенением от сжатия

А. А. ЗДАНОВСКИЙ

НИИАвтоприборов

В 1961 г. Минский и Кременчугский автозаводы начали выпускать автомобили с двигателем с воспламенением от сжатия, снабженные 24-вольтовой системой электрооборудования.

Известно, что выпускавшиеся до сих пор отечественные автомобили с таким двигателем имели лишь 24-вольтовый стартер, с одновременным использованием остального электрооборудования, рассчитанного на 12 в.

В связи с этим на автомобили устанавливается в зарядно-пусковую цепь (рис. 1) переключатель ВК-30Б, с помощью которого аккумуляторные батареи соединяются последовательно при пуске двигателя и параллельно после пуска для их заряда и нормальной работы всей схемы.

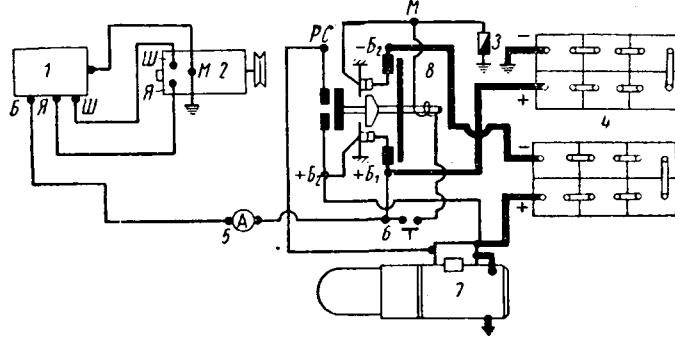


Рис. 1. Принципиальная схема зарядно-пусковой цепи дизельного автомобиля со смешанной схемой электрооборудования (12/24 в):

1 — реле-регулятор; 2 — генератор; 3 — плавкий предохранитель; 4 — аккумуляторные батареи; 5 — амперметр; 6 — включатель стартера; 7 — стартер; 8 — переключатель аккумуляторных батарей.

Применение такой схемы ведет к неравномерности зарядки аккумуляторных батарей вследствие имеющейся разницы в активных сопротивлениях проводов, соединяющих каждую из батарей с генератором. Неравномерность зарядки приводит к недозаряду одной батареи и перезаряду другой, что сокращает срок службы аккумуляторных батарей и ухудшает пуск двигателя.

Улучшение этой схемы по рекомендации НИИАвтоприборов на автомобилях Минского и Ярославского автозаводов выравниванием активных сопротивлений в цепи заряда аккумуляторных батарей путем изъятия второго амперметра, изменения трассы прохождения пучка и новой установки аккумуляторных батарей не решало кардинально вопроса создания надежной зарядно-пусковой схемы.

В результате проведенного НИИАвтоприборов обобщения технических требований к электрооборудованию таких автомобилей, предъявленных автозаводами и эксплуатирующими организациями, установлено, что наиболее рациональным решением вопроса по упрощению и повышению надежности зарядно-пусковой цепи автомобилей является переход на 24-вольтовую систему электрооборудования.

На рис. 2 приведена принципиальная зарядно-пусковая цепь автомобилей с 24-вольтовым электрооборудованием.

Эта система электрооборудования имеет следующие преимущества по сравнению с существующей смешанной системой:

1) простота электрической схемы ввиду отсутствия переключателя аккумуляторных батарей ВК-30Б;

2) повышение надежности системы пуска двигателя в связи с исключением неравномерности заряда аккумуляторных батарей;

3) снижение стоимости комплекта изделий, электрооборудования и его монтажа;

4) значительное снижение эксплуатационных расходов.

24-вольтовое электрооборудование для автомобилей с двигателями с воспламенением от сжатия широко распространено в Европе и в США.

В табл. 1 приведены основные изделия электрооборудования и приборов, замененные в связи с переходом на 24-вольтовую систему электрооборудования, а также новое 24-вольтовое электрооборудование.

Генератор Г106, выполненный на базе генератора Г12, двухполюсный постоянного тока с параллельным возбуждением.

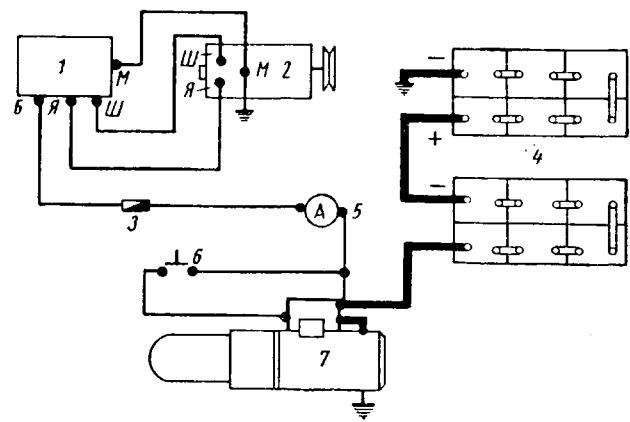


Рис. 2. Принципиальная схема зарядно-пусковой цепи дизельного автомобиля с 24-вольтовой схемой электрооборудования (обозначения те же, что на рис. 1).

Таблица 1

Наименование изделия	Тип изделия	
	на 12 в	на 24 в
Генератор	Г12-К	Г106
Реле-регулятор	Г8	Г107
Реле-регулятор PP24-Г	PP106	PP106
Катушка зажигания	PP8	PP107
Сигнал	Б17	Б200
Сигнал	С18	С101
Электродвигатель:		
отопителя	МЭ11	МЭ205
подогревателя	МЭ12	МЭ230
Прерыватель указателей поворота	РС57	РС401
Указатель уровня топлива	УБ26	УБ104
Делитель напряжения для 12-вольтовых импульсных приборов	—	СЭ250
Автомобильные лампы накаливания	12-вольтовой серии	24-вольтовой серии

Предназначен в основном для автомобилей Минского автозавода. Мощность генератора 250 в. Номинальное напряжение 24 в, номинальная сила тока 10 а.

Начальные скорости вращения якоря генератора при $U=25$ в, в горячем состоянии: при $I=0$ $n \leq 1200$ об/мин, при $I=10$ а $n \leq 1750$.

В режиме электродвигателя при $U=24$ в потребляемый ток не более 3,5 а.

Реле-регулятор PP106 предназначен для совместной работы с генератором Г106. Выполнен на базе реле-регулятора PP24. Состоит из реле обратного тока, вибрационного регулятора напряжения и ограничителя тока вибрационного типа. Напряжение включения реле обратного тока при 20° составляет 24,4—27,0 в.

Выключение реле при обратном токе 0,5—6 а. Регулируемое напряжение при 20° , скорости вращения якоря генератора 2500 об/мин и токе нагрузки 5 а равно 27,4—30,2 в. Ограничивающий ток 9—11.

Генератор Г107 экранированного исполнения, выполненный на базе генератора Г8, предназначен в основном для автомобилей Кременчугского автозавода. Он представляет собой четырехполюсный генератор постоянного тока с параллельным возбуждением. Мощность генератора 400 в. Номинальное напряжение 24 в, номинальная сила тока 16 а.

Начальные скорости вращения якоря генератора при $U=25$ в в горячем состоянии: при $I=0$ $n < 1800$ об/мин, при $I=16$ а $n < 2100$ об/мин.

В режиме электродвигателя при $U=24$ в потребляемый ток не более 7,5 а.

Реле-регулятор РР107 трехэлементный экранированного исполнения предназначен для совместной работы с генератором Г107. Характеристики реле-регулятора РР107 соответствуют характеристикам РР106, за исключением величины ограничивающего тока, равного 15—17 а.

Регулируемое напряжение равно 27,4—30,2 в при нагрузке 8 а.

Следует заметить, что использование материалов на единицу мощности у 24-вольтовых генераторов практически не изменилось.

В настоящее время в НИИАвтоприборов испытываются макетные образцы генератора переменного тока на 24 в мощностью 250 вт в комплекте с селеновым выпрямителем.

Кроме того, разрабатывается конструкция 24-вольтового генератора переменного тока мощностью 500 в со встроенным кремниевым выпрямителем.

Оба этих генератора можно использовать как на существующих, так и на перспективных автомобилях с двигателем с воспламенением от сжатия.

Катушка зажигания Б200 с вибратором, выполненная на базе катушки Б17, предназначена для кратковременного действия при пуске двигателя для обеспечения пробоя искрового промежутка на свече подогрева СП43У.

Номинальное напряжение 24 в, потребляемый ток не более 2 а. Емкость конденсатора вибратора 0,25 мкФ. Зазор между якорем и сердечником 0,3—0,5 мм, раствор контактов прерывателя 0,4—0,5 мм.

Сигнал С101, созданный на базе сигнала С18, двухтональный постоянного тока, выполнен по двухпроводной схеме. Номинальное напряжение 24 в, потребляемый ток не более 6 а.

Основная частота низкого тока 230—280 Гц, уровень громкости не менее 108 дБ.

Значительное снижение потребляемого тока сигналом С101 по сравнению с 12-вольтовым сигналом типа С18 позволило исключить из схемы автомобиля реле включения сигнала.

Электродвигатель отопителя МЭ205, выполненный на базе МЭ11, представляет собой двухполюсный электродвигатель постоянного тока с последовательным возбуждением. Номинальное напряжение 24 в. Электродвигатель развивает мощность 5 вт при 2500—2600 об/мин.

Электродвигатель подогревателя МЭ230, выполненный на базе МЭ12, представляет собой двухполюсный электродвигатель постоянного тока с параллельным возбуждением. Номинальное напряжение 24 в. Электродвигатель развивает мощность 15 вт при 4800 об/мин.

Прерыватель указателей поворота РС401, выполненный на базе РС57, представляет собой электромагнитный прерыватель, рассчитанный на работу с двумя сигнальными лампами (32 св и 21 св) и одной контрольной лампой (1 св) на щитке приборов.

Частота миганий ламп, включенных в цепь прерывателя при напряжении 28 в и температуре 20°, должна находиться в пределах 65—120 в минуту.

Для уменьшения подгара основных контактов в корпусе прерывателя смонтирован конденсатор емкостью 10^6 пФ, подключаемый параллельно контактам.

В случае составления автопоездов указатели поворота должны работать только на последнем прицепе. На промежуточных прицепах указатели поворота должны выключаться специальным разъединителем ламп типа ВК700.

Указатель уровня топлива УБ104 выполнен на базе 12-вольтового указателя УБ26 с изменением обмоточных данных катушек. Указатель уровня топлива УБ104 устанавливается на автомобиль с 24-вольтовым электрооборудованием в комплекте с серийным 12-вольтовым датчиком.

Делитель напряжения СЭ250 устанавливается в схему 24-вольтового электрооборудования в связи с времененным использованием в ней 12-вольтовых импульсных приборов температуры воды в системе охлаждения и давления воздуха в

системе пускового подогревателя. Схема делителя напряжения приведена на рис. 3.

Применение делителя напряжения вызвано значительным подгаром контактов импульсных приборов при их непосредственном включении в 24-вольтовую схему электрооборудования.

В дальнейшем импульсный термометр воды будет заменен 24-вольтовым полупроводниковым указателем температуры, а импульсный манометр предполагается заменить сигнализатором давления.

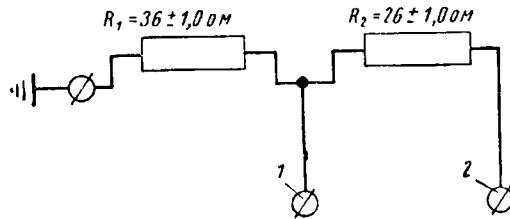


Рис. 3. Схема делителя напряжения:
1 — клемма к указателю импульсного прибора; 2 — клемма к включателю приборов.

28-вольтовые автомобильные лампы, разработанные для этих автомобилей, имеют характеристики, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

Обозначение типа ламп	Номинальные значения				Применение
	Сила света в св	Мощность в вт	Световой поток в лм	Световая отдача в лм/вт	
A28-1	1	2,5	12,6	5	Освещение щитка приборов и контрольные лампы
A28-3	3	6,85	37,7	5,5	Плафон и задний свет
A28-21	21	20	264	13,2	Стоп-сигнал, указатели поворота, переносная лампа
A28-32	32	29,2	402	13,8	Подфарники
28-4	4	10	50	5	
A28-60	60	50	755	15	
28-40	40	35	504	14,4	Фары

Эти лампы по своим посадочным местам и габаритам соответствуют 12-вольтовым лампам той же мощности, за исключением односвечевой лампы, колба которой на 6 мм длиннее.

Особенностью 28-вольтовых ламп является выполнение нити накала их из биспирали.

Кроме перечисленных изделий электрооборудования и приборов, в дальнейшем в электрическую схему будет устанавливаться выключатель массы аккумуляторной батареи.

Применение выключателя массы позволит при эксплуатации автомобилей быстро ликвидировать последствия коротких замыканий и предотвратить тем самым выход из строя электрооборудования.

В период 1958—1960 гг. НИИАвтоприборов и автозаводы провели эксплуатационные испытания автомобилей с 24-вольтовым электрооборудованием. Эти испытания дали положительные результаты.

В НИИАвтоприборов испытывались 15 автомобилей МАЗ-205.

За период испытаний эти автомобили прошли свыше 120 тыс. км.

Наряду с эксплуатационными испытаниями проводились балансные испытания, позволившие уточнить параметры генераторов для получения положительного баланса электроэнергии.

Переход на 24-вольтовое электрооборудование автомобилей с двигателем с воспламенением от сжатия, наряду с улучшением эксплуатационных качеств этих автомобилей, даст большой экономический эффект как в промышленности, так и в эксплуатации.

Новая технология обработки гильз плунжерных пар на одношпиндельных автоматах

А. И. ПАВЛЮЧУК, Б. Н. КИРИЛЛИН, И. С. ЯКОВЛЕВ,
Н. И. ВОЛОГЖАНИНОВ

ЦНИТА

ПРИ обработке прецизионных деталей наиболее часто встречающееся отклонение от правильной геометрической формы — прямолинейность оси отверстия.

Брак после окончательной доводки по непрямолинейности оси отверстиянередко достигает 50—60%. В связи с этим получение прямолинейного отверстия в начале технологического цикла является важной задачей.

Существующие технологические схемы изготовления «сырой» гильзы на Ногинском заводе топливной аппаратуры, Харьковском и Челябинском тракторных заводах и др. включают обработку на многошпиндельных автоматах со сверлением осевого отверстия спиральными сверлами (двух-, трехступенчатое) с последующим зенкерованием и многократным развертыванием на сверлильных и револьверных станках.

Обработка отверстий по указанным схемам не обеспечивает нужной прямолинейности оси и требуемого класса чистоты обработанной поверхности.

В связи с этим ЦНИТА было предложено осуществлять сверление отверстий с помощью ружейных сверл, и в 1959 г. указанный процесс был внедрен на Ленинградском карбюраторном заводе при обработке отверстия диаметром 6,35 мм в гильзе плунжерной пары автомобильной насос-форсунки.

В качестве станка для выполнения этой операции заводом используются переналоженные пятишпиндельные алмазно-расточные станки фирмы «Хилле».

При сверлении глубоких отверстий ($\frac{L}{D} > 7 \div 10$), (где L — глубина сверления; D — диаметр отверстия) ружейное сверло, кроме повышения точности обработки, обеспечивает и значительное повышение производительности труда. Последнее объясняется тем, что в случае применения спирального сверла требуется многократный вывод его из отверстия для удаления стружки, а ружейное сверло работает с непрерывной подачей.

Если сравнить затраты времени на сверление отверстия диаметром 6 мм и длиной 50 мм спиральным и ружейным сверлами, то получим следующие показатели:

1) в случае сверления ружейным сверлом с пластинками твердого сплава при $v = 78$ м/мин, $n = 4000$ об/мин и $S = 0,02$ мм/об, минутная подача $S_{\text{мин}} = 4000 \times 0,02 = 80$ мм/мин, а машинное время на одну деталь $t = \frac{50}{80} = 0,62$ мин.;

2) в случае сверления спиральным сверлом из быстрорежущей стали при $v = 18$ м/мин, $n = 1000$ об/мин и $S = 0,06$ мм/об, минутная подача $S_{\text{мин}} = 0,06 \cdot 1000 = 60$ мм/мин, а машинное время на одну деталь $t = \frac{50}{60} = 0,83$ мин.

При сверлении спиральным сверлом отверстий диаметром 6 мм на длине 50 мм инструмент необходимо выводить из отверстия не менее 3—4 раз и затратить на это еще 9—12 сек., поэтому общее время обработки окажется значительно большим (на 50%), чем при сверлении ружейным сверлом. Эта разница будет увеличиваться с ростом отношения $\frac{L}{D}$ и при

значении $\frac{L}{D} = 20 \div 25$ ружейное сверло оказывается производительнее спирального в 2,5—3 раза.

Особенностью предлагаемой технологической схемы обработки отверстий в незакаленных деталях является не только использование специальных инструментов одностороннего резания (ружейных сверл и разверток), но и особое технологическое выполнение самих операций.

Ввиду того, что отечественная промышленность не выпускает специального оборудования для глубокого сверления от-

верстий в деталях малых размеров, в ЦНИТА экспериментально отработан процесс глубокого сверления и развертывания с помощью ружейных сверл и разверток на обычном токарно-револьверном автомате типа 1А124.

При необходимости заготовки гильз плунжерных пар можно изготавливать как из прутка, так и поштучно, из бункера. При этом на автомате можно производить не только обработку отверстия, но и всего наружного контура детали, как при обычной автоматной обработке.

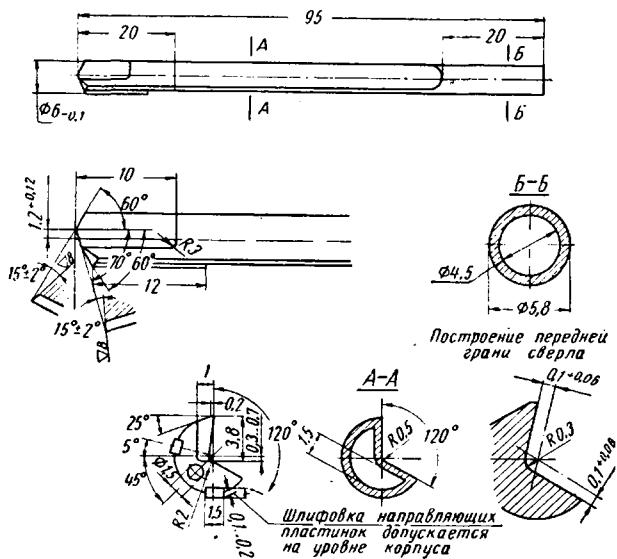


Рис. 1. Ружейное сверло диаметром 6 мм для работы на автомате 1А124.

Ружейное сверло и развертка, применявшиеся при обработке на автомате 1А124 отверстия диаметром 6,3 мм в гильзе плунжерной пары автомобильной насос-форсунки, показаны на рис. 1 и 2.

Может быть несколько вариантов выполнения указанной схемы.

Вариант I. Заготовка обрабатывается на многошпиндельном автомате без сверления осевого отверстия. Сверление отверстия производится ружейным сверлом на одношпиндельном автомате после сверления боковых отверстий.

Вариант II. Заготовка обрабатывается на многошпиндельном автомате со сверлением осевого отверстия ружейным сверлом. Развертывание производится ружейной разверткой на автомате (одно- или многошпиндельном) после сверления боковых отверстий.

Вариант III. Заготовка обрабатывается на одношпиндельном автомате со сверлением осевого отверстия ружейным сверлом. Развертывание производится ружейной разверткой на одношпиндельном автомате после сверления боковых отверстий.

В настоящее время экспериментально опробованы варианты I и III. Наиболее простым и легким для внедрения в массовое производство является вариант I, так как в этом случае сверление спиральным сверлом исключается из первой операции, за счет чего производительность многошпиндельного автомата увеличивается, а сверление ружейным сверлом переносится как отдельная операция на одношпиндельный автомат.

Вследствие того, что при использовании ружейного сверла необходим подвод жидкости под давлением 20—25 кг/см², к станку дополнительна изготовлена установка (рис. 3), состоящая из бака, шестеренчатого насоса высокого давления 1, двигателя 2, редукционного клапана 3, фильтра 4 и трубопровода с гибким шлангом 5. Установка размещается рядом со станком, но может быть прикреплена и к станине станка.

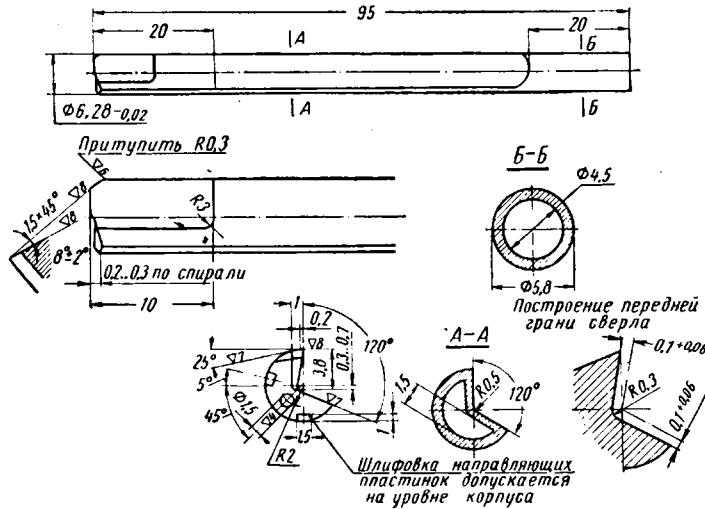


Рис. 2. Ружейная развертка диаметром 6,28 мм для работы на автомате.

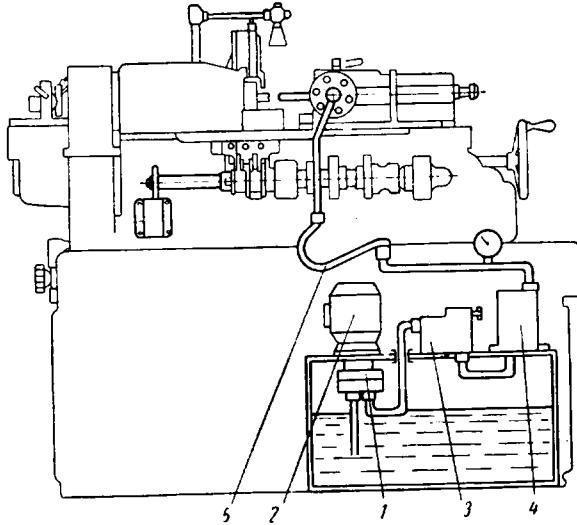


Рис. 3. Установка для подачи смазывающе-охлаждающей жидкости на автомате 1A124 под давлением.

Для подвода жидкости к ружейному сверлу или развертке в револьверной головке автомата сверлится осевое отверстие. Если сверло и развертка закрепляются только в одной позиции, то револьверная головка переделывается согласно чертежу (рис. 4). В этом случае подача жидкости под высоким давлением к инструменту производится через отверстие в револьверной головке, и дополнительно установленные детали.

При установке ружейного сверла или развертки в нескольких позициях револьверной головки подвод жидкости осуществляется согласно рис. 5. Жидкость под высоким давлением поступает по неподвижной трубке, которая вставлена в просверленное осевое отверстие револьверной головки, и через боковое отверстие в трубке и отверстие во вращающейся вместе с головкой муфте через оправку направляется к инструменту.

При необходимости сверления или развертывания отдельных заготовок на шпиндельной бабке станка устанавливается бункер (рис. 6), вмещающий около 200 деталей. Очередная деталь из бункера 1 подается в положение для подачи в цангу шпинделя ползуном 2, закрепленным на переднем суппорте.

Для устранения зависания гильз в бункере установлен воротиль 3, который приводится в движение от переднего суппорта через тягу 4.

Работа автомата 1A124 при сверлении ружейным сверлом заготовок гильз автомобильной насос-форсунки (рис. 7), обработанных на многошпиндельном автомате без сверления осевого отверстия, происходит следующим образом.

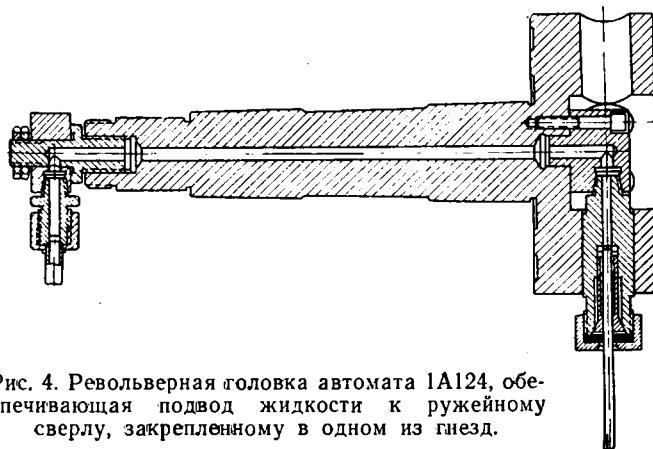


Рис. 4. Револьверная головка автомата 1A124, обеспечивающая подвод жидкости к ружейному сверлу, закреплённому в одном из гнезд.

Первая позиция. Очередная деталь из бункера 1 ползуном, закрепленным на переднем суппорте, подается в положение подачи, т. е. когда ось отверстия детали совпадает с осевой линией станка.

Вторая позиция. Револьверная головка продвигается вперед к шпинделю, и направляющий стержень вращающегося упора входит в отверстие гильзы и толкает ее в цангу.

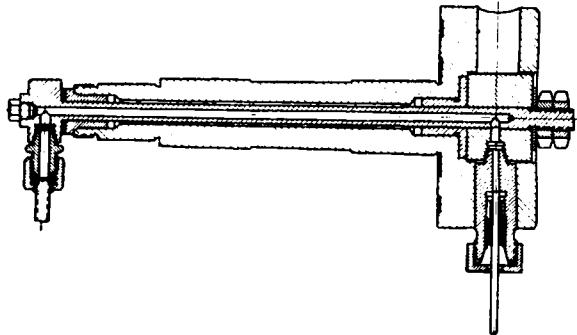


Рис. 5. Револьверная головка автомата 1A124, обеспечивающая подвод жидкости к ружейным сверлам или разверткам, закрепленным в любом гнезде.

Третья позиция. Передний суппорт с ползуном отходят в исходное положение, и очередная деталь при дальнейшем продвижении револьверной головки вперед подается в разжатую цангун на необходимую величину, после чего цангун зажимается.

Четвертая позиция. Против отверстия детали устанавливается направляющая втулка (люнет), закрепленная на заднем суппорте и служащая для направления сверла в начальный момент работы, затем производится быстрый подвод револьверной головки с ружейным сверлом.

Пятая позиция. Сверление ружейным сверлом на всю длину детали.

Шестая позиция. Сверление отверстия диаметром 8,5 мм на $L=6,5$ мм.

Режимы обработки: а) при сверлении ружейным сверлом отверстия диаметром 6,3 мм $n=4000$ об/мин; $v=76$ м/мин; $S=0,017$ мм/об; б) при сверлении пушечным сверлом отверстия диаметром 8,5 мм $n=4000$ об/мин; $v=107$ м/мин; $S=0,02$ мм/об.

Производительность автомата 60—70 деталей в час. С учетом потери 1 часа в смену на подналадку и заточку инструмента сменная производительность автомата составит 350—400 деталей в смену. Один рабочий при выполнении операции может обслуживать несколько автоматов.

Работа автомата при развертывании отверстий включает следующие позиции.

Первая—четвертая позиции. Операции аналогичны операциям сверления.

Пятая позиция. Развертывание ружейной разверткой.

Шестая позиция. Зенкование фаски.

Режимы обработки: число оборотов шпинделя при развертывании и зенковании $n=4000$ об/мин. Скорость резания при развертывании 75 м/мин и при зенковании 98 м/мин; подачи: при развертывании 0,08 мм/об, при зенковании 0,06 мм/об.

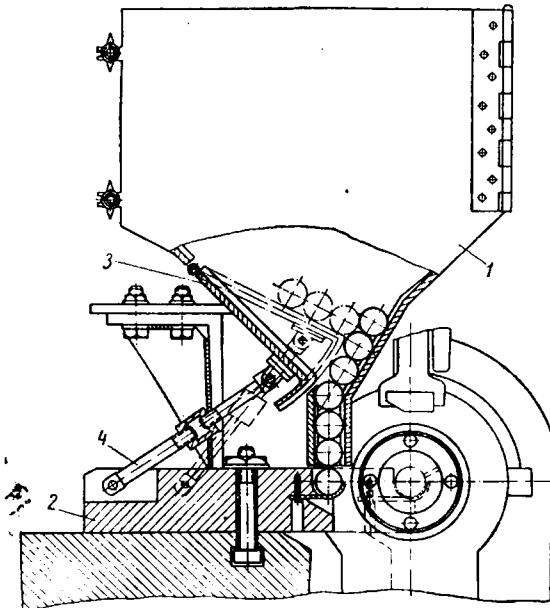


Рис. 6. Схема автоматической подачи деталей на автомате 1A124 с помощью бункера.

Производительность автомата 217 деталей в час. С учетом времени на подналадку и заточку инструментов сменная производительность автомата составит около 1300 деталей. Один рабочий при выполнении этой операции может обслужить несколько автоматов.

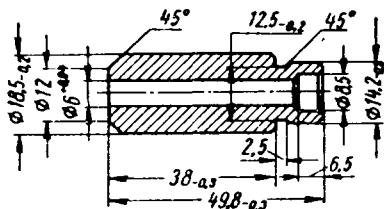


Рис. 7. Эскиз заготовки гильзы плунжера после сверления ружейным сверлом.

При условии загрузки станка от вибрационного ориентирующего питателя количество одновременно обрабатываемых стакнов одним рабочим может быть увеличено.

Как отмечалось ранее, на автомате 1A124 возможно изготовление заготовок гильз плунжерных пар из прутка со сверлением осевого отверстия ружейным сверлом.

Изготовление деталей непосредственно из прутка дает возможность получать более точные заготовки, так как увод сверла будет значительно меньше, чем при поштучном сверлении.

Это объясняется тем, что обработка наружной поверхности, центрового отверстия, оказывающего значительное влияние на увод сверла, и сверление осевого отверстия производится с одной установки. Обработка гильз из прутка осуществляется в такой последовательности.

Первая позиция. Подача материала до упора.

Вторая позиция. Черновая обточка до диаметра 14,2 мм на длину 6 мм; центровка по револьверной головке и черновая выточка канавки для отрезного резца от заднего суппорта.

Третья позиция. Черновая обточка до диаметра 14,2 мм на остальную часть длины и сверление отверстия диаметром 8,5 мм.

Четвертая позиция. Обточка диаметра 18,5 мм, чистовая обточка диаметра 14,2 мм инструментами, закрепленными на револьверной головке, и проточка выточки диаметром 12,5 мм и фаски 1×45 мм инструментами переднего суппорта.

Пятая позиция. Сверление ружейным сверлом диаметром 6 мм на всю длину без вывода сверла.

Шестая позиция. Окончательная проточка канавки и снятие фаски задним суппортом и отрезка детали верхним суппортом.

Режимы обработки: обработка детали резцами при $n=1000$ об/мин, $v=60$ м/мин.

Подачи: при обточке $S=0,15$ мм/об, при отрезке и выточки канавок $S=0,04$ мм/об.

При сверлении ружейным сверлом $n=4000$ об/мин; $v=76$ м/мин, подача $S=0,017$ мм/об.

Производительность автомата 28 шт/час.

С учетом времени на подналадку и заточку инструмента сменная производительность автомата составит около 170 деталей. Один рабочий при выполнении этой операции может обслуживать несколько автоматов.

Для определения показателей точности работы ружейного сверла на автомате 1A124 измерены 500 деталей по различным параметрам.

Для определения увода сверла детали надевались на оправку, закрепленную в центрах приспособления, и измерялось биение наружной поверхности индикатором.

Биение увода вычислялось как половина величины биения. Диаметр и непрямолинейность оси отверстия измерялись на пневматическом длиномере «ДП» завода «Калибр». Шероховатость поверхности определялась с помощью двойного микроскопа МИС-11 на разрезанных образцах.

Данные измерений партии деталей, обработанных ружейным сверлом и спиральным сверлом (по старому технологическому процессу), приведены в таблице (средние значения).

Параметры	Сверление	
	ружейным сверлом	спиральным сверлом
Увод сверла на длине детали (50 мм) в мм	0,1	0,3-0,5
Точность диаметра в мм	0,03-0,05	0,1-0,15
Непрямолинейность оси отверстия в мм	До 0,005	До 0,035
Класс чистоты (по ГОСТ 2789-59)	Не ниже 6	4-5

После развертывания ружейной разверткой достигается точность диаметра отверстия 0,01-0,02 мм, точность геометрической формы отверстия 5-7 мк и шероховатость обработанной поверхности в пределах 6-7-го класса (ГОСТ 2789-59).

В настоящее время процесс сверления и развертывания отверстий гильз плунжерных пар с помощью специальных инструментов на одношпиндельных автоматах типа 1A124 находится в стадии внедрения.

По предварительным данным внедрение новой технологической схемы обработки отверстия гильзы плунжера на автоматах 1A124 позволит снизить трудоемкость заменяемых операций в 2 раза.

Абразивное шевингование зубьев закаленных цилиндрических шестерен

В. Ф. РОМАНОВ, Г. В. ШАБАНОВА

НИИАвтоПром

К ЗУБЧАТЫМ передачам современных моделей автомобилей предъявляются высокие требования в отношении точности их изготовления, срока службы и бесшумности. Как видно из таблицы, качество зубчатых передач повышается в основном за счет уменьшения допустимого колебания мерительного межцентрового расстояния и чистоты обработки зуба.

Очень трудно повысить качество зубчатых колес при одно-

В первом случае процесс хонингования ведется при постоянном межосевом расстоянии и при наличии бокового зазора в сопряженных зубьях инструмента и колеса (метод одностороннего шевингования). Необходимое усилие для осуществления процесса резания создается благодаря слабому торможению ведомого элемента. Инструмент по биению зубчатого венца может быть невысокой точности (до 0,15 мм).

Параметры	ЗИЛ-164	ЗИЛ-130	ГАЗ-51	ГАЗ-52	ЗИС-5	УралЗИС-375	Двигатели ЯМЗ
Модуль в мм	3,75	3,5	3,5—3,75	3,5—3,75	4,23	5,0	4,25
Колебание мерительного межцентрового расстояния в мм:							
на оборот	0,12—0,15	0,08	0,12	0,1—0,12	0,5	0,08—0,1	0,12
на зуб	0,04—0,05	0,025	—	0,05	0,05	0,03—0,035	0,05
Чистота у рабочих поверхностей зубьев (ГОСТ 2789-51)	5	7	5	6	5	7	7

временном значительном увеличении их выпуска существующими на автозаводах технологическими процессами и пакетом оборудования.

В связи с этим НИИАвтоПромом совместно с автозаводами проведены широкие исследовательские работы в направлении повышения качества изготовления зубчатых колес и поисковые работы по созданию новых методов зубообработки.

Наибольший интерес представляет метод абразивного хонингования зубьев закаленных цилиндрических шестерен, который благодаря своей кинематической сущности, полностью совпадающей с кинематикой процесса шевингования, в равной степени может быть назван методом абразивного шевингования.

Процесс абразивного шевингования заключается в том, что инструмент (рис. 1), представляющий собой абразивную прямозубую или косозубую шестерню, вводится в зацепление с обрабатываемой шестерней так, что образует с ней зубчатую винтовую пару, и благодаря скольжению в сопряженных зубьях, появляющемуся при взаимном обкатывании, снимает небольшой припуск, улучшая тем самым чистоту обработки и точность зубьев.

Для обработки зуба по всей длине стол станка имеет возвратно-поступательное перемещение — продольную подачу. За каждый двойной ход стола происходит реверсирование вращения инструмента.

Таким образом, новый процесс зубоотделки объединяет качества двух процессов: шлифования (припуск снимается абразивными зернами) и шевингования (кинематика процесса). Благодаря этому про-

цесс абразивного шевингования очень производителен и позволяет обрабатывать зубчатые колеса, закаленные на высокую твердость.

В другом случае происходит плотное беззазорное зацепление зубьев инструмента и колеса (метод шевингования «в распор»). Понятно, что точность инструмента в этом случае должна быть очень высокой и выше, чем точность обрабатываемых зубчатых колес.

По данным зарубежной литературы станки для абразивного шевингования зубьев встраиваются в автоматические линии, предназначенные для зубоотделки новым процессом всех изготавливаемых на линии шестерен.

Основной проблемой при осуществлении нового процесса зубоотделки является создание работоспособного и экономично-го абразивного инструмента — абразивного хона или шевера. В отличие от обычно применяемых в производстве абразивных инструментов новые инструменты должны отвечать следующим требованиям: работать на малых скоростях резания (около 5 м/сек); иметь высокую прочность на изгиб (не ниже 600 кг/см²); сохранять режущий контур зуба (не осыпаться); обладать очень высокой твердостью (выше 4Т2 на пескоструйном приборе).

С целью создания инструмента с указанной характеристикой испытано большое число разнообразных композиций различных связок (бакелитовые и пластмассовые на базе эпоксидных смол ЭД-5 и ЭД-6, на базе акрилатов АКР-7, АСТ-1, на базе фенолформальдегидных смол) и абразивных материалов (карбиды кремния черный и зеленый, карбиды бора и борсиликокарбиды). Кроме того, опробованы различные наполнители, отвердители и смазочные вещества, а также различные варианты технологических процессов приготовления инструментов.

В результате этих работ установлено, что важнейшим фактором, влияющим на работоспособность инструмента, является состав его связки и технология приготовления. Большое влияние на прочность инструмента оказывают также и наполнители. Как показали исследования, наилучшим связующим материалом для приготовления абразивной массы (смесь связки и абразивных зерен), идущей на изготовление, являются разработанные НИИПластмасс сплавы термопротивных фенольных смол с каучуком марок НР-15 и НР-30. Эти сплавы содержат от 15 до 30% каучука, не обладают вредными токсическими свойствами, дешевы и освоены нашей химической промышленностью. Состав абразивной массы отличается от применяемых для изготовления обычных шлифовальных бакелитовых кругов, в частности, соотношением количества зерна и связки (содержание связывающих материалов увеличено в данном случае в несколько раз).

Для придания необходимой прочности шеверу в его состав вводится пресс-композиция АГ-4-В, представляющей собой стекловолокно, пропитанное фенольной смолой и термопротивный порошок ФКП-1.

Из указанных выше абразивных материалов наилучшие результаты по стойкости инструмента дают зерна карбида бора и борсиликокарбидов при зернистости 80—100.

В качестве увлажнятеля при приготовлении абразивной массы применяется жидкий бакелит.

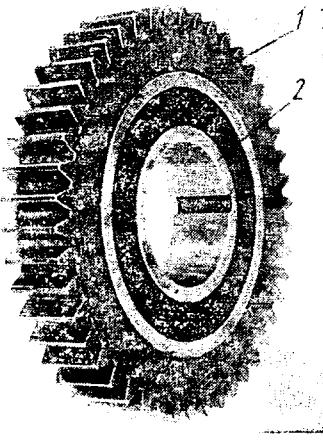


Рис. 1. Абразивный шевер (хон): 1 — зубчатый венец из абразива; 2 — стальная ступица.

и шевингования (кинематика процесса). Благодаря этому про-

цесс абразивного шевингования очень производителен и позволяет обрабатывать зубчатые колеса, закаленные на высокую твердость.

Метод хонингования зубьев применяется в двух случаях:

когда требуется улучшить чистоту обработки, снять забоины и

заусенцы с рабочей поверхности и исправить небольшие по-

грешности в направлении и профиле зубьев, а также для ис-

правления биения зубчатого венца.

Конструкция абразивного шевера представляет собой цилиндрическую шестерню, угол наклона зубьев которой отличается от угла наклона зубьев обрабатываемого колеса на величину угла скрещивания осей. Зубчатый абразивный венец шевера диаметром 180—190 мм запрессован на металлической ступице (рис. 1), имеющей точное посадочное отверстие по шпинделю станка и шлифованные торцы.

Из рис. 2 видно, что абразивный венец шевера состоит из чередующихся слоев: режущих 1, упрочняющих 2 и облицовочных 3. Металлическая шлифованная ступица 4 после износа инструмента выпрессовывается и может, таким образом, в дальнейшем много раз использоваться при изготовлении новых шеверов. Ширина шевера принимается в зависимости от модуля и от установленного метода обработки (параллельного или диагонального) 20—45 мм.

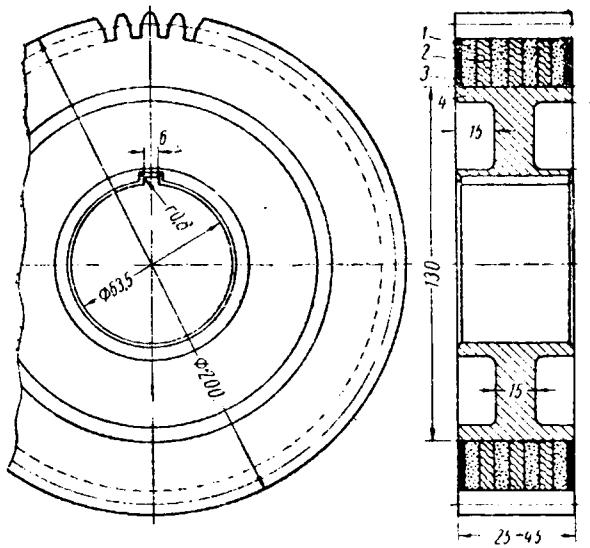


Рис. 2. Конструкция абразивного шевера.

По своим геометрическим параметрам абразивные шеверы, работающие методом одностороннего шевингования, должны обеспечить при обработке наличие бокового зазора в сопряженных зубьях, а шеверы, работающие и в распор, — точно совпадать с параметрами металлического шевера (по размерам зуба).

Абразивные шеверы изготавливаются путем горячего прессования на прессах усилием не менее 100 т в две стадии. Вначале приготавливаются брикеты из всех основных компонентов, входящих в состав шевера, т. е. изготавливаются отдельно брикеты из абразивной массы (режущий слой), пресспоршка ФКП-1 (облицовочный слой) и пресс-композиции АГ-4 «В» (упрочняющий слой).

Брикеты имеют форму зубчатых колец с меньшей толщиной (на 1—2 мм) зуба и соответственно меньшим наружным и большим внутренним диаметрами. Толщина брикетов 3,5—5 мм. Брикеты прессуются в специальной предварительной пресс-форме при температуре 35—45°.

Приготовленные брикеты являются полуфабрикатами для скончательного прессования абразивных шеверов, причем они могут быть использованы для шеверов с различными параметрами зубьев по толщине и углу зацепления.

Окончательно абразивный инструмент прессуется в пресс-форме, которая отличается по конструкции от предварительной пресс-формы, в частности, параметрами зубчатых венцов матрицы и пuhanсонов.

Перед началом работы в эту пресс-форму закладывается и центрируется металлическая ступица, а на нее нанизываются в определенной последовательности указанные выше зубчатые брикеты основных компонентов. Этим достигается точное расположение зубчатого венца относительно оси вращения шевера и экономия абразивных материалов, так как ступица может быть многократно использована после полного износа шевера.

В наших экспериментах, несмотря на то, что пресс-формы изготавливались не из стали, а из модифицированного чугуна, а окончательно зубья матриц и пuhanсонов нарезались долбяком, точность абразивных шеверов по биению зубчатого венца со-

ставляла 0,1—0,12 мм. Такая точность является достаточной для осуществления процесса одностороннего шевингования.

В случае, если пресс-форма создана из легированной стали со шлифованным зубом, точность изготовления абразивных шеверов безусловно повысится и радиальное биение можно довести до 0,08 мм.

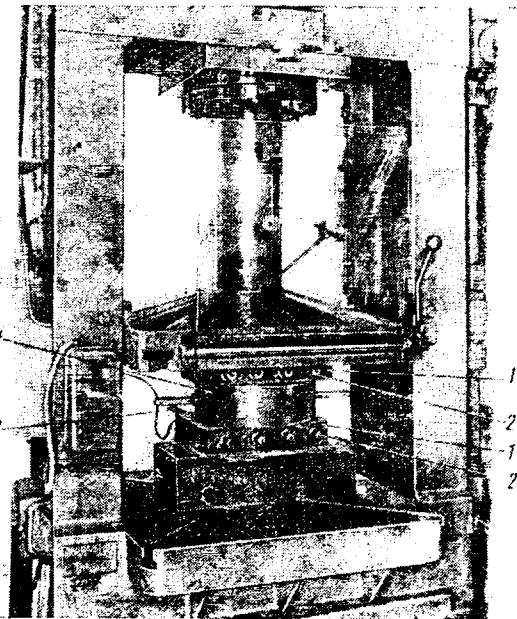


Рис. 3. Установка для прессования абразивного шевера.

Горячее прессование осуществляется при следующих режимах. Нагрев до температуры 180—185°, давление 300—350 кг/см² с выдержкой под давлением из расчета 1 мин. на 1 мм ширины прессуемого шевера.

Для нагрева пресс-формы на гидравлический пресс устанавливаются нагревательные устройства (рис. 3), состоящие из двух плит 1, одна из которых закрепляется на штоке, а другая — на столе пресса. Обе плиты изолируются от пресса специальными асbestosвыми прокладками. Нагрев плит осуществляется с помощью нагревательных спиралей 2. Температура нагрева проверяется термопарами и термометрами 3, уста-

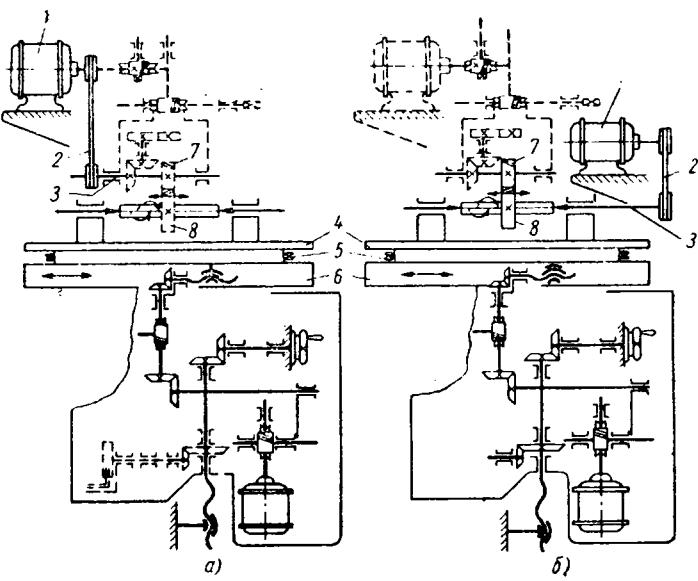


Рис. 4. Варианты модернизации зубошевинговального станка для осуществления абразивного шевингования:

1 — электродвигатель; 2 — ременная передача; 3 — шпиндель; 4 — плита; 5 — пружина; 6 — стол станка; 7 — шевер; 8 — заготовка.

навливаемыми в нижнюю плиту или непосредственно в пресс-форму 4.

Твердость абразивных шеверов при проверке на пескоструйном приборе соответствует твердости 4Т2 (глубина лунки равна 0,5—1,0 мм), а при проверке на прессе Бринеля— HB 50—70.

Экспериментальные работы по испытанию абразивных шеверов, и исследованию процесса абразивного шевингования производились на Московском автозаводе имени Лихачева и на Ярославском моторном заводе.

На автозаводе обрабатывались шестерни модуля 3,75 и 3,5 м с числом зубьев 20 и 33 и шириной зубчатых венцов 25—28 мм; на моторном заводе — модуля 4,25 мм, числом зубьев 33 и 37. Угол скрещивания осей во всех случаях выбирался 25—26° (шевер прямозубый).

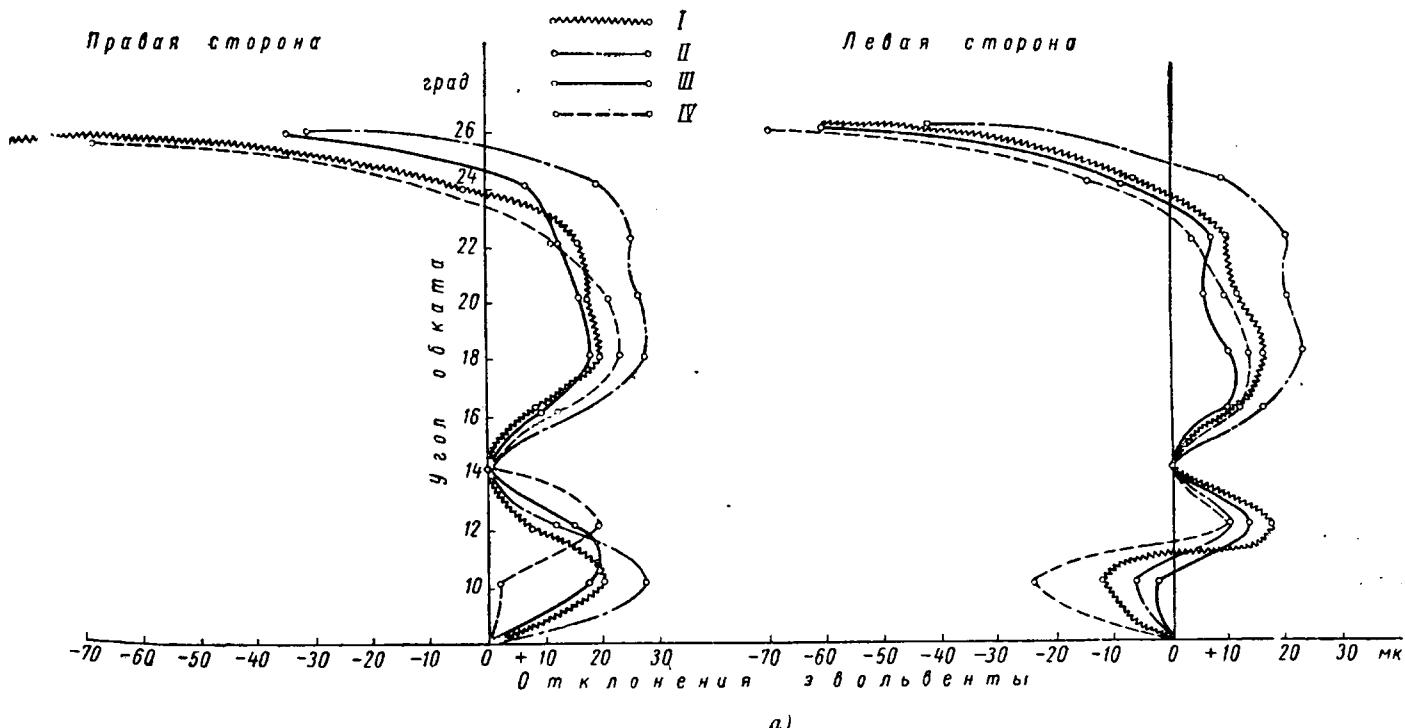
Эксперименты производились на модернизированных зубошевинговых станках мод. 571 и 5715.

Модернизация зубошевинговых станков должна обеспечить следующие условия, требующиеся для ведения процесса абразивного шевингования:

- 1) число оборотов шпинделя 1000—2000 в минуту (требуемая скорость резания около 1—5 м/сек);
- 2) плавный привод на инструмент или изделие (ременный);
- 3) постоянное усилие резания в течение процесса обработки;
- 4) создание в станке устройств, предохраняющих трущиеся узлы станка от попадания абразивной пыли;
- 5) диагональный метод осуществления подачи при абразивном шевинговании.

Станки на ЗИЛ и ЯМЗ модернизированы по двум различным схемам, которые можно рекомендовать как типовые.

Первой схемой (рис. 4, а) предусматривается привод от электродвигателя 1 через ременную передачу 2 непосредствен-



a)

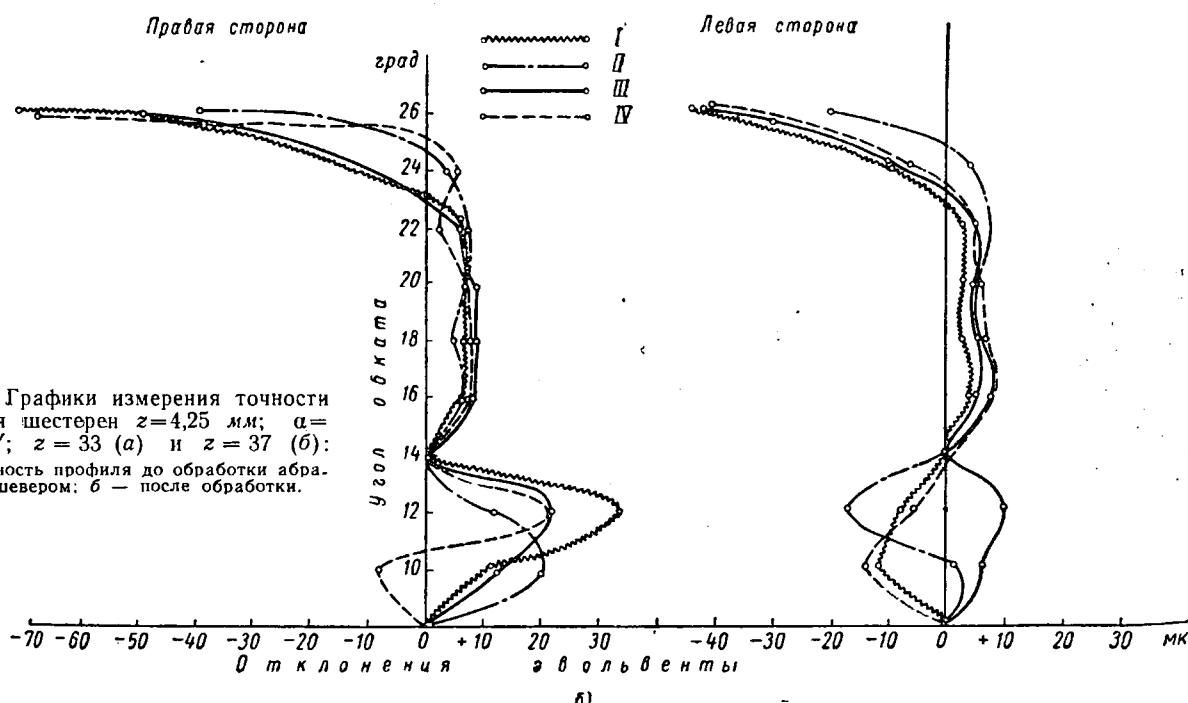


Рис. 5. Графики измерения точности профиля шестерен $z=4,25$ мм; $a=17^{\circ}30'$; $z=33$ (а) и $z=37$ (б): а — точность профиля до обработки абразивным шевером; б — после обработки.

но на шпиндель 3, что обеспечивает плавность вращения и нужное число оборотов (штриховой линией показаны узлы станка, не требующиеся для осуществления процесса шевингования).

Схема модернизации, приведенная на рис. 4, б, более целесообразна для обработки зубчатых колес больших габаритных размеров, так как при наличии привода на изделие, нагрузка на инструмент в момент реверсирования вращения не зависит от массы заготовки. В данном случае электродвигатель 1 установлен на столе шевингового станка.

Если требуется вести шевингование при беззазорном сопряжении зубьев инструмента и колеса («в распор»), то между плитой 4 и столом 6 станка устанавливаются специальные динамометрические пневматические подушки, обеспечивающие постоянный поджим стола с изделием к инструменту (этот вид абразивного шевингования не исследовался).

Большое значение для увеличения стойкости инструмента имеет установка дополнительной поворотной плиты на столе станка, позволяющей осуществить диагональный метод шевингования. Преимущества этого метода обработки при абразивном шевинговании проявляются в значительно большей стойкости, чем при обычном шевинговании металлическими шеверами. Поэтому нужно стремиться к возможно большему углу диагональности ϵ , который при известных размерах инструмента B_u , детали B и угле скрещивания осей γ определяется по формуле

$$\operatorname{tg} \epsilon = \frac{B_u \sin \gamma}{B - B_u \cos \gamma}.$$

В экспериментальных работах, проводимых на Московском автозаводе имени Лихачева, угол диагональности составлял 30° .

Скорость резания (скольжения профилей) рассчитывается в зависимости от числа оборотов инструмента n_u , угла скрещивания осей γ и угле наклона зуба β по следующей формуле:

$$v_{ck} = \frac{\pi d_u n_u \sin \gamma}{1000 \cdot 60 \cdot \cos \beta} \text{ м/сек.}$$

При используемых на автозаводе диаметре шевера $d_u = 190$ мм, угле скрещивания γ осей и угле β наклона зуба колеса 26° и числе оборотов n_u шпинделя (абразивного шевера) 1800 об/мин. скорость резания составляла примерно 7 м/сек.

В экспериментальных работах на Ярославском моторном заводе скорость резания была взята около 4 м/сек; причем, как было отмечено выше, привод вращения осуществлялся не на изделие, а на изделие.

Величина продольной подачи в обоих случаях принималась равной 0,4—0,5 мм/об детали.

В качестве охлаждающей и смазочной жидкости во всех случаях применялся керосин.

Машинное время рассчитывалось по формуле

$$t_{mash} = \frac{2(B + \Delta)z}{S_0 \cdot n_u z_u} \cdot k,$$

где B — ширина зубчатого венца заготовки;

Δ — величина перебега инструмента ($\Delta = 2 \div 5$ мм);

S_0 — продольная подача на оборот заготовки;

n_u — число оборотов инструмента;

z и z_u — числа зубьев детали и инструмента;

k — число двойных ходов стола.

Колеса во всех случаях как на ЗИЛе, так и на ЯМЗ обрабатывались путем «одностороннего» шевингования с небольшим торможением вращения ведомого элемента (на ЗИЛе торможением вращения детали, на ЯМЗ — шевера).

В результате экспериментальных работ установлено, что процессом абразивного шевингования зубьев снимается припуск с каждой стороны зуба колеса 0,015—0,025 мм, благодаря чему улучшаются следующие параметры колес:

1. Чистота обработки рабочей поверхности зуба повышается с $\nabla 5$ до $\nabla 7 \div 8$ -го классов чистоты при одном двойном ходе стола; при двух-трех ходах стола чистота улучшается до $\nabla 9$ -го класса (ГОСТ 2789-51). Ввиду малых скоростей резания поверхностный слой зуба не имеет каких-либо дефектов или трещин, появление которых связано с резкой переменной температуры.

2. С рабочих поверхностей зубьев полностью снимаются заусенцы и забоины, причем величина последних может достигать 0,4—0,5 мм.

3. Профиль и направление зубьев I—IV улучшаются (рис. 5, а и б).

4. Шум шестерен в зацеплении после обработки абразивным шевером уменьшается на 1—2 дц.

5. Производительность нового процесса обработки весьма высокая. Машинное время обработки цилиндрических шестерен модуля 3,75 мм, с числом зубьев 20 и шириной зуба 28 мм — не более 30 сек. (при одном двойном ходе стола).

6. Абразивное шевингование зубьев является весьма экономичным процессом. Стоимость инструмента (абразивного шевера) не превышает 3—3,5 руб.

7. Качество шестерен после обработки как новым, так и полностью изношенным шевером достаточно стабильное.

8. Стойкость абразивного шевера при одностороннем шевинговании шестерен указанных выше размеров составляет 1500—2000 шт. при износе по толщине зуба 1—1,2 мм. Характер износа зубьев абразивного шевера показан на рис. 6.

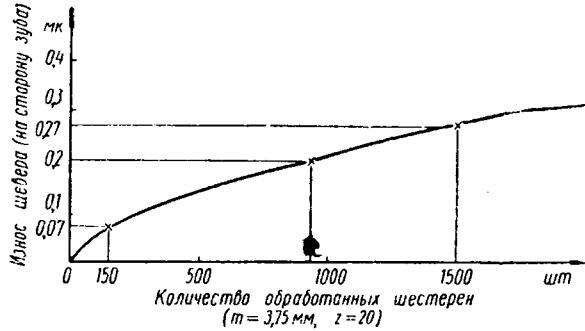


Рис. 6. График износа зубьев абразивного шевера.

Зубья инструмента изнашиваются примерно по эквидистанте к эвольвентному профилю и поэтому его первоначальная точность по профилю практически не ухудшается. В данном случае обрабатываемая шестерня является как бы заправочным инструментом, причем качество шестерни по шуму после обработки новым шевером несколько хуже, чем изношенным. Это объясняется тем, что шевер, будучи «чисто эвольвентным», выравнивает имеющуюся диаграмму коррекции профиля зуба шестерни, полученную металлическим шевером. После обработки 10—15 шт. шестерен профиль зубьев шевера принимает ту диаграмму, которую имела обрабатываемая шестерня. Процессом абразивного шевингования трудно значительно изменить имеющуюся диаграмму профиля зуба колеса. Шевер после износа не затачивается и не восстанавливается, а сдается в утиль. Прочность шевера описанной конструкции следует считать удовлетворительной, так как случаев поломки его зубьев не наблюдалось.

Отмеченные преимущества процесса абразивного шевингования позволяют рекомендовать последний для широкого внедрения на автозаводах. В течение 1961—1962 гг. предполагается внедрить этот процесс на Ярославском моторном заводе, на Горьковском, Уральском и Московском автозаводах для улучшения качества зубчатых колес после термической обработки — по чистоте обработки, профилю и шуму.

Балансировка деталей автоматической коробки передач и гидротрансформатора легковых автомобилей ГАЗ

А. В. НОВИКОВ

Горьковский автозавод

ПРИМЕНЕНИЕ на современных легковых автомобилях двигателей с большим числом оборотов коленчатого вала предъявляет серьезные требования к точности балансировки вращающихся деталей двигателя и трансмиссии. Так, например, установка на автоматическую коробку передач неограниченного барабана центрального тормоза при 2500 об/мин вызвала значительную вибрацию при испытании коробки передач на стенде и не дала возможности продолжить испытание.

Детали автоматической коробки передач и гидротрансформатора в основном имеют дисковую форму и балансируются статически. Неуравновешенная масса корректируется установкой уравновешивающих грузов на легкой стороне, если это возможно, или съемом металла с тяжелой части. Поскольку величина статической неуравновешенности определяется произведением неуравновешенной массы на расстояние от оси вращения детали, корректировочный груз снимается или ставится на возможно большем расстоянии от оси. Металл снимается путем выверливания; недостающая масса добавляется приваркой пластин или постановкой их под гайки крепления.

В автоматической коробке передач и гидротрансформаторе автомобилей «Волга» и «Чайка» балансируются детали, указанные на рис. 1, а также гидротрансформатор в сборе.

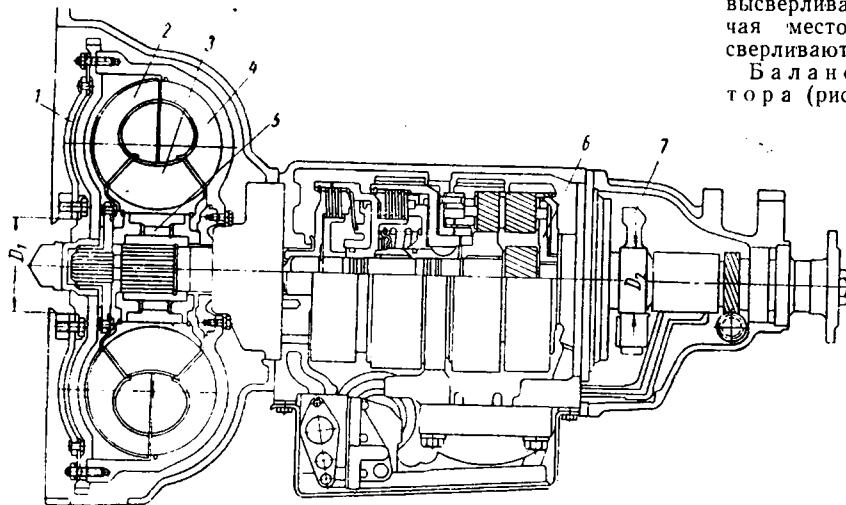


Рис. 1. Общий вид автоматической передачи автомобиля «Чайка»:

1 — диск крепления гидротрансформатора; 2 — колесо турбины в сборе; 3 — реактор в сборе; 4 — колесо насоса в сборе; 5 — муфта свободного хода реактора; 6 — каретка сателлитов; 7 — центробежный регулятор.

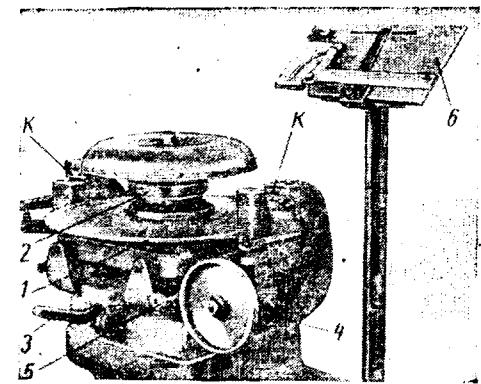


Рис. 2. Общий вид балансировочного станка:

Балансировка осуществляется на специальных станках. Станок оборудован качающимся столом 1 (рис. 2), на вертикальный шпиндель 2 которого при помощи специальной оправки устанавливается изделие; причем ось его сохраняет вертикальное положение. Стол имеет две точки качания *K*, снабженные таким устройством, что вся система может наклоняться только в одной плоскости. Стол на время установки изделия запирается при помощи рукоятки 3. После опускания этой рукоятки стол освобождается и тяжелая сторона детали, установленной на станке, выводит его из горизонтального положения. Равновесие системы устанавливается путем поворота маховика 4 и 5. Шарик уровня принимает центральное положение. В этот момент берется отсчет по циферблату на маховике 4 с учетом знака + или -.

На станине станка предусмотрен кронштейн, на котором укреплен счетный прибор 6.

Для уравновешивания применяют следующие грузики:

1) для установки под гайки крепления гидротрансформатора (рис. 3);

2) для закрепления точечной сваркой с помощью сварочного пистолета (рис. 4). Толщина грузиков в обоих случаях одинакова (1,3 мм).

Наименование детали	Вес детали в кг	Точность балансировки по ТУ в г/см
Диск крепления гидротрансформатора	2,85	15
Колесо турбины в сборе	2,86	15
Реактор гидротрансформатора	4,2	15
Колесо насоса с крышкой гидротрансформатора	12,64	20
Гидротрансформатор в сборе	20,2	36
Каретка сателлитов планетарной коробки передач	3,2	15
Центробежный регулятор	0,4	15
Барабан центрального тормоза	2,3	15

В таблице приведены веса балансируемых деталей и точность балансировки деталей автомобиля «Чайка».

Балансировка диска крепления гидротрансформатора. Базой при балансировке диска является внутренний посадочный диаметр (рис. 1, *D*₁) по фланцу коленчатого вала двигателя и плоскость соприкосновения диска с фланцем вала. Уравновешивание производится путем выверливания металла на наружном пояске диска (исключая место под пластинами). Отверстия насквозь не прошурливаются.

Балансировка турбины гидротрансформатора (рис. 2). Турбина балансируется в сборе после подрез-

ки под размер торца 7 (рис. 2). Базой при балансировке является шлицевое отверстие ступицы. Уравновешивание осуществляется с помощью балансировочных грузиков, которые сначала приклеиваются к турбине пластилином, а затем привариваются сварочным пистолетом (точечная сварка).

Балансировка реактора гидротрансформатора. Реактор при работе гидротрансформатора на режиме трансформации крутящего момента двигателя не вращается. Поэтому в данном случае дисбаланс реактора не имеет никакого значения. Но гидротрансформатор при определенных условиях работы переходит на режим гидромуфты, когда реактор вращается вместе с колесом насоса и турбины приблизительно с одинаковыми числами оборотов, то для этих условий работы балансировка реактора необходима. Необходимость балансировки реактора обосновывается так же и условием взаимозаменяемости. Любой реактор при постановке в другой гидротрансформатор не должен вызывать изменения неуравновешенности, превышающей предел значений дисбаланса на гидротрансформатор в сборе.

Базой при балансировке реактора является внутренний диаметр. Этот диаметр является посадочным и базой при сборке реактора с наружной ступицей муфты свободного хода.

Муфта свободного хода — роликового типа и состоит из двух ступиц: наружной — цилиндрической, жестко соединенной с помощью трех шлиц с реактором, и внутренней — фигурной, сидящей неподвижно на шлицах реактивного вала коробки передач.

Дисбаланс реактора в сборе с муфтой свободного хода практически не отличается от дисбаланса реактора без муфты, так

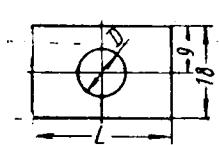


Рис. 3. Грузики для постановки под гайки гидротрансформатора (при $L=22, 26, 30$ мм; $P=3,9, 4,685, 5,255$ г).

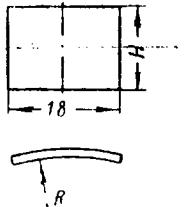


Рис. 4. Грузики, используемые при балансировке турбины и реактора (при $S=10 \times 15, 22 \times 18, 32 \times 18$ мм; $P=1,53, 4,2, 6,52$ г).

как при работе гидротрансформатора вместе с реактором вращается только наружная ступица, изготовленная с достаточной точностью. Реактор уравновешивается с помощью балансировочных грузиков (рис. 4).

Грузики в процессе балансировки прикрепляются к торцу реактора пластилином, а затем привариваются сварочным пистолетом.

Балансировка колеса насоса в сборе с крышкой гидротрансформатора. Так как в собранном гидротрансформаторе эти две детали сопрягаются и

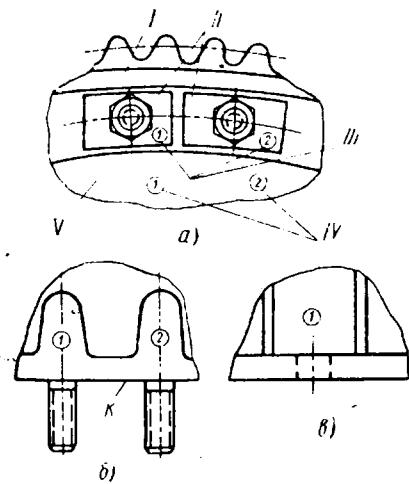


Рис. 5. Маркировка при балансировке:

I — зубчатый венец гидротрансформатора; II — уравновешивающий грузик; III — маркировка грузика; IV — маркировка на крышке; V — крышка трансформатора.

относительное положение их маркируется, нецелесообразно балансировать их по отдельности.

Балансировка производится следующим образом.

На балансировочном станке определяется и отмечается тяжелое место у колеса насоса (в сборе). Базой при балансировке является плоскость K колеса насоса (рис. 5).

На балансировочном станке определяется и отмечается легкое место крышки гидротрансформатора. Центрируется крышка при этом наружным диаметром посадочного пояска колпачка.

Затем эти две детали собираются так, что против тяжелого места колеса насоса ставится легкое место крышки гидротрансформатора и затем закрепляются двумя диаметрально расположенным гайками. Этот собранный узел окончательно ба-

лансируется на станке для балансировки гидротрансформатора в сборе. Базой при балансировке является плоскость K колеса насоса. Для этого между 30 отверстиями в крышке, через которые проходят крепежные шпильки или болты, предусмотрены еще три отверстия под углом 120°. Через эти отверстия до упора в плоскость колеса насоса проходят три установочные шпильки приспособления. Центрируется гидротрансформатор относительно шпинделя станка посадочным пояском на колпачке крышки. Эта же база используется при балансировке гидротрансформатора в сборе. Уравновешивание осуществляется с помощью специального грузика (рис. 3). В отдельных случаях из-за значительного дисбаланса приходится устанавливать на легком месте по несколько грузиков (от одного до четырех). При балансировке гидротрансформатора автомобиля «Чайка» грузики надеваются на выступающую часть шпильки крепления крышки к колесу насоса и прикрепляются на время балансировки к крышке пластилином. При балансировке гидротрансформатора автомобиля «Волга» грузики прикрепляются пластилином к колесу насоса в местах, где проходят болты креплений крышки и колеса насоса. Так как при балансировке под одну гайку можно устанавливать только один грузик, а точность балансировки требует трех-четырех грузиков, то их устанавливают под соседние гайки (рис. 5, а). Они маркируются клеймами 1, 2, 3 и т. д. Маркируется и крышка, где стоят эти грузики (рис. 5, а). Соответственно ставится маркировка клеймами и на колесе насоса на приливе под шпильку крепления (рис. 5, б) у гидротрансформатора автомобиля «Чайка» и прямо на корпусе против грузиков у гидротрансформатора автомобиля «Волга» (рис. 5, в).

Все эти маркировки осуществляются после снятия колеса насоса с балансированного станка. Замаркированные грузики,

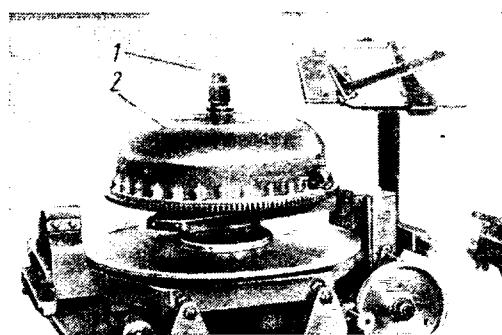


Рис. 6. Балансировка гидротрансформатора в сборе:
1 — оправка, центрирующая статор и турбину при балансировке;
2 — гидротрансформатор «Чайка».

крышка и колесо насоса разбираются для сборки гидротрансформатора. При сборке последнего колесо насоса и крышка собираются так, чтобы соответствующие метки у них совпадали. Грузики также устанавливаются в местах согласно маркировке. В такое же относительное положение необходимо собирать

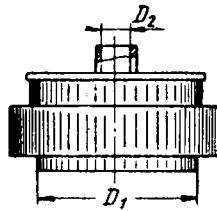


Рис. 7. Каретка сателлитов коробки передач; D_1 и D_2 — базирующие диаметры при балансировке.



Рис. 8. Барабан центрального тормоза:
 D_1 и A — база при балансировке; D_2 — диаметр вы сверливаия металла при уравновешивании.

эти детали при последующих разборках и сборках (например, при ремонте гидротрансформатора). Собранный гидротрансформатор с предварительно отбалансированной турбиной и статором снова устанавливается на балансированный станок и проверяется на дисбаланс.

Балансировка гидротрансформатора в сборе. Перед балансировкой (рис. 6) в гидротрансформатор вставляется специальная оправка 1, центрирующая турбину и статор относительно крышки и колеса насоса. Оправка состоит из двух частей: внутренней и наружной. Наружная центрируется по внутреннему диаметру ступицы насосного колеса, одновременно центрируется реактор. Внегранныя оправка, центрируясь по наружной оправке, центрирует турбину. Вращая оправки, можно вращать внутри гидротрансформатора соответственно реактор и турбину, что делается при балансировке для определения максимального дисбаланса. Иногда для уравновешивания гидротрансформатора устанавливается еще несколько пластин, кроме тех, что были установлены при балансировке колеса насоса с крышкой. Вновь установленные пластины также маркируются. После балансировки на гидротрансформаторе в месте крепления ступицы колеса насоса выбивается порядковый номер и проводится стендовое испытание гидротрансформатора на соответствие его характеристике.

Балансировка каретки сателлитов. Балансировка (рис. 7) осуществляется на базе двух посадочных диаметров D_1 и D_2 . Уравновешивание производится путем выверливания металла из тела каретки в местах специальных

приливов. Большое значение при балансировке каретки имеет первоначальный дисбаланс, получающийся иногда значительным из-за разностенности после механической обработки. Поэтому для большей возможности отбалансировать каретку в ней введены специальные приливы, расположенные под углом 120°, где можно выверливать металла при уравновешивании.

Балансировка центробежного регулятора. Базой при балансировке центробежного регулятора является посадочный диаметр (рис. 1, D_2). Уравновешивание осуществляется путем выверливания металла в противовесе. Золотник при балансировке выдвигается в крайнее от центра положение.

Балансировка барабана центрального тормоза. Базой при балансировке (рис. 8) является посадочный диаметр D_1 по фланцу ведомого вала коробки и тормоза A барабана. Установленный на оправку станка барабан фиксируется шпилькой по одному из крепежных отверстий.

Уравновешивание барабана осуществляется путем выверливания металла по D_2 . Станок для балансировки барабана имеет сверлильную головку, поэтому при уравновешивании барабан со станка не снимается.

Штамп-полуавтомат для выдавливания смазочной канавки

И. И. КАРПИЛЕС

Ульяновский автозавод

КАНАВКА для смазки в упорной шайбе шарнира поворотного кулака автомобилей ГАЗ-69 и ГАЗ-69А обрабатывалась на горизонтально-фрезерном станке посредством специальных фрез (рис. 1). Эти фрезы из-за тяжелого режима резания часто выходили из строя. На производительность труда отрицательно влияли большие потери времени на выполнение вспомогательных работ (укладка и зажим заготовки, разжим и съем детали).

Это заставило технологов и конструкторов искать пути повышения производительности труда и увеличения стойкости ин-

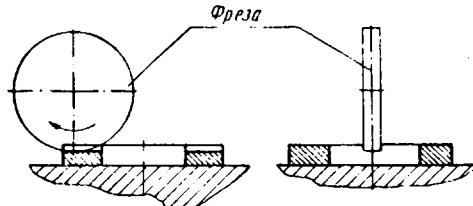


Рис. 1.

струмента. Конструкторы Ульяновского автозавода разработали новый технологический процесс: заменили операцию фрезерования канавки на холодное выдавливание посредством штампа-полуавтомата. Для этого потребовалось несколько изменить профиль канавки детали, что позволило увеличить стойкость выдавливающего пuhanсона (рис. 2).

Обработка канавки детали посредством штампа-полуавтомата (рис. 3) в настоящее время осуществляется на обычном эксцентриковом прессе давлением 50 т. Штамп-полуавтомат включает в себя верхнюю плиту 1, пuhanсон 2, жесткий съемник 3, ловитель 4, опорную плиту 5, упор 6, нижнюю плиту 7, загрузочный лоток 8 и пружинный выталкиватель 9.

Работа на штампе заключается в следующем. Детали укладываются в загрузочный лоток 8, откуда под действием силы P яжести по наклонной плоскости скользят вниз до упора 6.

При опускании верхней половины штампа ловитель 4 входит в отверстие детали и фиксирует ее в определенном положении. После этого пuhanсон 2 своей рабочей частью выдавливает канавки.

Обработанная деталь из рабочей зоны штампа удаляется во время движения пuhanсона вверх при помощи ловителя 4. Между ловителем 4 и отверстием детали для свободной фиксации

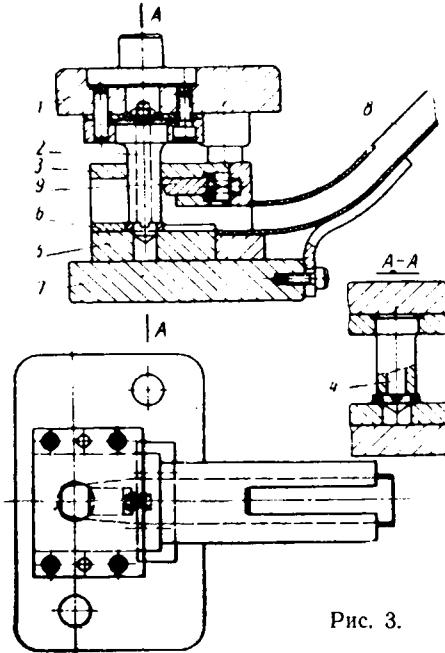


Рис. 3.

предусмотрен зазор по диаметру в пределах 0,5 мм. При выдавливании пuhanсоном 2 канавки образуется избыточный материал, одна часть которого уплотняется, а другая идет в сторону ловителя и заклинивает его в двух противоположных точках, благодаря чему и происходит подъем детали совместно с ловителем 4. Двигаясь вверх, деталь отжимает пружинный выталкиватель 9, который выбрасывает ее из рабочего пространства штампа в тот момент, когда она доходит до жесткого съемника 3, и ловитель 4 выходит из отверстия детали. Вместо удаленной детали в рабочую зону штампа поступает следующая деталь.

После выдавливания канавки, согласно существующей технологии, деталь отправляется на дальнейшую обработку — рас-

точку и развертывание отверстия, где и снимается тот избыточный металл, который образовался в процессе выдавливания. Необходимо учитывать, что при этом методе обработки деталь несколько увеличивает первоначальный диаметр. Следовательно, заготовку необходимо заранее уменьшить. Требующиеся размеры заготовки легко определяются экспериментальным путем.

Применение штампа-полуавтомата для выдавливания канав-

ки дало возможность резко повысить производительность труда. Кроме того, эта операция позволила совместить правку детали, которая ранее осуществлялась отдельной технологической операцией после штамповки (вырубки по контуру).

Отпала необходимость использовать фрезерный станок и дорогие фрезы. Улучшились условия труда при правке деталей. Высвобождены два фрезеровщика.

Экономия материальных средств составила 1100 руб.

Информация

Новая отраслевая нормаль на автомобильные радиаторы

ДЛЯ изготовления радиаторов системы охлаждения автомобильных двигателей расходуется большое количество дорогостоящих и дефицитных цветных металлов: меди и свинцово-оловянного припоя. Вместе с тем от качества радиатора и его соответствия предъявляемым требованиям в значительной мере зависит надежность работы, экономичность и срок службы автомобильных двигателей.

До 1961 г. автомобильные радиаторы выпускались по техническим условиям, составленным отдельными заводами-изготовителями и заказчиками-потребителями. Отсутствие единой отраслевой нормали затрудняло унификацию элементов радиаторов, экономию цветных металлов и контроль при производстве радиаторов.

В настоящее время разработана и утверждена отраслевая нормаль Н8019-61 на трубы и сердцевины, а также автомобильные радиаторы в сборе со сроком введения 1 июля 1961 г.

Нормаль распространяется на воздушно-водяные автомобильные радиаторы трубчато-пластинчатой и трубчато-ленточной конструкций. Настоящая нормаль состоит из трех разделов: «Технические требования» (19 пунктов), «Правила приемки» (10 пунктов) и «Маркировка и упаковка» (6 пунктов).

Нормалью предусмотрен выпуск радиаторов крупносерийного и массового производства с плоскоovalными шовными трубками, со швом на ребре (на торце по горизонтальному сечению) из ленты толщиной $0,15-0,02$ мм. Принятая форма сечения трубок более выгодна, чем круглая, в части уменьшения аэродинамического сопротивления и обеспечения большей прочности трубок при замерзании в них воды. Кроме того, преимуществом плоских трубок является большая величина поверхности в единице объема.

Расположение замка шва на ребре трубы, а не на боку повышает прочность трубок, улучшает контакт между трубками и пластинами, уменьшает засоряемость внутренней поверхности трубок и снижает расход цветного металла на их изготовление.

Для повышения качества трубок в нормали указана допустимая вытяжка лен-

ты для трубок 4,5—5,5 по Эриксену при диаметре шарика 20 мм. Для обеспечения экономии меди, наряду с разрешением применения в качестве материала для трубок употребляемого до сих пор на большинстве заводов томпака Л90, рекомендован латунь Л62 или Л68 с незначительной присадкой мышьяка, обеспечивающего существенное повышение антикоррозийной стойкости латуни и позволяющего, таким образом, применять латунь с меньшим на 22—28% содержанием меди по сравнению с томпаком.

Утвержденный в п. 2 нормали размер толщины слоя полуды на наружной поверхности трубок 18—26 мк позволяет повысить качество соединения трубок с пластинами, так как при неравной и недостаточной толщине слоя не удается осуществить необходимый контакт между указанными элементами сердцевины из-за плохого спекания, а при излишне большой толщине слоя повышается расход припоя и одновременно снижается теплоотдача радиатора, ибо припой обладает худшей теплопроводностью, чем медь.

Нормализованные данные по чистоте наружной и внутренней поверхности, кривизне трубок и допустимым величинам скручивания обеспечивают повышение качества радиатора.

Нормалью предусматривается сокращение типоразмеров и применение во всех создаваемых радиаторах трубок, имеющих одно из поперечных сечений, указанных на рис. 1.

В настоящее время новые радиаторы, разработанные для автомобилей ЗИЛ-111, ЗИЛ-130, ЗИЛ-131 и ЗИЛ-164, запроектированы с трубками, имеющими сечение $16 \times 2,2$ мм, а в новых радиаторах для автомобилей ГАЗ запроектированы трубы с сечением $19 \times 2,2$ мм и на одном типе радиатора $16 \times 2,2$ мм. Таким образом, достигнута возможность унификации ленты для трубок радиаторов, выпускаемых основными автозаводами.

Большое значение для теплоотдачи и прочности радиатора имеет утвержденное нормалью указание о сорте применяемого свинцово-оловянного припоя ПОС-40 для припайки охлаждающих трубок к опорным пластинам и припоя

ПОС-30 для пайки остальных деталей радиатора, в частности для лужения наружной поверхности трубок. Вместе с тем

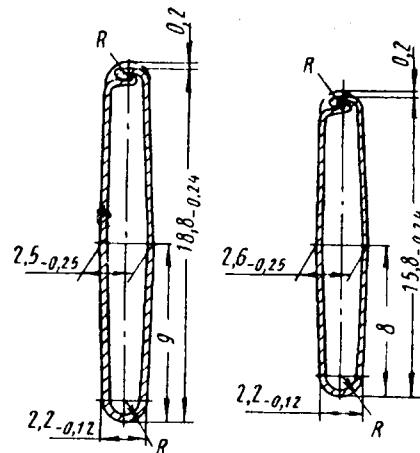


Рис. 1. Утвержденные размеры поперечного сечения трубок.

с учетом улучшения возможности качества пайки в случае применения специального комплексного флюса, применяемого на Московском автозаводе имени Лихачева, в нормали отмечена допустимость использования припоея с меньшим содержанием олова при условии применения этого флюса и сохранения хорошего качества спекания трубок и высокой прочности припайки их к опорным пластинам.

В нормали наряду с трубчато-пластинчатыми радиаторами указаны трубчато-ленточные радиаторы (рис. 2), которые начинают получать все большее распространение.

Анализ результатов испытаний в аэродинамической трубе большого количества серийных и опытных радиаторов отечественного и зарубежного производства позволил установить, что трубчато-ленточные радиаторы обладают наивысшими тепловыми показателями по сравнению с остальными типами радиаторов. Так как трубчато-ленточные радиаторы обладают также относительно хорошими прочност-

ными качествами и лучшими, чем у трубчато-пластинчатых радиаторов, технологическими качествами, эти радиаторы начинают широко внедряться в отечественном автомобилестроении (автомобили ЗИЛ-111, ЗИЛ-130, ЗИЛ-164, легковые и грузовые автомобили ГАЗ и др.).

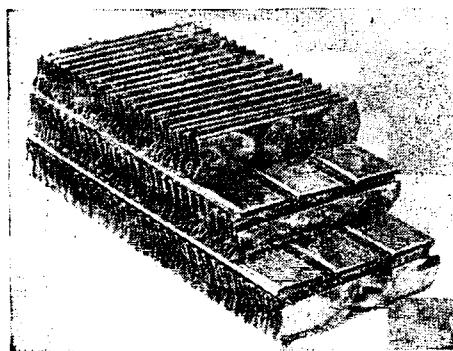


Рис. 2. Элемент сердцевины трубчато-ленточного радиатора.

В нормали предусмотрено, что охлаждающие пластины в трубчато-пластинчатых радиаторах должны быть изготовлены из медной ленты МЗ или латунной ленты Л62 толщиной $0,1\text{--}0,02$ мм. Технология изготовления и сборки трубчато-ленточных радиаторов позволяет уменьшить толщину ленты и соответственно дополнительно снизить вес радиатора без ущерба для его качества. Поэтому в нормали отмечено, что охлаждающие пластины в трубчато-ленточных радиаторах должны изготавливаться из ленты толщиной $0,08\text{--}0,01$ мм. При этом ленты нужно выполнять из мягкой меди МЗ, как исключение — из мягкой латуни толщиной $0,08\text{--}0,01$ мм при условии, если применение латуни предусмотрено в чертеже при разработке конструкции радиатора. Оговорка вызывает тем, что применение латуни для охлаждающих пластин приводит в конечном итоге к увеличению расхода чистой меди для получения радиатора с одинаковой теплоотдачей. Поскольку металургическая промышленность в настоящее время еще не выпускает в больших количествах ленту толщиной 0,08 мм и меньше, в нормали отмечено, что допускается применение в трубчато-ленточных радиаторах мягкой ленты толщиной $0,1\text{--}0,02$ мм. Мягкая лента необходима для того, чтобы избежать образования трещин в выштамповках при прокатке ленты в приспособлении.

В нормали указаны допустимые колебания общего количества охлаждающих пластин (в пределах ± 3 относительно утвержденного количества), а также шага между охлаждающими пластинами

($\pm 0,5$ мм) трубчато-пластинчатого радиатора.

Большое влияние на теплорассеивающую способность радиатора оказывает качество припайки охлаждающих пластин к трубкам. Поэтому в нормали указано, что в трубчато-пластинчатых радиаторах пластины должны быть припаяны к трубкам по всему периметру отверстий в пластинах, кроме радиусной части отверстий, где допускаются просветы длиной не более 2 мм. В трубчато-ленточных радиаторах охлаждающие пластины — ленты должны плотно прилегать к трубкам по всей плоской стороне трубок и быть припаяны к ним не менее чем на 95% всей поверхности соприкосновения.

Обращено внимание на то, что при сборке сердцевин трубчато-ленточных радиаторов не допускается искажения формы гофрированных пластин (т.аблюется при неправильном процессе сборки без приспособлений), причем шаг между гофрами должен быть выдержан с точностью $\pm 0,25$ мм, что влияет на турбулизацию воздуха и теплорассеивающую способность радиатора.

С целью повышения ремонтоспособности радиатора во вновь проектируемых радиаторах запрещено соединение опорных пластин с бачками путем загиба краев пластина по периметру (рис. 3).

В нормали указано на необходимость промывки и химической обработки собранных радиаторов для удаления отдель-

каэчика об окраске всего радиатора (для придания красивого внешнего вида) окрашивание охлаждающих пластин должно производиться на глубине не более 5—10 мм, так как окрашивание сердцевины радиатора лаком снижает теплорассеивающую способность радиатора.

В «Правилах приемки» отмечается необходимость испытаний на герметичность воздухом 100% радиаторов и сердцевин (в случае поставки последних отдельно от радиатора); причем указано, что эти испытания проводят в течение 1 мин. при давлении воздуха 1—1,2 атм, погружая радиатор или сердцевину в воду, имеющую температуру 40—50°.

При изготовлении радиаторов, предназначенных для систем с давлением свыше 0,5 атм, герметичность радиаторов проверяется при давлении, превышающем на 0,5 кг/см² давление, на которое отрегулирована пружина паровоздушного клапана радиатора. Во время испытания радиатора или сердцевины на герметичность и при обнаружении течи допускается глушение одной охлаждающей трубы или установка не более трех новых трубок внутри дефектных после их развалцовки.

До последнего времени заводы-изготовители не производили систематической контрольной проверки соответствия радиаторов утвержденным требованиям, что не могло не отражаться на качестве радиаторов. Поэтому в нормали оговорено, что на каждом заводе-изготовителе должен быть утвержденный в момент начала серийного выпуска радиаторов эталон изготавляемых радиаторов. Не реже одного раза в 6 мес. один образец каждого типоразмера радиатора, взятый на выбор, должен быть проверен на теплорассеивающую способность и сопротивления в сравнении с эталоном в аэродинамической трубе или другой лабораторной установке.

В нормали указаны рекомендуемая методика испытаний и допустимые отклонения показателей. Так же отмечается необходимость периодической проверки прочностных качеств радиаторов на вибрационном стенде.

В нормали также даны правила маркировки и упаковки радиатора, что исключит возможность механических повреждений радиаторов при транспортировке. Особо отмечается, что хранение упакованных радиаторов, сердцевин и трубок более 10 суток допускается лишь в помещении, защищенном от атмосферных осадков.

Выполнение требований, указанных в новой нормали, обеспечит существенную экономию цветных металлов и повышение срока службы автомобильных радиаторов.

Канд. техн. наук М. Л. МИНКИН
НАМИ

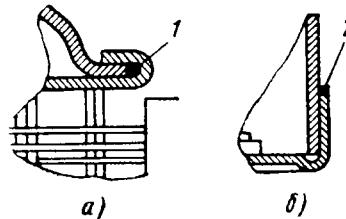


Рис. 3. Способ соединения опорных пластин с бачками:

а — ранее применявшийся; б — рекомендованный; 1 — место, где завальцовываются с четырех сторон оба бачка и запаиваются; 2 — место, где плотно обжимаются детали и паяются по всему периметру.

ных кусков припоя и вредных химикатов, что должно исключить возможность появления зеленого налета на пластинах и трубках. После окончательной сборки и испытания на герметичность годные радиаторы или отдельно сердцевина (в случае поставки сердцевины по кооперации) должны быть тщательно промыты, подвергнуты пассивированию в слабом растворе хромового альгидрида (около 2 г на 1 л воды), снова промыты в теплой воде и высушены. Затем радиаторы должны быть окрашены (кроме сердцевины). В случае требования за-

АВТОМАТ ТРЕХКРАТНОГО ОБЖАТИЯ ПРУЖИН

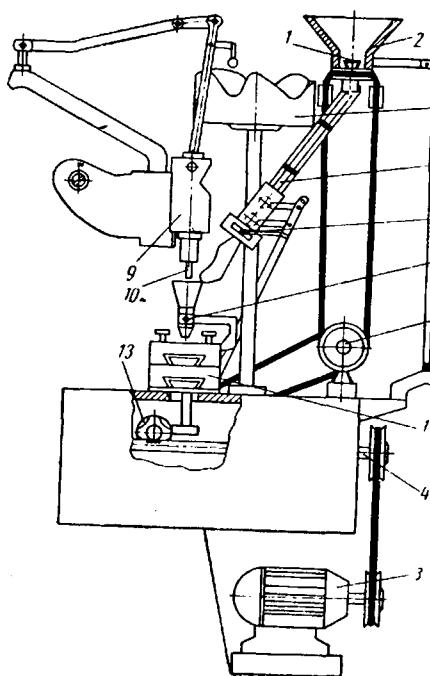
ОБЖАТИЕ пружин после термообработки было одной из трудных операций в кузнечно-термическом цехе. Эта операция производилась вручную, для чего требовались большие затраты времени.

Коллектив цеха старался решить эту задачу: было предложено несколько вариантов, частично облегчающих операцию. Однако все это не давало желаемого эффекта.

Наконец, была предложена оригинальная конструкция станка с автоматическим циклом обжатия. Автомат был изготовлен (см. рисунок). Принцип работы опытного образца заключается в следующем.

Ворошитель 1 пружин, который находится в бункере 2, вращается непрерывно от электродвигателя 3 через червячный редуктор 4 и клиновременную передачу 5 и направляет пружины в кассету 6. Специальный отсекатель 7 пропускает одну пружину в приемную воронку 8, а остальные пружины задерживает в кассете до окончания цикла обжатия в воронке.

Обжатие производится в результате ударов ползуна 9, который имеет направляющую 10 по внутреннему диаметру пружины. Обжатая пружина проваливается в окно, открывающееся благодаря



смещению салазок 11 в специальный лоток, и затем в приемный ящик.

В работе автомата должно быть строгое взаимодействие четырех основных узлов. Принципиально это взаимодействие заключается в следующем. Пружина, попавшая в воронку 8, воспринимает на себя трехкратные удары ползуна, движущегося по салазкам за счет вращающегося копира 13, который, в свою очередь, получает вращение от вала червячной шестерни редуктора через коническую передачу.

После последнего удара ползуна 9 салазки 11 приходят в движение за счет копира 13 и открывают приемное окно. Затем цикл работы повторяется. Страгое взаимодействие основных узлов автомата обеспечивает его бесперебойную ритмичную работу. Производительность автомата 1000 пружин в час.

Внедрение в производство этого автомата дало возможность полностью аннулировать ручной труд на обжатии пружин, повысить производительность в 3 раза и улучшить качество изготовления пружин. За счет сокращения рабочего времени на этой операции завод получил около 3000 руб. экономии в год.

А. А. БЕЛИК

Мелитопольский моторный завод

Пьезоэлектрическая система зажигания

Некоторые материалы с кристаллической структурой обладают свойством так называемого пьезоэлектрического, т. е. способностью генерировать электрический ток при механическом воздействии на них (например, при сжатии). При воздействии на них электрического поля они изменяют свои размеры.

Явления пьезоэлектрического эффекта широко используются в микрофонах, адаптерах проигрывателей и акселерометрах. На способности этих материалов изменять свои размеры под действием электрического поля основано использование их в ультразвуковых генераторах.

В последнее время за рубежом пьезоэлектрический эффект начали использовать в автомобильной промышленности в качестве искрового насоса, представляющего собой узел зажигания. Этот насос устанавливается на бензиновых двух- или четырехтактных двигателях с двумя или четырьмя цилиндрами.

Успешные разработки новой системы зажигания, а также разработки пьезоэлектрических устройств в других областях промышленности стали возможными благодаря, главным образом, удовлетворительным свойствам и работе пьезоэлектрических материалов, которые теперь используются вместо кристаллов кварца, виннокислого калия (натрия), сернокислого лития или первично-кислого фосфата аммония.

Эффект пьезоэлектричества в этих материалах объясняется явлениями, известными под названием ферроэлектричества, ввиду аналогии данных материалов с материалами постоянных магнитов. Эти явления заключаются в том, что при приложении мощного электрического поля разбросанная полярность кристаллических центров ориентируется согласно направлению полярности прилагаемого поля. Эта ориентация остается без изменения после снятия приложенного электрического поля.

Титанат бария был первым керамическим материалом, который начали использовать для получения пьезоэлектрического эффекта. Более благоприятным материалом, который стал применяться в последнее время, является цирконо-титановый свинец, обладающий более низкими диэлектрическими потерями, пониженной степенью деполяризации и способностью работать при значительно более высоких температурах по сравнению с титанатом бария. Для повышения стабильности к цирконо-титановому свинцу добавляются некоторые другие химические

изделий путем формовки под давлением в США фирмой Клевайт Корп и в Англии фирмой Браш Кристл Ко Лимитед.

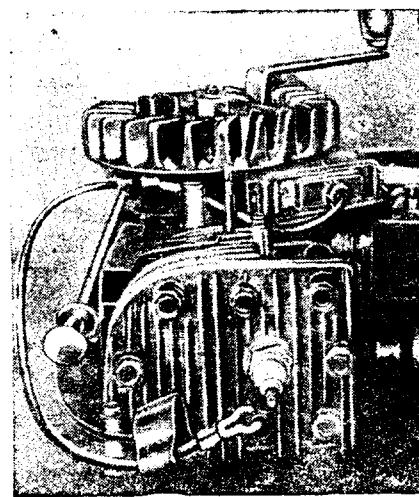


Рис. 1. Установка искрового насоса на двигателе Клинтон.

Искровой насос (рис. 1) изготавливается фирмой Клевайт и устанавливается на

стационарных американских двигателях фирмы Клинтон.

Двигатель имеет следующую характеристику:

Модель	3100
Расположение клапанов	Боковое
Число цилиндров	1
Рабочий объем в см ³	135
Мощность в л. с. при 3600 об/мин	3,25
Максимальный крутящий момент в к.м при 2500 об/мин	0,75

Как видно из рис. 1, искровой насос очень компактен, общий объем его равен 57 см³, а вес 227 г.

Пьезоэлектрическая система зажигания, видимо, является наиболее простой из всех, которые можно себе представить. Она в основном состоит из пьезоэлектрического элемента и системы рычагов (рис. 2). Элемент состоит из двух

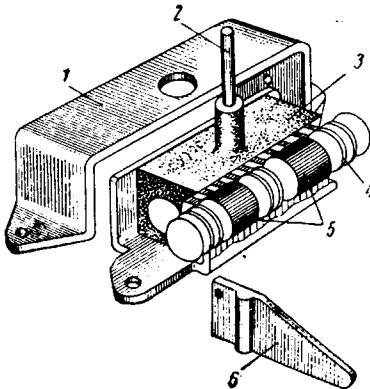


Рис. 2. Конструкция искрового насоса:
1 — металлический корпус; 2 — клемма высокого напряжения; 3 — изолирующий блок; 4 — три упорные подушки; 5 — цирконионитовая керамика; 6 — рычаг.

пьезотитановых стержней длиной 19,05 мм и диаметром 9,52 мм каждый. Стержни плотно посажены в отверстиях пластмассового корпуса. Концы стержней посеребрены и отделяются друг от друга стальными дисками 1,59 мм толщиной, каждый из которых с одной стороны покрыт токопроводящим резиновым слоем толщиной 0,051 мм.

Подобный диск устанавливается между наружными концами каждого стержня и упорной подушкой, которая выходит за корпус прибора. Одна из этих подушек образует постоянное соединение (стык) элемента, в действительности это соединение не является неподвижным, так как его аксиальное смещение может осуществляться с помощью смонтированного снаружи регулировочного винта. Другая подушка имеет полусферическую конфигурацию и на нее воздействует система рычагов.

Посередине, между концами корпуса, имеется датчик высокого напряжения. Он расположен радиально в той же плоскости, что и диск, разжимающий стержни. Однако он не соприкасается с диском. Искра проскаивает через зазор, образованный ребром диска и датчиком. Так как наружные концы элемента заземлены, то вполне очевидно, что стержни должны быть расположены параллельно. Как показал опыт, предпочтительно использовать два стержня вместо одного с большим диаметром. Чем больше диаметр элемента, тем труднее равномерно распределить нагрузку сжатия

по торцовой поверхности. Неравномерно распределенная нагрузка может вызвать полное разрушение керамики. Для равномерного распределения нагрузки на дисках наносится слой электропроводящей резины, заполняющей все неровности торца стержня и подушки.

Корпус, в котором помещаются стержни, прикрепляется к пластине искрового насоса с помощью стальной скобы, на которой также установлен регулировочный винт. На пластине размещены два стержня. На этих стержнях монтируется система рычагов. Компактность и прочность достигаются за счет использования двух рычагов вместо одного при отношении 15:1. Первый рычаг, приводимый в действие кулачком, имеет выступ, который нажимает на второй рычаг. В четырехтактном двигателе кулачок размещается на кулачковом валу, а при двухтактном — на коленчатом валу.

Второй рычаг прилагает к пьезоэлектрическому элементу усилие сжатия 36 кг, которое создает напряжение 21 000 в, вполне достаточное для системы зажигания.

Такая система может давать напряжение до 30 000 в, но в целях надежности работы и снижения прилагаемых усилий предел установлен в 21 000 в.

Приводной кулачок можно использовать и для регулировки момента зажигания.

Цепь замыкается в нужный момент простым регулируемым переключателем момента зажигания, последний в описываемой системе приводится в действие кулачковым валом. Этот переключатель вставляется в цепь между датчиком и проводом к свече зажигания. Принципиальная схема работы искрового насоса приведена на рис. 3.

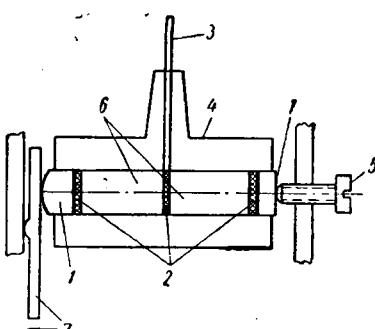


Рис. 3. Принцип работы искрового насоса:

1 — стальные упорные подушки; 2 — стальные диски, покрытые токопроводящей резиной; 3 — клемма высокого напряжения; 4 — изолирующий корпус; 5 — винт регулировки давления; 6 — пьезоэлектрическая керамика; 7 — рычаг, приводимый в действие кулачком.

Полный пьезоэлектрический цикл включает в себя генерацию двух электрических зарядов, один из которых возбуждается при сжатии элементов, а другой (противоположной полярности) — при снятии нагрузки. В одноцилиндровом двигателе второй заряд поступает на массу через переключатель момента зажигания, а в двухцилиндровом один искровой насос может обслуживать два цилиндра. В этом случае переключатель

момента зажигания может приять форму элементарного распределителя.

Ввиду того, что величина пьезоэлектрического заряда пропорциональна прилагаемому усилию, напряжение не зависит от скорости сжатия элемента. Отсюда следует, что мощная искра получается даже при очень низкой скорости проворачивания, что, конечно, значительно облегчает запуск.

Напряжение возрастает настолько быстро, что эффективная работа устройства обеспечивается даже при таких высоких скоростях, как 10 000 циклов в минуту.

Другое преимущество быстрого возрастаия напряжения заключается в следующем: искра проскаивает между электродами свечи, загрязненной настолько сильно, что при обычной системе зажигания возникновения искры в ней не будет. Пьезотитановый керамический материал имеет довольно высокий к.п.д. преобразования энергии (до 0,8).

Любой пьезоэлектрический материал имеет склонность к деполяризации во время своей работы, и поэтому искровой насос обладает ограниченным сроком службы. Согласно данным корпорации Клевайт, элемент будет работать эффективно примерно в продолжение 10^8 циклов или 100 час. беспрерывной работы в двигателе Клинтон при 3600 об/мин. Из этого следует, что срок службы элемента значительно больше срока службы большинства типов зажигательных свечей.

Стоимость замены двух керамических стержней незначительно превышает стоимость свечи и поэтому, принимая во внимание низкую первоначальную стоимость искрового насоса, вся система является вполне экономичной.

Преимущества использования искрового насоса вместо магнето на стационарных и сельскохозяйственных двигателях вполне очевидны. Для автомобильных двигателей эти преимущества не являются такими заметными, так как приходится оставлять аккумуляторную батарею для питания различных приборов. Конструкция искрового насоса для многоцилиндровых двигателей не должна представлять никаких непреодолимых проблем. С помощью распределителя один элемент может обслуживать четыре цилиндра двигателя, работающего в нормальном режиме скоростей, но следует рекомендовать использование одного элемента для двух цилиндров с целью получения удовлетворительного срока службы. В шестицилиндровом двигателе следует устанавливать соответственно три элемента.

Было внесено предложение установки пьезоэлектрического элемента непосредственно в головку двигателя вместо свечей. С точки зрения теории такая конструкция будет предельно простой, но вызовет практические усложнения (за исключением двигателей с постоянными режимами скорости и нагрузки). Широкие пределы изменения давления в цилиндре двигателя, при котором достигается заданное давление, потребуют специальных механических устройств для установки момента зажигания. Однако эта проблема может быть решена.

А. П. КОВЫРКОВ

Критика и библиография

С. И. Ефремов. «Ремонт штампов в автомобильном производстве», Горьковское областное изд-во, 1961.

Книга является ценным научно-техническим пособием для технологов, мастеров, рабочих и студентов, специализирующихся в области прессово-кузнецкого производства. Она заполняет пробел, который имеется в технической литературе, по ремонту штампов.

Впервые описываются развернутая рациональная структура штампово-инструментальных хозяйств при штамповочном цехе, где изготавливаются крупные, средние и мелкие изделия; структура цеха по ремонту штампов; механическое оборудование, необходимое для оснащения указанных ремонтных баз.

Приводятся конструкции различных типов современных металлических и пластмассовых штампов, описывается технология их изготовления. Большая часть книги посвящена рациональной эксплуатации и ремонту штампов холодной листовой и горячей штамповки, указываются пути предупреждения выхода штампов из строя.

На стр. 100 автор приводит развернутую табл. 23, в которой даются основные марки сталей и их заменители, применяемые при ремонте различных видов штампов.

В главе VI (стр. 113) автор подробно описывает различный вид механизированного инструмента, приспособлений и механизмов, которые значительно ускоряют ремонт штампов и повышают их качество.

В главе VII приводятся методы восстановления и ремонта

штампов. Большое внимание уделяется экономии инструментальных сталей. С этой целью приводятся различные типы электродов для электродуговой сварки, которые после наплавки без дополнительной термообработки (отжиг и закалка) дают твердость наплавленной поверхности до $RC 56$, а также приводятся пути повышения стойкости различных штампов.

Книга является ценным пособием не только для работников, связанных с ремонтом штампов, но и работающих на штампах. В ней излагаются методы ухода и хранения штампов, а также указываются различные неполадки, причины, вызывающие неполадки, и способы устранения их у всех видов штампов. Приводится необходимая стойкость штампов до мелкого, среднего и капитального ремонта.

Автор уделил внимание и кузнецким штампам, правда значительно меньше, чем холодным, но и это является ценным.

В книге не разбираются отдельные слесарные операции, а описывается опыт организации ремонтных хозяйств и прогрессивных методов ремонта штампов, накопленный на Горьковском автозаводе.

С задачей книги — помочь работникам штамповочного производства выявить и использовать имеющиеся у них на предприятиях резервы, которые еще не полностью исчерпаны, подсказать возможности дальнейшего улучшения производства — автор вполне справился.

А. А. КРЕЧЕТОВ

Горьковский автозавод

Указатель статей, опубликованных в журнале «Автомобильная промышленность» в 1961 г.

ПЕРЕДОВЫЕ

Развитие автомобильного производства в 1961 г. (В. Я. Селифонов)

Технологичность конструкций — важнейшее условие массового производства (А. А. Андерс)

Автомобильная промышленность к XXII съезду КПСС (А. А. Андерс)

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

Воробьев Е. А. — Показатели измерения производительности труда

Дранников А. Б., Милованов Е. И. — Использование внутризаводского колесного беспилотного транспорта

Дранников А. Б. — Прогрессивные способы складирования грузов на автозаводах

Преображенская Н. С. — К вопросу определения уровня механизации и автоматизации производственных процессов

Пути снижения веса автомобилей и расхода материалов на их изготовление

Ровинский Г. Н. — Принципы организации внутрицехового механизированного транспорта при реконструкции прессового корпуса ЗИЛ

Слуцкер М. С. — Внедрение прогрессивного пакетного метода транспортировки деталей на Горьковском автозаводе

Яшунский Р. Г., Бочевер Б. Г. — Средства механизации управления производством

КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ. ИСПЫТАНИЯ

Адамович А. В., Тихомиров Я. В. — Методика статического исследования прочности блок-картера V-образного двигателя

Адамович А. В., Коган Ю. А. — Испытания верхнеклапанных газораспределительных механизмов высокооборотных двигателей

№ журн. нала	Стр.		№ журн. нала	Стр.
1	1	Акопян Р. А. — Испытание двойных баллонов в гравиметрических подвесках автобуса	2	31
4	1	Акопян Р. А. — Особенности расчета вертикального и поперечного выравнивания автомобилей с пневматическими подвесками	5	20
9	1	Акулин Н. В. — Конструктивные особенности раздаточной коробки автомобиля ГАЗ-66 . .	3	3
3	1	Антоев Д. А. — Метод построения диаграммы устойчивости многоосных автомобилей .	11	16
2	1	Армадеров Р. Г., Семенов В. М. — Возможности применения арочных шин на автомобильных тягачах типа 4×4	4	22
8	1	Бельских В. И. — Автоматический терморегулятор	5	19
12	1	Бельских В. И. — Рациональная схема охлаждения двигателей внутреннего сгорания . .	6	14
7	1	Бируля А. К., Говорушенко Н. Я. — Влияние ровности покрытия дороги на скорость движения автомобилей	4	6
6	1	Бондаренко Г. П. — О смесеобразовании и горении в вихревой камере двигателя с воспламенением от сжатия	1	7
10	1	Боровских Ю. И., Майзенберг Ю. И., Егоров Л. К. — Исследования падений напряжения в стартерной цепи автомобилей	12	22
5	1	Бочаров Н. Ф., Крадинов Е. Б., Гусев В. И., Абрамова Э. Е. — Исследование пневмокатков на снегу	11	11
8	я	Взоров Б. А. — Влияние стальных поршневых колец на температуру поршня	4	14
7	3	Взоров Б. А. — Влияние турбонаддува двигателя ЯМЗ-236 на теплонапряженность поршня и выпускного клапана	7	3
9	23	Власов М. А., Куперман А. Л. — Результаты испытаний арочных шин на стандартных грузовых автомобилях ЗИЛ и ГАЗ	9	23
12	я	Галкин Ю. М. — Расчет износов и зарядного баланса системы электрооборудования	3	4

Галкин Ю. М. — Расчет и анализ зарядного баланса системы автомобильного электрооборудования

Гинцбург Б. Я., Адамович А. В., Тихомиров Я. В. — Выбор длины шатуна автомоботорных двигателей

Гинцбург Л. Л., Вендель В. Е. — Исследование рулевого управления с помощью электрических методов измерения

Гольдфельд С. М., Вайсбут А. М. — Улучшение очистки масла центрифугой с дополнительным магнитным сепаратором

Голубков В. С., Кнороз В. И., Струков И. Л. — Влияние углов установки передних колес на износ шин

Гоникберг Е. М. — Гидроусилители рулевого управления автомобилей ЗИЛ

Горлов В. В. — Контроль перпендикулярности граней и ребра лопасти гидронасоса

Горский Ю. М., Титов В. В. — Полупроводниковые приборы для измерения скорости вращения коленчатого вала и угла опережения или сгорания

Грибанов В. П. — Методика исследования влияния дорожных условий на скоростной режим работы автомобиля повышенной проходимости

Григорьев Б. А., Грибанов В. П. — Оценка эффективности системы охлаждения двигателей автомобилей в дорожных условиях

Гурвич И. Б. — Влияние микрогеометрии деталей на их износ

Гурвич И. Б., Бобков Ю. К., Серебряков К. Б. — Повышение стабильности показателей автомобильных двигателей

Давтян Р. И. — Исследование гидропневматической системы пуска реечного типа

Демьянов Л. А., Ахтямов У. С., Агееев И. В., Пахомов К. А., Саррафов С. К. — Работа двигателей ЯАЗ-204 на облегченных топливах

Дербарицкер А. Д. — Исследование характеристики калиброванных отверстий амортизатора

Дойч И. И. — К вопросу о расчете на кручение автомобильных рам

Елисеев Б. М. — Возможности длинноходной подвески

Еченстов Ю. А., Чередниченко Ю. И. — Индуктивные датчики крутящего момента и давления

Еченстов Ю. А., Каузин О. И. — Методика определения тангенциальной жесткости шин

Забавников Н. А. — Аналитическое определение времени и пути разгона

Заринский Я. М., Полев Ю. М. — Замки дверей кузовов и кабин автомобилей ГАЗ

Здановский А. А. — 24-вольтовое электрооборудование автомобилей с двигателем с воспламенением от сжатия

Зубакин А. Г., Тольский В. Е. — О шуме легковых автомобилей

Какуевицкий В. А. — Зависимость механических потерь от конструктивных параметров карбюраторных двигателей

К итогам дискуссии о развитии подвески автомобилей

Клочков Б. И. — Буксование ведущих колес автомобиля на дорогах с мягким покрытием

Клычков П. Д. — Об определении оптимальной удельной мощности проектируемого автобуса

Кнороз В. И., Петров И. П., Шелухин А. С. — Оценка сцепления колеса с опорной поверхностью

Коган Ю. А. — Определение крутильных колебаний и параметров гасителей колебаний для новых двигателей

№ жур-нала	Стр.	№ жур-нала	Стр.	
7	24	Козлов Н. К. — Модернизация передних сидений автомобилей М-21 и М-21А «Волга»	2	20
1	13	Коротееко Б. Е., Гриденева И. А. — Измерение толщины масляного слоя в подшипниках	5	27
5	24	Коротков Л. И. — О влиянии дифференциала в ведущей оси на устойчивость автомобиля в прямолинейном движении	11	13
4	12	Корчемный Л. В. — Выбор взаимного расположения коромысла и клапана двигателя	9	14
8	28	Крестовников Г. А., — Определение режимов работы автомобиля при пробеговых испытаниях	10	4
10	12	Крестовников Г. А., Певунчиков В. И. — К методике определения тяговых характеристик грузового автомобиля на неуставившихся режимах торможения	12	10
2	30	Коссов М. А., Курчман Б. С. — Материалы «горячих» деталей газотурбинных автомобилей двигателей	10	29
12	25	Кузьмичев В. Т. — Методы измерения отверстий шатуна	1	27
6	10	Кузьмин Н. И., Ромейко В. П. — Кабины новых автомобилей Минского автозавода	9	32
10	7	Ленин И. М., Никольский А. Ф. — Регулирование мощности двухтактного двигателя с вспрыском бензина	12	5
4	16	Луканин В. Н. — Об измерении шума процесса сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия	2	27
9	6	Лукин П. П. — К расчету гидропривода сцепления	7	12
8	11	Лукин П. П. — Влияние демпферов сцепления на нагрузочные режимы в трансмиссии автомобиля «Москвич»	9	26
2	23	Лысов М. И. — Расчет рулевых механизмов с переменным передаточным отношением	5	11
7	15	Лысов М. И. — Методика определения маневренности автомобиля на поворотах	8	31
6	29	Магнитский Ю. А., Курков М. Ф. — Проекционный метод обработки индикаторных диаграмм двигателя внутреннего сгорания	9	28
4	19	Мазалов Л. П. — Электромагнитный привод вентилятора	3	18
5	22	Маркова И. В., Полухин Е. С. — Отдельные результаты экспериментальных работ по двигателю для автомобиля «Запорожец»	9	8
7	21	Матикашвили И. В. — Работа тормоза-замедлителя с автоматическим управлением	3	10
6	11	Машечко А. Ф. — К расчету дисковых тормозов	2	22
1	5	Минкин М. Л., Хмельницкий Э. Е., Шаевич А. Г., Караваев Б. И., Палин А. А. — Повышение эффективности системы охлаждения автомобильных двигателей	2	10
12	28	Морозов Ю. А., Рыбинский Д. А. — Новый карбюратор автомобиля «Волга»	10	9
1	17	Муравьев В. Д., Алексеев Н. А. — Сравнительные испытания двигателей ЗИЛ с искровым и факельным зажиганием	11	4
2	17	Нарбут А. Н. — О применении одноступенчатых комплексных гидротрансформаторов с поворотными лопатками в трансмиссии	6	17
5	7	Николаев В. И. — Устройство для измерения мгновенных значений расходов топлива и воздуха	10	24
7	6	Орлов В. А. — Высотные корректоры автомобильных карбюраторов	11	20
11	32	Панфилов В. Т., Блейз Н. Г., Глейзер Л. А. — Новый края управления давлением в централизованной системе регулирования давления воздуха в шинах автомобилей	7	22
4	8	Пархиловский И. Г. — Спектральная плотность распределения неровностей микропрофилей дорог и колебания автомобиля	10	25
5	15	Петров М. А., Горнушкин Ю. Г. — Работа двигателя при резком закрытии дроссельной заслонки	3	18
		Погосбеков М. И. — К определению к.п.д. ведущего колеса автомобиля	9	31

- Прозоров Н. Л. — Об экономической эффективности от применения арочных шин на автомобилях ЗИЛ-150
- Пылов Б. А., Полежаев А. А., Гавриков Ю. А., Стрельцов В. И. — Исследование защитных свойств гидродинамических передач против крутильных колебаний
- Рамайя К. С., Завельский В. С. — Влияние присадок к маслу на коррозийный износ подшипниковых сплавов
- Рахмайов Н. Н. — О повышении надежности гидропневматических и гидравлических рессор
- Родин Б. И. — Исследование технико-экономической эффективности нового синтетического материала для автомобилестроения
- Родионов В. Ф. — Проектирование карданной передачи и тенденция к снижению высоты легковых автомобилей
- Ротенберг Р. В. — Еще о проблемах подвески автомобилей
- Рутенбург Г. Б. — Опыт создания алюминиевого радиатора
- Рутенбург Г. Б. — О типовой конструкции подогревателя для автомобильных двигателей
- Рябушкин П. И. — Приспособление для закрывания отверстий при испытании автомобильных деталей на герметичность
- Семенов Б. Н. — О переводе двигателей с воспламенением от сжатия на сжиженные газы
- Семенов В. М., Армадеров Р. Г. — Сопротивление движению автомобиля ЗИЛ-150 на колесах с арочными и стандартными шинами
- Скиндер И. Б. — Конструкции современных телескопических амортизаторов
- Скиндер И. Б., Тольский Г. И., Семенов Г. И. — Исследование и разработка конструкций подвески двигателя ЯМЗ-236
- Соловьев В. С., Последов Б. С. — Автоматическая передача автомобиля «Чайка»
- Сорочан Ю. П. — Применение электропривода для автомобильных поездов высокойходимости
- Спорыш И. П. — Пути усовершенствования опрокидывающих устройств автомобилей-самосвалов
- Степанович Ю. Г. — О динамических нагрузках в трансмиссии автомобиля при автоматизированном управлении коробкой передач
- Степанович Ю. Г., Иванов С. Н. — Влияние увеличения мощностных показателей двигателя на динамические нагрузки в трансмиссии автомобилей «Москвич» и УАЗ
- Степанович Ю. Г. — О выборе демпферов сцепления для грузовых автомобилей
- Тарасов А. Я. — Исследования эксплуатационной напряженности кузовов легковых автомобилей
- Тарасов А. Я. — Опыт исследования шума и вибраций в легковых автомобилях Горьковского автозавода
- Токарев А. А. — Оценка топливной экономичности автобусов городского типа
- Токарев А. А. — Определение эксплуатационных расходов топлива городскими автобусами
- Файнлейб Б. Н. — Снижение жесткости процесса сгорания путем применения ступенчатых законов подачи топлива
- Фрезинский М. Л. — Оценка веса автомобильных генераторов
- Фрезинский М. Л. — Сдвоенные прерыватели зажигания
- Ханин Н. С., Чистозвонов С. Б. — Роторные автомобильные двигатели
- Храпунов Л. Г., Надеждин Г. В. — Анализ веса конструкций автомобильных шин и колес
- Чапаев А. А., Исаевин Г. С. — Испытание системы питания с цепрерывным впрыском бензина во впускную трубу

№ жур-нала	Стр.	№ жур-нала	Стр.	
8	26	Чернышев Г. Д. — Новые двигатели ЯМЗ	11	1
10	21	Черняк Б. Я., Андреев В. И., Марков В. П. — О неравномерности распределения смеси по цилиндрям карбюраторного двигателя	1	29
3	21	Чураков С. Д. — Пластмассы в производстве кузовов автомобилей	8	18
7	19	Шаховцев В. И. — К вопросу о надежности систем зажигания	12	18
5	29	Школьников М. Б. — Расчет несущего кузова на устойчивость	2	13
1	21	Школьников М. Б. — Расчет на прочность стержней каркаса несущего кузова-фургона	6	5
5	8	Шурыгин А. П. — Из опыта эксплуатации литых чугунных коленчатых валов	7	8
1	24	Шухов О. К., Николаев В. И., Ковалев Б. А. — Улучшение пусковых качеств V-образных карбюраторных двигателей	9	12
3	30	Щеголева З. А. — Новый прессматериал марки К-214-43 для высоковольтных деталей приборов зажигания	8	33
2	31	Элиава А. Х. — Автоматические регуляторы температуры охлаждающей воды двигателя	5	18
ТЕХНОЛОГИЯ				
8	6	Александров Б. И., Мишич П. А., Дрод С. Н., Василенко Ф. П. — Влияние поверхностной закалки на выносливость кожуха полуоси заднего моста автомобиля	2	35
10	16	Амосов В. Н., Груздов П. Я., Дмитриев П. С., Елисеев М. М., Кириллов М. И., Скотников В. В., Евсеев А. С. — Высокопрочный сернистый чугун и перспективы его применения в автомобильной промышленности	1	34
11	7	Антонов Н. М. — Новый автомат для гальванических покрытий и электрохимической обработки деталей	10	33
2	7	Басов М. И. — Новые направления в технологии обработки давлением	4	29
11	25	Боченков В. А. — Автомат для снятия фасок	9	39
9	21	Бурштейн Д. Е. — Автоматическая линия изготовления гофрированных пластин и сборки остова радиатора	2	42
4	18	Вернер В. Р. — Обработка конца вала сошки рулевого управления автомобиля ГАЗ-51	3	34
6	27	Вовк И. Н., Мурзин В. В. — Глубокое сверление автомобильных клапанов из жароупорной стали	6	40
7	10	Волков И. С. — Высадка и холодное выдавливание стальных деталей	11	41
1	10	Воробейчук Ю. Г., Миткин А. Н. — Установка для испытания на стойкость инструмента при выдавливании	3	42
11	28	Гальперин А. И., Калинина А. И. — Технологический процесс автоматизированного производства поршневых колец из стальной ленты	2	37
3	24	Герман А. Р. — Пластмассовые штампы для кузовных деталей автомобиля	1	39
12	12	Горшков В. Ф. — Автоматическая установка для снятия фасок на поршневом пальце	1	39
9	17	Гуревич И. Б. — Приработочные и износостойкие покрытия деталей двигателей Горьковского автозавода	7	31
1	3	Гуськов А. В. — Холодная штамповка деталей автомобилей из рулонной стали	1	32
4	25	Дмитриева А. А., Чифина А. П., Кокин С. Д. — Возникновение пузырей на окрашенной поверхности автомобилей	4	41
3	12	Ермолаев Е. Н., Чесноков В. К., Волик Ю. П. — Выталкивающие устройства на кривошипных горячештамповочных прессах	5	38
11	23	Ермолаев Е. Н., Чесноков В. К., Волик Ю. П. — Выталкивающие устройства в пакетах и штампах при штамповке на кривошипных ковочно-штамповочных прессах	7	36
3	28	Ерохин А. П. — Принципы автоматизации термической обработки металлов в автомобильной промышленности	5	33

№ жур-нала	Стр.	№ жур-нала	Стр.
7	30	Снимщикова А. И. — Прибор для контроля детали в процессе обработки	5 42
8	41	Собин В. Л., Карапанчук О. В. — Приспособление для активного контроля при размерном шлифовании торцов	10 39
9	36	Ставицкий И. М. — Цанговый патрон для прутковых работ	3 33
12	39	Тиль Б. Л., Суслов В. П. — Механизация сварки кожухов полуосей автомобиля ЗИЛ-157	6 37
8	39	Трапезников Г. И. — Опыт проектирования и внедрения автоматизированных и механизированных линий обработки шестерен коленчатых и кулачковых валов автомобилей ЗИЛ-164 и ЗИЛ-130	9 34
3	38	Цырлин М. И., РозноЛ. И. — Реконструкция участка окраски арматурных деталей	1 40
3	34	Шапошников А. Г., Масляев Н. А. — Окраска подогретыми эмалями в электрическом поле	7 39
8	37	Юдина Л. П., Шапиро М. И. — Автоматизация процесса обработки автомобильных деталей из цинкового сплава	11 43
ИНФОРМАЦИЯ			
5	43	Авдоныкин Ф. Н. — Методика исследования износа деталей газораспределения без разборки сопряжения	10 43
7	32	Архипов Н. А., Ларионов Н. И. — Автомат для изготовления оболочковых форм АКФ-2	6 46
10	38	Атоян К. М., Клягина Т. А. — Опыт применения пластмассы на Львовском автобусном заводе	7 44
11	35	Басов М. И. — Современное технологическое оборудование, изготавляемое на заводах Чехословацкой социалистической республики	6 43
9	33	Бекман В. В. — Новые конструкции автомобильных карбюраторов заводов «Содекс» и «Зенит»	10 40
3	39	Белик А. А. — Автомат трехкратного обжатия пружин	12 42
12	37	Бухин Б. Л., Пращикин В. Н. — Шины со съемным протектором	2 44
6	35	Взоров Б. А. — О повышении износостойкости цилиндров двигателей	7 40
10	35	Гипп Б. А. — Макропрофилограф	5 47
12	30	Голубев А. Г., Степанова В. Н., Юргенев Л. С. — Однороторный газогенератор с газовым обогревом	4 42
6	38	Гомберг А., Клевцов Ю. — Автомат для поддержания заданной температуры в системе охлаждения при стендовых испытаниях двигателя	11 45
4	34	Дробышевский В. А. — Изобретения в автомобильной промышленности	3 44
12	33	Дышлиц И. И. — Пневматические сервостройства для переключения передач фирм Ценрадфабрик и Крайтон-Девандр	5 45
7	38	Ефимов И. В., Дольберг З. А., Давыдова Н. И. — Десятипозиционный автомат для изготовления модельных секций	4 42
10	38	Зак И. А. — Грузоподъемник к вертикально-протяжным станкам	12 42
6	31	Ильиних И. С. — Гидравлический домкрат телескопического типа грузоподъемностью 5 т .	12 42
7	38	Ковырков А. П. — Пьезоэлектрическая система зажигания	12 42
10	38	Лиходей А. М. — Динамометрическая педаль	11 46
6	42	Лысов М. И. — Рулевые механизмы современных зарубежных легковых автомобилей	7 41
5	35	Малышев Г. А. — Пассажирский прицеп к автобусу ЗИЛ-158	1 42
4	35	Масленников В. Н. — Омыватели ветрового стекла автомобиля конструкции НИИАвтоПриборов	9 42
5	35	Метелица А. В. — Автоматическое приспособление для фрезерования замка на крышке шатуна	9 44
4	35	Минкин М. Л. — Новая отраслевая нормаль на автомобильные радиаторы	12 40

Мынкин П. В. — Приспособления для поворота блока цилиндров вокруг горизонтальной и вертикальной осей

Николаев В. И. — Прибор для измерения и записи мгновенных значений крутящего момента Обловатский О. Г. — Опыт применения вибрационных бункеров для загрузки бесцентровошлифовальных станков

Малышев Г. А. — Пассажирский прицеп к автобусу ЗИЛ-158

Прохватилов Е. И. — Стан для накатывания конических колес

Пухалин А. И. — Автоматизация транспортных операций на окраске кузовов

Розен Г. М., Линков Г. М., Рогов Ю. А. — Загрузчик листов в штамп применительно к крупногабаритным деталям

Скерджев А. И., Марциновский Л. Я., Сорочан Ю. П. — ГОСТ на присоединительные размеры тягачей и полуприцепов

Теняков В. И., Брайчев В. П. — О работе лаборатории механических испытаний Горьковского автозавода

Трапезников В. А. — Ко Второму международному конгрессу (ИФАК) по автоматическому управлению

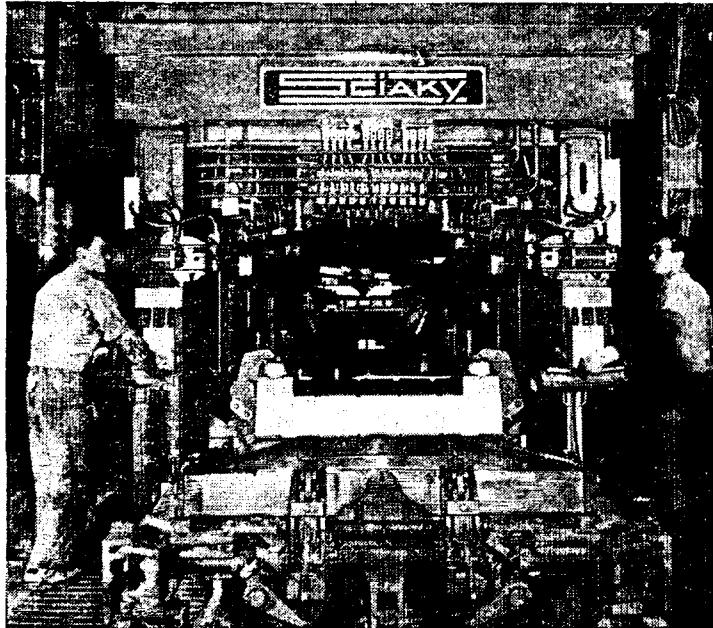
Щербаков К. Л. — Новый процесс производства литья в автомобилестроении

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

Введенский Т. А. — Рецензия на библиографический бюллетень «Автомобилестроение» № 1 (47), № 2 (48), М., «Центральная научно-техническая библиотека автомобильной промышленности», 1960

№ журн. нала	Стр.		№ журн. нала	Стр.
8	44	сская библиотека автомобильной промышленности», 1960	4	45
11	44	Введенский Т. А. — Рецензия на книгу А. С. Исаева «От самобеглой коляски до ЗИЛ-111»	11	48
10	42	Гитлин Н. Н., Соболев Л. М. — Рецензия на книгу В. А. Ломовского. «Впрыск топлива в транспортные двигатели с принудительным зажиганием», Машгиз, 1958	7	46
1	42	Дербаремдикер А. Д., Луканин В. Н. — Рецензия на книгу Ведемейера Е. А. «Колебания автомобиля и двигателя» (перевод с немецкого), Автотрансиздат, 1959	1	44
4	43	Кречетов А. А. — Рецензия на книгу Ефремова С. И. «Ремонт штампов в автомобильном производстве»	12	44
4	43	Кригер А. М., Фрезинский М. Л. — Рецензия на книгу Ю. М. Галкина «Электрооборудование автомобилей и тракторов», Машгиз, 1960	10	45
8	45	Осенчугов В. В. — Рецензия на книгу Р. В. Кугеля «Долговечность автомобилей», Машгиз, 1961	9	45
3	43	Скрипицын В. Е. — Рецензия на книгу Гельфгата Д. Б., Ошнокова В. Л. «Рамы грузовых автомобилей», Машгиз, 1959	5	48
11	46	Фомин П. С. — Рецензия на книгу И. И. Дымшица «Коробки передач», Машгиз, 1960	8	47
8	42	Юдин Ю. Н., Третьяков Н. П. — Рецензия на книгу Конева Б. Ф., Аронова Д. М., Куро-ва Б. А., Лебединского А. П. «Автомобильные карбюраторные двигатели», Машгиз, 1960	4	44
		Яценко Н. Н. — Рецензия на книгу Р. В. Ротенберга «Подвеска автомобиля и его колебания», изд. 2-е, Машгиз, 1960	6	47

СИАКИ ЗА РАБОТОЙ



Эта многоэлектродная машина для точечной сварки применяется для сварки задней панели пола автомобиля Пежо-404 в 82 точках. Толщина свариваемых листов: 9/10+9/10 мм и 9/10+20/10 мм.

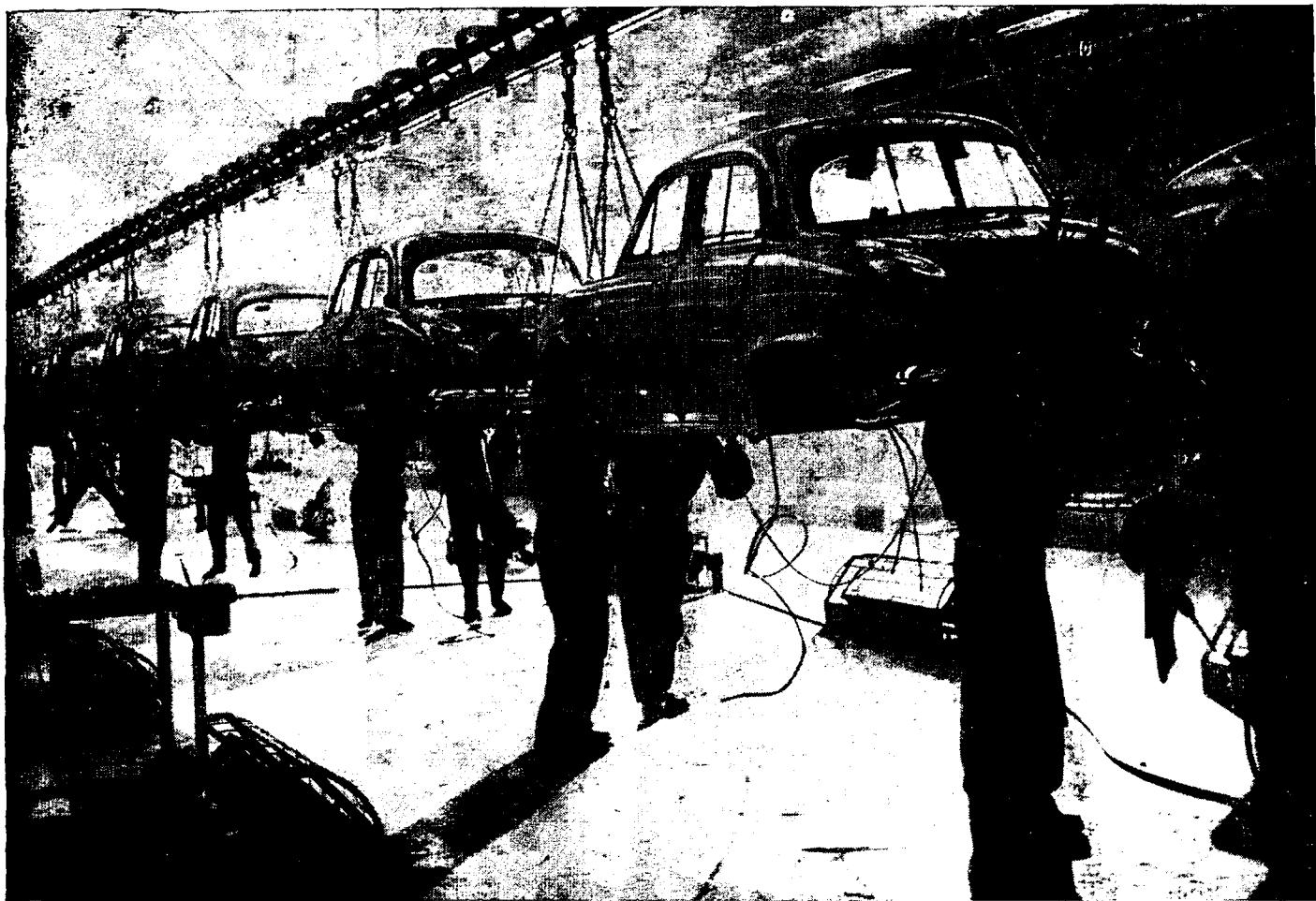
Фирма Сиаки кроме машин для точечной сварки, роликовой сварки,стыковой сварки и многоточечной сварки с автоматической подачей изделия, изготавливает автоматические устройства, клещи, сварочные трансформаторы, пульты электронного управления.



119, QUAI JULES-GUESDE, VITRY, SEINE, FRANCE
ADR. TÉL. ET TELEX : SCI AKY, VITRY



Адрес: 119, кв. Жюль-Гэз, Витри, Сена, Франция.
Телегр. адрес Телекс: Сиаки Витри



ПОБЫВАТЬ НА ЗАВОДЕ РЕНО ВО ФЛЕНЕ— ЭТО ВСЕ РАВНО, ЧТО СДЕЛАТЬ СКАЧОК В БУДУЩЕЕ—ТАК ГОВОРЯТ ВСЕ ИНОСТРАННЫЕ СПЕЦИАЛИСТЫ

Это предприятие, являющееся одним из самых современных в мире, выпускает один автомобиль «Дофин» за каждые 30 сек.

На всех заводах Рено работает 60 000 человек. На заводе во Флене работает 8000 рабочих. Для изготовления кузова автомобиля «Дофин» необходимо выполнить 500 операций по листовой штамповке и произвести сварку в 5 000 точек. Все операции сборки выполняются на поточных линиях общей длиной 12,5 км, расположенных в 5 корпусах длиной 500 м каждый.

Мощная современная техника, рациональная планировка цехов, квалифицированная рабочая сила — все это обеспечивает выпуск автомобиля, пользующегося большим спросом во всем мире.

Государственное предприятие Рено занимает по выпуску автомобилей первое место во Франции, третье в Европе и шестое в мире.

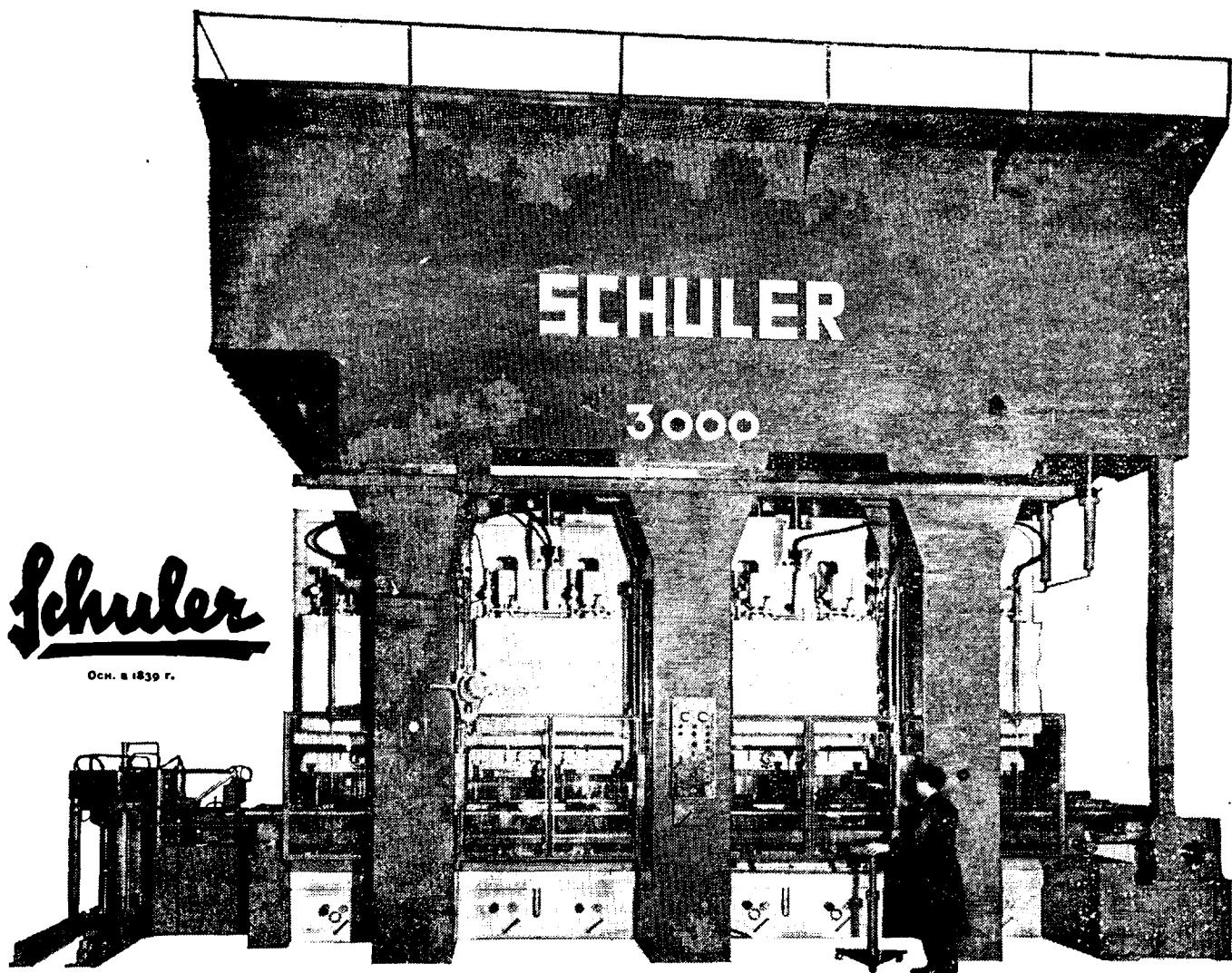
Вологодская областная универсальная научная библиотека
www.booksite.ru



Цена 40 коп.

Самый большой в Европе многооперационный пресс фирмы Шулер для производства автомобильных колес.

- Усилие пресования 3000 т
- Производительность 3000 колес в час
- Вес пресса 400 т
- Мощность двигателя 300 л.с.



Автоматическое выполнение семи операций:

1. Предварительной вытяжки колесных дисков
2. Обрезки наружного ранта
3. Прошивки среднего отверстия
4. Снятия заусенцев у среднего отверстия и отбортовки наружного ранта
5. Штамповки отверстий для рук
6. Чистовой штамповки формы, снятия заусенцев у отверстий для рук, зенковки болтовых отверстий
7. Чистовой штамповки больших отверстий

- Автоматическое производство крупных изделий на небольшой площади.
- Обслуживают 1–2 человека.
- Быстрая и легкая смена рабочего инструмента благодаря удобному манипулированию перестановочными элементами.
- Меньшее количество затрат, чем на другое оборудование такой же производительности.
- Высокая надежность при длительной работе с малыми допусками.
- Пресс предохранен от перегрузки и от несчастных случаев.

L.SCHULER A.G., Göppingen/Württemberg · ФРГ