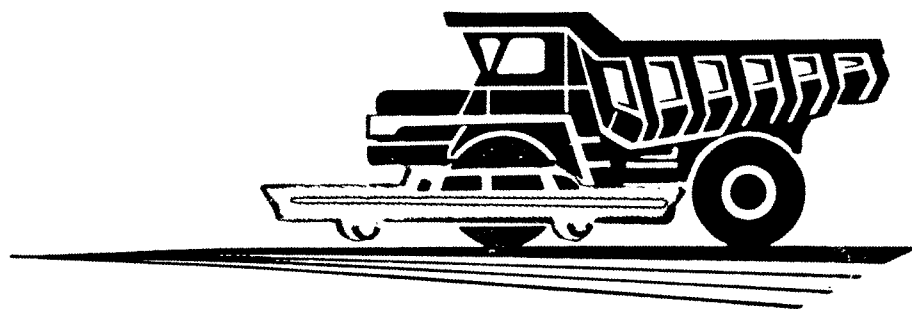


# **А**ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1964

11



## СОДЕРЖАНИЕ

<b>А. А. Андерс</b> — Повышение надежности и долговечности продукции — важнейшая задача автомобилестроителей . . . . .	<b>1</b>
--	----------

### КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

<b>Р. В. Казачков</b> — Исследование теплонапряженности быстроходного дизеля при изменении некоторых параметров . . . . .	<b>4</b>
<b>И. Я. Райков, В. В. Ершов</b> — К вопросам пленкообразования в карбюраторных двигателях . . . . .	<b>6</b>
<b>Г. М. Мещеряков</b> — Применение предварительно ионизированного искрового разряда для зажигания горючих смесей в двигателе внутреннего сгорания . . . . .	<b>11</b>
<b>И. Я. Дьяков</b> — Методика перекрестных сравнительных испытаний . . . . .	<b>13</b>
<b>П. П. Лукин</b> — К методике расчета гасителя крутильных колебаний в трансмиссии автомобилей . . . . .	<b>14</b>
<b>В. Г. Каханов, В. Д. Комаров</b> — Электрическая схема управления индукторным тормозом при испытаниях автомобильных агрегатов . . . . .	<b>16</b>
<b>В. И. Ермаков</b> — Улучшение пневмосистемы автомобилей . . . . .	<b>17</b>
<b>А. Д. Дербаремдикер</b> — К вопросу об автоматическом регулировании сопротивления амортизатора . . . . .	<b>18</b>
<b>Д. И. Мельников</b> — Определение реакций дороги на направляющие колеса . . . . .	<b>23</b>
<b>Л. Л. Гинцбург, Б. М. Фиттерман</b> — Некоторые вопросы управляемости автомобилей . . . . .	<b>24</b>
<b>М. И. Погосбеков</b> — Уточнение теории определения потери скорости ведущего автомобильного колеса . . . . .	<b>29</b>
<b>И. Н. Успенский, К. И. Шуртыгин</b> — О нагрузках на обод автомобильного колеса . . . . .	<b>31</b>

### ТЕХНОЛОГИЯ

<b>В. Н. Сухопольский</b> — Универсальный вибрационный конвейер для транспортирования металлической стружки . . . . .	<b>36</b>
<b>Е. П. Кобзарь</b> — Чистовая обработка чугуновых гильз шариками . . . . .	<b>36</b>
<b>Р. И. Романов, А. С. Поляков</b> — Автоматизация прессы для обрезки ножки клапана . . . . .	<b>38</b>
<b>Н. В. Никитина</b> — Металлокерамические поршневые кольца . . . . .	<b>39</b>
<b>Е. В. Захваткин, В. И. Наумов</b> — Установка для автоматической сварки в среде углекислого газа . . . . .	<b>40</b>
<b>В. И. Леонов</b> — Автоматическая линия для механической обработки пальца серьги рессоры . . . . .	<b>41</b>
<b>А. М. Смуров</b> — Некоторые вопросы технологии малоотходной штамповки . . . . .	<b>42</b>
<b>Е. Г. Липатов</b> — Усовершенствованная конструкция горшка к машинам литья под давлением . . . . .	<b>45</b>

### ИНФОРМАЦИЯ

<b>А. С. Штейнберг</b> — Пусковые характеристики газотурбинного двигателя «Стандарт» . . . . .	<b>46</b>
<b>А. З. Сладков</b> — Термоиндикаторы . . . . .	<b>48</b>

Главный редактор **К. П. ИВАНОВ**

### РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

Адрес редакции:

Москва, И-51, Неглинная, 23, 2-й этаж, комн. 203. Тел. Б 6-63-14 и Б 6-61-49

### ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор **Б. И. Модель**

Корректор **В. К. Кривош**

Сдано в набор 7/IX 1964 г.

Подписано в печать 21/X 1964 г.

Т-14760 Тираж 11.730 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,75. Бум. л. 3. Формат 60 × 90<sup>1</sup>/<sub>8</sub>. Зак. 4071.

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

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

11

НОЯБРЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1964

Год издания XXX

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА  
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО  
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПРИ ГОСПЛАНЕ СССР

УДК 629.113:539.434

## Повышение надежности и долговечности продукции — важнейшая задача автомобилестроителей

А. А. АНДЕРС

Государственный комитет автотракторного и сельскохозяйственного машиностроения при Госплане СССР

**В**НЕДРЕНИЕ новых машин и механизмов во все отрасли народного хозяйства экономически целесообразно лишь в том случае, если расходы на приобретение новых средств механизации и их текущую эксплуатацию окупаются получаемой экономией.

От начальной стоимости применяемых машин, межремонтного срока их работы, количества и стоимости ремонтов и затрат на текущее обслуживание зависит удельный вес каждой из перечисленных составляющих в общих затратах, связанных с применением той или иной машины.

Анализ затрат, связанных с применением в народном хозяйстве средств механизации, свидетельствует о существенной доле эксплуатационных расходов в общих затратах.

Особенно высока доля эксплуатационных расходов в автомобильном транспорте. Благодаря высоко организованному крупносерийному или массовому производству отечественная автомобильная промышленность производит свою продукцию по низкой себестоимости по сравнению с другими видами машиностроительной продукции. Вместе с тем, принятая в настоящее время в нашей стране система многократных ремонтов автомобилей до списания искусственно продлевает общий срок их службы зачастую сверх пределов экономической целесообразности.

Поэтому начальная стоимость новых автомобилей составляет лишь малую долю от затрат на их эксплуатацию. Так, например, в общей стоимости изготовления и эксплуатации двигателей стоимость изготовления нового двигателя составляет лишь 12—15%. Из общего числа трудозатрат на изготовление, ремонт и обслуживание автотракторной техники только 2—3% расходуется на изготовление новых машин и 97—98% — на их ремонт и техническое обслуживание.

Организация капитальных ремонтов при многообразии марок и разбросанности автомобильного парка по многочисленным хозяйствам не может, естественно, сравниться по себестоимости и качеству работы с организацией специализированного автомобильного производства, обеспеченного постоянными квалифицированными кадрами и оснащенным специальным оборудованием.

В результате этого срок эксплуатации капитально отремонтированных автомобилей до следующего ремонта значительно ниже, чем у новых автомобилей до их первого капитального ремонта. Следовательно, повышение сроков службы автомобилей до первого капитального ремонта и установление рациональных

сроков эксплуатации до их списания являются важнейшей народнохозяйственной задачей, сулящей народному хозяйству значительный экономический эффект.

В основу определения рациональности этих сроков должен быть положен экономический критерий, учитывающий и повышенную начальную стоимость автомобилей, обладающих повышенной долговечностью до ремонта, и связанное с этим снижение эксплуатационных расходов. Наиболее рационально сроки списания автомобиля определять сроком службы основных базовых его элементов, а число изнашиваемых и заменяемых до списания деталей сводить к минимуму. Благодаря предусмотренной в конструкции взаимозаменяемости и легкости замены деталей ремонт автомобиля за весь срок службы должен сводиться лишь к смене ограниченного числа быстроизнашиваемых деталей.

Вопросом долговечности автомобилей и их агрегатов заводы и научно-исследовательские институты отрасли до последнего времени занимались недостаточно.

Большее внимание всего коллектива каждого завода — рабочих, конструкторов, технологов, экономистов — уделялось вопросам экономии в сфере производства автомобилей.

На решение вопросов снижения трудоемкости, экономии металла, снижения себестоимости мобилизовалось внимание и творческая активность многотысячных коллективов автомобильных заводов, а вопросами повышения долговечности продукции занималось небольшое число работников конструкторских и технологических бюро и исследовательских лабораторий. Результаты их работ, дающие зачастую большую экономический эффект в народном хозяйстве, но вызывающие повышение трудоемкости, расхода металла и, в конечном счете, повышение себестоимости продукции на заводе-изготовителе, внедрялись в производство медленно. Это приводило к тому, что выявленные потенциальные возможности повышения долговечности, создаваемые повышением уровня техники, оставались длительное время нерезализованными.

Почин работников Ярославского моторного завода, начавших движение за увеличение надежности и долговечности выпускаемых ими двигателей, служит примером мобилизации всего заводского коллектива на решение этой важнейшей народнохозяйственной задачи.

Повышение долговечности автомобилей охватывает широкий круг сложных вопросов, решение которых требует напряженных совместных усилий конструкторов и технологов, производственников и ученых, экономистов и организаторов производ-

ства, участия эксплуатирующих организаций, поставщиков материалов и изделий смежных отраслей промышленности.

Развернутая в последние месяцы на страницах журнала «Автомобильная промышленность» дискуссия по вопросам повышения долговечности свидетельствует о большой заинтересованности к этому вопросу, проявленной со стороны широкого круга специалистов автомобильной промышленности. Однако большинство авторов статей основное внимание уделили вопросам организации получения достоверных данных о фактической долговечности автомобилей и агрегатов и материального стимулирования предприятий и автохозяйств за повышение срока службы автомобилей и значительно меньше вопросам изыскания технических средств повышения долговечности, которые являются главными в решении поставленной задачи.

Проведенные за последнее время многочисленные обсуждения на заводах, в комитете и в институтах, проработка вопросов с организациями смежных отраслей промышленности и поставщиками позволяют конкретизировать задачи, стоящие перед исполнителями работы, развернувшейся сейчас по призыву партии и правительства вокруг решения важнейшей задачи повышения надежности и долговечности автотракторных двигателей.

Наиболее рациональным измерителем срока службы автомобильных двигателей следует считать количество пройденных автомобилем, на котором установлен этот двигатель, километров, а тракторных двигателей — количество моточасов работы двигателя на тракторе. Этот измеритель не учитывает календарного времени службы двигателя, тогда как известно, что время также влияет на долговечность двигателя вследствие старения ряда его деталей — резиновых изделий, проводов электрооборудования и др., что особенно влияет на долговечность тех машин, интенсивность использования которых носит сезонный характер.

Срок службы двигателя зависит не только от его конструктивной характеристики, проделанной работы, пройденного пути или календарного времени эксплуатации, но и от большого числа других организационно-технических, экономических и географических факторов. К ним относятся: качество изготовления данного индивидуального двигателя, интенсивность и характер его использования, культура эксплуатации и обслуживания, дорожные и климатические условия, система и качество ремонтов.

Долговечность узлов, которые находятся в различных условиях эксплуатации, будет весьма различной. Однако даже при одинаковых условиях эксплуатации имеется много причин, вызывающих большое рассеивание долговечности. Значительно возрастает величина рассеивания по усталостной прочности, например, от различных концентраторов напряжений (выточки, штрихи от следов обработки, неметаллические включения и другие пороки исходного материала). Сравнение износов деталей поршневой группы, взятых из различных цилиндров одного и того же двигателя, проходившего испытания, показывает, как правило, значительное рассеивание величин износов.

Произведенное научно-исследовательским институтом автомобильного транспорта изучение рассеивания сроков службы при эксплуатации в Москве и Ленинграде двигателей, коробок передач и задних мостов семи моделей показало, что при относительно схожих условиях эксплуатации и при исключении из полученных данных 3—5% крайних выпадающих значений величины рассеивания составляют от 1:3 до 1:10.

Из сказанного следует, что понятие долговечности в применении к данной конструкции автомобиля или агрегата при принятых методах ее изготовления — величина, колеблющаяся в более или менее широких пределах, и ее следует рассматривать как среднюю величину, определяемую методами математической статистики, как всякую переменную величину, зависящую от возможного сочетания большого числа различных факторов.

Поэтому первой задачей, которую должны решить научно-исследовательские институты совместно с эксплуатирующими организациями, является создание научной методики определения средней долговечности автомобилей и агрегатов, соответствующей классификации условий их эксплуатации, системы поправочных коэффициентов для пересчета средней долговечности для различных климатических зон и других условий. Это позволит более или менее уверенно оперировать с цифрами фактической или планируемой долговечности. Естественно, что для тяжелых условий работы во избежание утяжеления и излишнего удорожания автомобилей долговечность, как и грузоподъемность их, должна нормироваться меньшими величинами, чем для легких и средних условий, и это пониже-

ние долговечности в данном случае не должно расцениваться как недостаток конструкции автомобиля.

Длительность сроков службы автомобилей и их агрегатов до ремонта, измеряемая десятками и сотнями тысяч километров пробега или тысячами часов работы двигателя, требует для проверки соответственно больших календарных сроков, не укладывающихся в пределы календарного года нормальной эксплуатации. Поэтому необходимо разработать методы ускоренных испытаний, сроки которых существенно отличались бы от сроков эксплуатационных испытаний, но давали бы такие условные показатели, которые могли бы быть положены в основу сравнительной оценки. Стабильность получаемых при испытаниях результатов и величина рассеивания должны учитываться при обосновании выбора масштабов испытаний.

Результаты ускоренных испытаний должны дополняться и подтверждаться в возможно короткие сроки достоверными данными натурных эксплуатационных испытаний, поэтому скорейшее окончание строительства автомобильного испытательного полигона и организация в различных климатических зонах страны на базе нескольких крупных хорошо организованных автохозяйств опорных пунктов являются ближайшей задачей. На заводах должны осуществляться испытания двигателей текущего выпуска для получения достоверных данных о существующем их моторесурсе. Кроме того, должны изготавливаться и испытываться по той же методике новые образцы двигателей повышенной долговечности с использованием при их изготовлении всех конструктивных и технологических мероприятий, намеченных к внедрению в производство в 1964—1965 гг. для проверки их эффективности и подтверждения моторесурса, принимаемого на 1965 г.

Основным содержанием работы по повышению долговечности является осуществление на заводах организационных, конструктивных и технологических мероприятий, направленных на обеспечение повышения долговечности выпускаемой продукции. К ним относятся в основном организационные мероприятия по обеспечению ритмичности выпуска продукции, строгому соблюдению в производстве технологических процессов, стандартов, производственных инструкций, технических условий на выпускаемую продукцию; организация системы проверки соблюдения норм точности производственного оборудования, оснастки и контрольно-измерительных средств.

Должны быть более жесткими требования к качеству выполнения не только окончательных операций механической обработки, обеспечивающих получение точности деталей по их размерам, геометрическим формам и чистоте рабочих поверхностей, но и таких процессов, как мойка, зачистка, балансировка, подбор деталей в сопряжениях, где предусмотрена селективная сборка. При этом наряду с повышением требований к выполнению этих операций следует предусмотреть в необходимых случаях введение дополнительных операций с применением современных наиболее эффективных технических средств (ультразвуковая очистка, мойка с применением моющих химических составов, автоматическая сортировка деталей, балансировка агрегатов в сборе).

Тщательные должны прорабатываться технологические вопросы, обеспечивающие снятие и стабилизацию остаточных напряжений в деталях, в основном таких, как блоки цилиндров, головки блоков, для которых это вызывает наибольшие технологические трудности. Этого следует добиваться как путем совершенствования литейной технологии, так и введением искусственного старения — теплового, вибрационного или сочетания их с естественным старением.

На ответственных отделочных и сборочных операциях должен использоваться наиболее квалифицированный, специально обученный персонал. В отдельных случаях, где это целесообразно, следует вводить премиальную систему оплаты труда, стимулирующую повышение качества выпускаемой на данном участке или рабочем месте продукции взамен повсеместно применяемой сдельщины.

Влияние этого фактора на качество выпускаемой продукции не следует недооценивать.

Поэтому целесообразной является организация специального рассмотрения на заводах действующих технологических процессов изготовления ответственных деталей и сборочных процессов, где особенно затруднен стопроцентный контроль качества выполняемых работ, с целью выявления тех операций, тщательность выполнения которых предопределяет высокое качество, надежность и долговечность выпускаемой продукции, на которых сдельная оплата труда в первую очередь и даже в обязательном порядке должна быть заменена премиально-

повременной системой оплаты, стимулирующей высокое качество продукции.

Большое значение имеет осуществление конструктивных мероприятий.

Долговечность каждого автомобиля до выхода его в ремонт ограничивается, как правило, долговечностью небольшой группы быстроизнашиваемых деталей: гильз цилиндров, поршней, поршневых колец, вкладышей коленчатого вала, клапанов, направляющих клапанов и клапанных пружин, деталей топливной аппаратуры. На повышение долговечности этих деталей должно быть направлено основное внимание.

Применение легкосменных быстроизнашиваемых деталей, имеющих, как правило, малые размеры и вес, позволяет с наименьшими затратами применять для их изготовления более дорогие материалы и методы обработки, наиболее совершенные технологические процессы изготовления, включая методы упрочняющей технологии, что не всегда осуществимо или экономически оправдано для более габаритных и крупногабаритных деталей.

Поэтому техническое совершенство с точки зрения долговечности и простоты ремонта конструкции должно оцениваться не с позиций возможности исправления и восстановления изношенных деталей в условиях ремонтных предприятий, а с точки зрения создания конструкций, требующих при ремонте лишь малотрудоемких демонтажных и монтажных работ, связанных со сменой взаимозаменяемых быстроизнашиваемых деталей, с полным устранением механической обработки, выполняемой ремонтными предприятиями недостаточно качественно. Поэтому целесообразным представляется установление такого порядка, при котором технология, периодичность и сроки ремонтов регламентировались бы заводами-изготовителями автомобилей.

Основным направлением в организации производства должно быть создание и развитие специализированных предприятий, изготавливающих точные и долговечные сменные детали методами массового производства, обеспечивающими высокое качество продукции при низкой стоимости. Эти заводы должны поставлять свою продукцию как для комплектации выпускаемых машин на основные заводы, так и ремонтным предприятиям.

В настоящее время, при высоком уровне развития технологической науки в нашей стране не могут быть обойдены и технологические средства повышения срока службы двигателей.

Практика показывает, что появление многих новых технологических процессов не только обуславливалось замыслами конструкторов, но и наоборот, многие конструктивные решения становились возможными благодаря новым разработкам, осуществляемым технологами. В качестве примеров таких разработок можно назвать создание НИИТАвтомобилей литых коленчатых валов из магниевого чугуна со сфероидальным графитом, стальных витых поршневых колец, металлокерамических вкладышей коленчатого вала и ряда других.

Правильный выбор оптимальной макро- и микрогеометрии поверхностей трения и методов ее получения, применение различных приработочных и износостойких покрытий, разработка и применение различных новых металлов и сплавов и методов их термической обработки, внедрение финишной обработки для получения точных размеров методом точной поверхностной пластической деформации и ряд других усовершенствований должны стать плодом совместных творческих усилий конструкторов, технологов и металлургов.

Существенное значение для долговечности детали имеют не только химический состав, физико-механические свойства и твердость материала, назначаемые конструктором, но и равномерность твердости и структурная однородность металла в изделии, зависящие от выбора технологических приемов при литейной, кузнечной и термической обработке, назначаемых технологами металлургических цехов.

В поверхностных слоях деталей в процессе обработки происходят сложные процессы взаимодействия возникающих напряжений и соответствующие кристаллические сдвиги, поэтому при одинаковой, назначаемой конструктором конечной чистоте поверхности последние могут иметь совершенно разные физико-механические свойства в зависимости от комплекса операций, которым они подвергались. Технологический процесс окончательной обработки ответственных поверхностей должен выбираться технологом с учетом получения поверхностных слоев, отвечающих условиям эксплуатации детали.

Повышение требований к точности обработки вызывает резкое увеличение трудоемкости. Поэтому всякое более или менее значительное повышение требований к точности должно сопро-

вождаться изысканием новых наиболее экономичных методов ее достижения.

Следует создавать специальные конструкторско-технологические организации в виде ЦКТБ при отраслевых институтах или СКТБ при специализированных заводах. Эти организации должны вести комплексные конструкторско-технологические работы в узкой области создания и совершенствования отдельных деталей или агрегатов, полностью отвечать за развитие конструкции, технологии и организации производства в пределах своей специализации и предлагать конструкторам и изготовителям автомобилей готовые изделия наивысшего качества в необходимом ассортименте по наименьшей стоимости.

Большая работа должна быть проделана станкостроительной и инструментальной промышленностью для обеспечения автомобилестроителей станками и абразивами надлежащего качества.

С повышением требований к точности станков, естественно, повышаются и требования к условиям их монтажа, использования и ухода в эксплуатации у потребителей, отчего в значительной степени зависит и длительность сохранения их точности.

В настоящее время станкостроительные заводы при заказе им нового специального оборудования для ответственных автомобильных деталей, как правило, гарантируют точность станка при сдаче потребителю в лучшем случае в пределах допуска на изделие, что не обеспечивает выдерживания этих допусков на выпускаемых деталях в течение более или менее длительного времени эксплуатации станков на автомобильных заводах.

Одновременно с поднятием уровня работы автомобилестроителей и станкостроителей следует поднять уровень работы всех смежных отраслей промышленности, являющихся поставщиками автомобилестроения. В этом большую роль должна сыграть надлежащая организация работы с поставщиками со стороны комитета и его головных институтов. Должна быть налажена систематическая работа по улучшению изделий смежных производств, улучшению качества и разработки новых металлов, сплавов, неметаллических материалов, их испытанию и налаживанию производства в необходимых количествах.

Первые шаги, сделанные за последнее время в этом направлении в связи с проработкой вопросов долговечности двигателей, необходимо довести до конца. В постоянную работу должны быть вовлечены не только центральные организации соответствующих комитетов и их отраслевые институты, но и заводы-поставщики по линии прямых связей с автомобильными заводами-потребителями их продукции.

В этой связи особенно важным становится требование закрепления за автозаводами постоянных поставщиков, с которыми могло бы налажено постоянное производственное и техническое сотрудничество в проведении совместных работ по улучшению качества продукции.

Необходима обособленная постановка вопроса о пересмотре и повышении некоторых требований Государственных стандартов на горюче-смазочные материалы, металлы, резино-технические и другие изделия и материалы, качество которых играет существенную роль в повышении качества и долговечности выпускаемой автомобильной техники.

Проведение всего комплекса намечаемых работ позволит добиться большей стабилизации качества продукции, повышения ее долговечности и перейти на выпуск автомобилей с нормированной для определенных условий эксплуатации долговечностью.

Это позволяет также дисциплинировать потребителей, повысить требования к эксплуатации автомобилей и их обслуживанию, так как преждевременный выход из строя автомобиля или его отдельных агрегатов будет свидетельствовать о допущенных нарушениях в эксплуатации или нарушении правил по техническому уходу, с возложением всей ответственности на эксплуатирующие организации.

Планирование долговечности в качестве одной из обязательных технических характеристик выпускаемой продукции, материальное стимулирование предприятий на выпуск более долговечных автомобилей и выделение в хозяйственных планах предприятий необходимых материальных ресурсов и трудовых затрат в сочетании с проводимыми техническими мероприятиями обеспечат систематическое пополнение действующего парка качественными долговечными автомобилями, не требующими многократных дорогих ремонтов, и дадут народному хозяйству значительную экономию, во много раз превышающую затраты на осуществление поставленной задачи.

## Исследование теплонапряженности быстроходного дизеля при изменении некоторых параметров

Канд. техн. наук Р. В. КАЗАЧКОВ

Харьковский политехнический институт имени В. И. Ленина

**ТЕПЛОНАПРЯЖЕННОСТЬ** быстроходного дизеля целесообразно оценивать по тепловому состоянию деталей, образующих рабочий объем цилиндра (поршень, головка, цилиндр). При неизменной конструкции двигателя, постоянстве температуры и скорости циркуляции охлаждающей воды тепловое состояние этих деталей определяется максимальной температурой детали и тепловым потоком через тепловоспринимающую поверхность детали.

Совокупность указанных факторов определяет изменение прочностных свойств материала, из которого изготовлена деталь, термические напряжения в ней и состояние смазки на ее поверхности.

Исследование проводилось на серийном быстроходном четырехтактном дизеле Ч12/15 (из семейства В-2).

Тепловое состояние деталей, образующих рабочий объем цилиндра, определялось по их абсолютным температурам и по перепадам температур между различными участками детали, так как существующие методы не позволяют с достаточной точностью определять тепловой поток через тепловоспринимающую поверхность каждой детали, образующей рабочий объем цилиндра.

от внешних поверхностей (за исключением термодатчиков 1п; 3п; 12п).

Температура поршня измерялась при помощи 12 хромель-алюмелевых термодатчиков с периодической связью с измерительным прибором<sup>1</sup>.

Чтобы получить достаточную чувствительность устройства для измерения температуры поршня, термоэлектродвижущая сила термодатчика измерялась компенсационным методом с применением в качестве нуля-прибора электронного осциллографа ЭО-7. Связь между цепью термодатчика и осциллографом осуществлялась через повышающий трансформатор, сердечник которого для получения максимального магнитного потока при минимальных потерях энергии выполнен из точкохитованного пермаллоя. Вся цепь термодатчика от горячего до холодного спая выполнена из термооднородного материала. Для уменьшения неточностей, связанных с искажением температурного поля, применялись малогабаритные термодатчики, корпуса которых диаметром 2,2 мм изготавливались из латуни, имеющей коэффициент теплопроводности примерно такой же, как материал поршня АК-4.

Контактное устройство состоит из 12 клемм на поршне и двух упругих контактов, установленных в картере. При измерении температуры упругие контакты подводятся к соответствующей паре клемм на поршне.

Как показывают результаты экспериментов, при работе двигателя по нагрузочной характеристике ( $n=1500$  об/мин) по мере увеличения нагрузки от холостого хода до номинальной мощности (при номинальной мощности среднее эффективное давление  $p_e=4,75$  кг/см<sup>2</sup>; коэффициент избытка воздуха  $\alpha=2,1$ ) температуры деталей растут, практически, по прямолинейному закону. При увеличении нагрузки выше номинальной температуры растут с ускорением (рис. 2—4). Характер зависимости температуры деталей от нагрузки главным образом определяется изменением коэффициента теплоотдачи от газов к тепловоспринимающим поверхностям, температурой рабочих газов и изменением условий теплоотвода.

Абсолютные значения температур деталей, образующих рабочий объем цилиндра, и закон изменения этих температур при увеличении нагрузки различны для каждой детали. Это объясняется тем, что к тепловоспринимающей поверхности каждой детали от рабочих газов передается различное количество теплоты, а также разными условиями теплоотвода в охлаждающую жидкость.

Из деталей, образующих рабочий объем цилиндра, минимальную температуру имеет цилиндр, максимальную — поршень. Так, при номинальной мощности (степень сжатия  $\epsilon=15,3$ ) максимальные температуры деталей имеют такие значения: температура опорного бурта цилиндра (точка 1ц) 126°C, температура центральной части днища головки (точка 1г) 153°C, температура центра днища поршня (точка 9п) 226°C. Температура поршня в районе первого поршневого кольца (точка 1п) при номинальной мощности равна 190°C.

При увеличении нагрузки от холостого хода до  $p_e=6,18$  кг/см<sup>2</sup> ( $\alpha=1,4$ ) температуры деталей в этих точках растут следующим образом: температура центра днища поршня увеличивается со 136 до 263°C, температура центральной части днища головки увеличивается с 98 до 200°C, температура опорного бурта цилиндра увеличивается с 98 до 200°C.

<sup>1</sup> Казачков Р. В. «Измерительная техника», 1960, № 5.

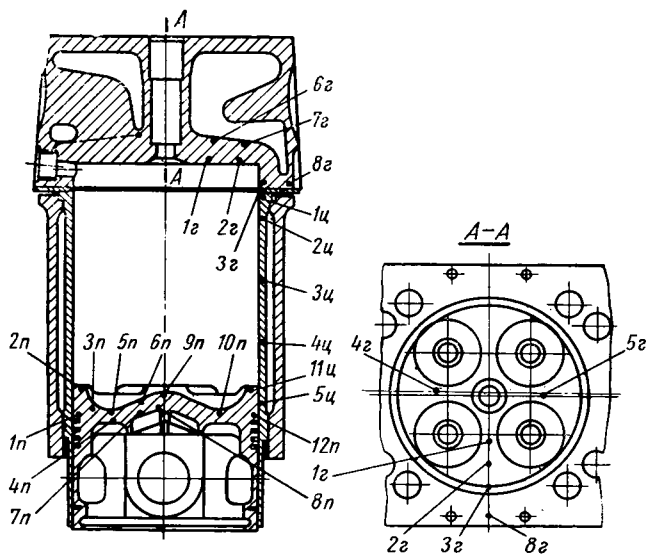


Рис. 1. Расположение термодатчиков в деталях, образующих рабочий объем цилиндра:

1ц—5ц — термодатчики, установленные в цилиндре; 1п—12п — термодатчики, установленные в поршне; 1г—8г — термодатчики, установленные в головке цилиндра.

Температура в различных точках головки и цилиндра измерялась при помощи хромель-алюмелевых термодатчиков компенсационным методом, при помощи высокоомного потенциометра типа ППТВ-1 и нуль-гальванометра со световой стрелкой типа ГЗП-47 с ценой деления 8,9—10°/дел.

Места расположения горячих спаев термодатчиков в деталях указаны на рис. 1. Глубина заделки горячих спаев термодатчиков 1 мм

Абсолютные значения перепадов температур между различными точками деталей, образующих рабочий объем цилиндра, и степень изменения этих перепадов, по мере увеличения нагрузки, различны для каждой детали. Максимальные перепады температур имеют место в цилиндре, минимальные — в поршне.

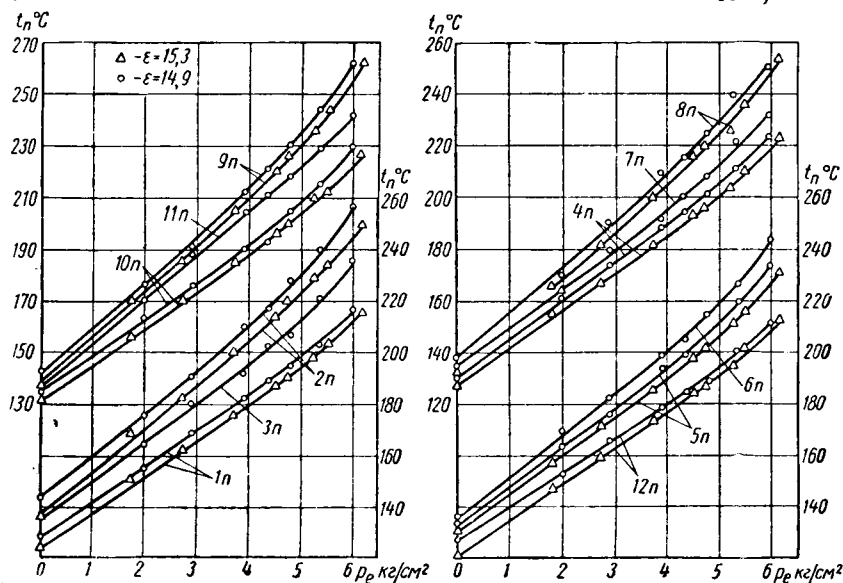


Рис. 2. Зависимость температуры поршня от нагрузки ( $n=1500$  об/мин).

Так, при номинальной мощности  $\epsilon=15,3$  максимальный перепад температур по высоте цилиндра (между точками  $1ц-4ц$ ) равен  $41^\circ\text{C}$ , максимальный перепад температур по тепловоспринимающей поверхности днища головки в радиальном направлении (между точками  $1г-3г$ ) равен  $29^\circ\text{C}$ , максимальный

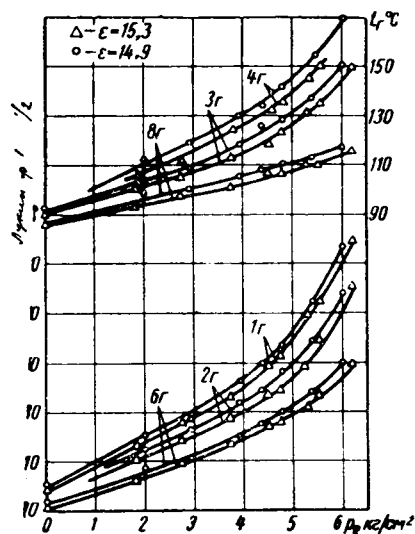


Рис. 3. Зависимость температуры головки от нагрузки ( $n=1500$  об/мин).

перепад температур по толщине днища головки (между точками  $1г-6г$ ) равен  $27^\circ\text{C}$ , максимальный перепад температур по тепловоспринимающей поверхности днища поршня в радиальном направлении (между точками  $9н-10н$ ) равен  $26^\circ\text{C}$ .

При увеличении нагрузки с холостого хода до  $p_e=6,18$  кг/см<sup>2</sup> ( $\alpha=1,4$ ) перепад температур по высоте цилиндра (между точками  $1ц-4ц$ ) увеличивается примерно в 5 раз (с 12 до  $58^\circ\text{C}$ ), перепад температур по тепловоспринимающей поверхности днища головки в радиальном направлении (между точками  $1г-3г$ ) увеличивается примерно в 6 раз (с 8 до  $50^\circ\text{C}$ ), перепад температур по толщине днища головки (между точками

$1г-6г$ ) увеличивается примерно в 6 раз (с 8 до  $50^\circ\text{C}$ ), перепад температур по тепловоспринимающей поверхности днища поршня в радиальном направлении (между точками  $9н-10н$ ) увеличивается в 7 раз (с 5 до  $36^\circ\text{C}$ ), перепад температур по толщине днища поршня увеличивается всего в 2,5 раза (с 4 до  $10^\circ\text{C}$ ).

Из деталей, образующих рабочий объем цилиндра, наиболее сложное температурное поле имеет головка, что в основном объясняется сложной конфигурацией, различной степенью охлаждения отдельных участков теплоотдающей поверхности, наличием относительно холодных впускных и горячих выпускных каналов. Максимальную температуру головка имеет в центре днища (точка  $1г$ ). Температура между выпускными клапанами (точка  $2г$ ) несколько выше, чем между впускными и выпускными клапанами (точки  $4г$  и  $5г$ ). Перепад температур по толщине днища головки в центральной части (между точками  $1г-6г$ ) при номинальной мощности примерно в 1,5 раза выше, чем на периферии (между точками  $3г$  и  $8г$ ).

Температурное поле днища поршня дизеля Ч12/15 определяется в основном конфигурацией поршня, условиями теплоотвода от отдельных участков и способом смесеобразования.

Изотермические поверхности в центральной части днища поршня представляют собой как бы кольцевые сечения, ось симметрии которых совпадает с осью симметрии поршня. Температура гребня поршня (точки  $2н$  и  $11н$ ) выше, чем впадины (точки  $5н$  и  $10н$ ), несмотря на то, что расстояние от этих точек до теплоотдающих поверхностей примерно одинаковое (рис. 5). Более высокая температура гребня, по-видимому, объясняется: способом смесеобразования (факелы горящего топлива ударяют в гребень, что хорошо видно по нагару на днище поршня) и наличием впадин для клапанов, которые тормозят тепловой поток.

Некоторая асимметричность распределения температур по поверхности днища поршня (температура части днища поршня, расположенной напротив впускных клапанов, несколько ниже) объясняется охлаждающим действием струи воздуха, входящей в двигатель. Так, при  $p_e=6,18$  кг/см<sup>2</sup> ( $\epsilon=15,3$ ) температура гребня напротив впускных клапанов (точка  $11н$ ) ниже на  $8^\circ\text{C}$ , температура чаши (точка  $10н$ ) ниже на  $4^\circ$  по срав-

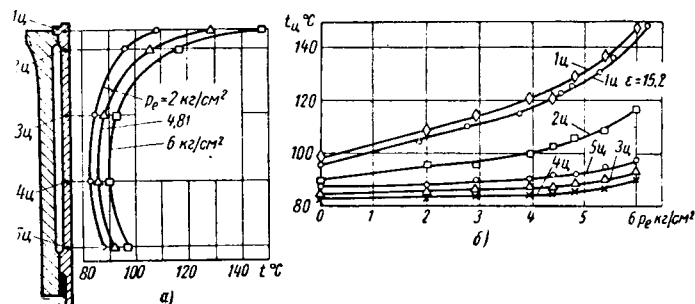


Рис. 4. Температура цилиндра  $t_ц$  при работе по нагрузочной характеристике  $n=1500$  об/мин;  $\epsilon=14,9$ .

а — распределение температур по высоте цилиндра; б —  $t_ц = F(p_e)$ .

нению с температурами гребня (точка  $2н$ ) и чаши (точка  $5н$ ) напротив выпускных клапанов (рис. 5).

Распределение температур по внутренней поверхности цилиндра главным образом определяется различными условиями охлаждения отдельных участков теплоотдающей поверхности и тем, что верхняя часть тепловоспринимающей поверхности цилиндра большее время находится под действием рабочих газов. Максимальную температуру имеет опорный борт цилиндра (рис. 4), так как он постоянно находится под воздействием рабочих газов, а теплоотдающая поверхность этой части цилиндра непосредственно не охлаждается водой. По мере удаления от опорного борта температура цилиндра снижается, так как время взаимодействия нижних частей тепловоспринимающей поверхности цилиндра с рабочими газами меньше, а условия охлаждения практически постоянны. В районе ниж-



него центрирующего пояса (точка 5ц) температура повышается, так как нижняя часть цилиндра водой не охлаждается.

Чтобы можно было установить перекрытие клапанов до  $120^\circ$  угла поворота коленчатого вала, что необходимо для последующих испытаний, пришлось на 4 мм углубить карманы в днище поршня, в которые входят клапаны. При этом несколько изменилась конфигурация камеры сгорания и степень сжатия уменьшилась с 15,3 до 14,9.

При уменьшении  $\epsilon$  с 15,3 до 14,9 теплонпряженность двигателя несколько увеличивается, что объясняется уменьшением индикаторного к.п.д.  $\eta_i$ .

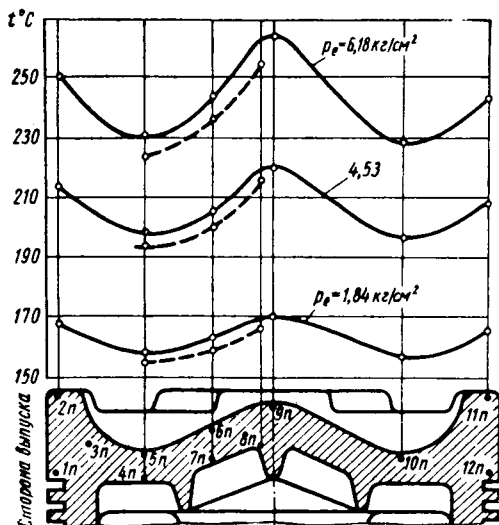


Рис. 5. Распределение температур по внешней и внутренней поверхности днища поршня при различных нагрузках ( $n=1500$  об/мин,  $\epsilon=15,3$ ).

При номинальной мощности температура центра днища поршня увеличилась на  $5^\circ\text{C}$ , температура поршня в районе первого поршневого кольца на  $4^\circ\text{C}$ , температура центральной ча-

сти головки на  $4^\circ\text{C}$ , температура верхнего бурта цилиндра на  $3^\circ\text{C}$  (рис. 2—4). Увеличился перепад температур по высоте цилиндра (между точками 1ц—4ц) примерно на  $4^\circ\text{C}$ . Увеличение перепада температур по высоте цилиндра объясняется тем, что температура нижней охлаждаемой части цилиндра в основном зависит от температуры охлаждающей воды. Перепады температур между другими точками деталей практически остались без изменения.

Температурное поле днища поршня в основном не изменилось. Увеличилась только температура гребня поршня со стороны выпуска (точка 2н). Температура в этой точке стала близка к температуре центра поршня. Если при  $\epsilon=15,3$  разница между температурой гребня в центре поршня составляла  $10^\circ\text{C}$  ( $p_e=6$  кг/см $^2$ ), то при  $\epsilon=14,9$  и той же мощности разница составляла  $5^\circ\text{C}$ . Повышение температуры гребня поршня связано с углублением карманов для клапанов, которые оказывают дросселирующее действие тепловому потоку.

При повышении температуры охлаждающей воды на выходе из двигателя на  $40^\circ$  (с  $55$  до  $95^\circ\text{C}$ ) при постоянной мощности ( $p_e=4,75$  кг/см $^2$ ;  $n=1500$  об/мин) температура поршня в районе первого кольца увеличилась на  $28^\circ$  (от  $172$  до  $202^\circ\text{C}$ ), температура центральной части днища головки (точка 1г) на  $34^\circ$  (со  $140$  до  $174^\circ\text{C}$ ), температура опорного бурта цилиндра на  $32^\circ$  (со  $110$  до  $142^\circ\text{C}$ ), температура нижней охлаждаемой части цилиндра на  $40^\circ$  (с  $60$  до  $102^\circ\text{C}$ ). Зависимость температуры деталей, образующих рабочий объем цилиндра, от температуры воды имеет линейный характер. Температура воды на входе в двигатель на  $4$ — $5^\circ$  ниже, чем на выходе.

### Выводы

1. При увеличении нагрузки выше номинальной температуры деталей, образующих рабочий объем цилиндра, растут с ускорением. Максимальную температуру имеет поршень, минимальную — цилиндр. Максимальные перепады температур имеют место в цилиндре, минимальные — в поршне. Наиболее сложное температурное поле имеет головка.

2. Уменьшение степени сжатия с 15,3 до 14,9 незначительно повышает теплонпряженность.

3. Температура охлаждающей воды существенно влияет на температуру деталей, причем в большей мере — на температуру цилиндра и в меньшей мере — на температуру поршня.

УДК 621.43.01:001.5

## К вопросам пленкообразования в карбюраторных двигателях

Канд. техн. наук И. Я. РАЙКОВ, В. В. ЕРШОВ

Московский автомеханический институт

ПРИ РАЗРАБОТКЕ и доводке систем питания карбюраторных двигателей не всегда уделяется должное внимание мероприятиям по уменьшению интенсивности пленкообразования на стенках впускного тракта. Пленкообразование, как известно, нарушает нормальное протекание процессов приготовления горючей смеси.

Опыт работы лаборатории двигателей Московского автомеханического института по отбору жидкостной пленки со стенок впускных трубопроводов ряда автомобильных двигателей показал, что жидкостная пленка практически никогда не распределяется по цилиндрам равномерно. Об этом можно судить, например, по результатам испытаний многолитражного<sup>1</sup> двигателя с нижним расположением клапана и малолитражного двигателя с верхним расположением клапана.

Анализ результатов испытаний показывает, что в нормально прогретом четырехцилиндровом малолитражном двигателе ( $V_k=1,36$  л) жидкостная пленка в основном поступала в средние цилиндры и особенно во второй из них (рис. 1, а, б). Так, на режиме малых нагрузок при оборотах вала двигателя 1000—1200 в минуту (карбюратор К-59) вся пленка или основная

доля ее поступала во второй цилиндр, а на больших нагрузках — в основном в третий цилиндр. На скоростном режиме 1400—1600 об/мин (рис. 1, б) пленка распределялась более равномерно, но преимущественно поступала в средние цилиндры.

В переохлажденном двигателе, когда температура на выходе из рубашки охлаждения составляла всего  $50^\circ\text{C}$ , количество жидкостной пленки  $G_{пл}$  распределялось так, что средние цилиндры и в этом случае находились в худшем положении (рис. 1, в). На режиме малых нагрузок при 1100 об/мин вала двигателя ( $P_k=400$  мм рт. ст.) во второй цилиндр поступало например, около 60% жидкостной пленки или, в пересчете на весовые единицы, 50 г от каждого килограмма топлива, потреблявшегося двигателем. С увеличением числа оборотов до 1400—1800 в минуту 50% жидкостной пленки поступало уже в третий цилиндр.

Если допустить, что на режиме 1100 об/мин воздух и топливо без доли топлива, находившегося в жидкостной пленке, распределялись по цилиндрам равномерно, то, оказывается, вместе с жидкостной пленкой во второй цилиндр поступало 280 г в третий — 259 г, а в первый и четвертый — всего по 230 г от каждого килограмма расходовываемого топлива. Та

<sup>1</sup> Термин «многолитражный» характеризует двигатели с рабочим объемом цилиндров более 5,0 л, а «малолитражный» — мене 1,5 л.



ким образом, при средней для данного случая величине коэффициента избытка воздуха  $\alpha=0,75$  состав горючей смеси по отдельным цилиндрам двигателя изменялся от  $\alpha=0,82$  до  $\alpha=0,67$ , т. е. более, чем на 20%, только в результате неравномерного распределения жидкостной пленки. Во второй цилиндр, например, горючая смесь поступала с коэффициентом

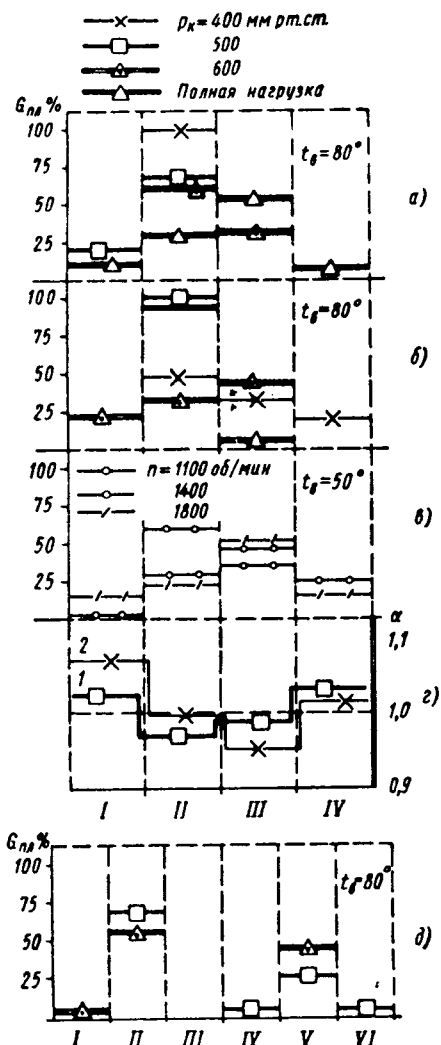


Рис. 1. Распределение жидкостной топливной пленки  $G_{пл}$  в % и изменение состава горючей смеси по цилиндрам:

1 — при работе с карбюратором К-59; 2 — при работе с карбюратором К-44; I—VI — цилиндры.

избытка воздуха, практически близким к критическому его значению, когда весь углерод топлива окисляется только в  $CO$ , а удельная весовая доля окиси углерода в отработавших газах достигает 18% [1].

В шестицилиндровом нижнеклапанном многоцилиндровом двигателе ( $V_h=5,5$  л) также было обнаружено неравномерное распределение жидкостной пленки по цилиндрам (рис. 1, д). На режиме малых оборотов вала этого двигателя жидкостная пленка в основном поступала во второй и пятый цилиндры.

Следует отметить, что неравномерное распределение жидкостной пленки по цилиндрам и возможность в связи с этим чрезмерного переобогащения горючей смеси, поступающей в отдельные цилиндры, нежелательны, так как способствуют увеличению износа цилиндров двигателя.

Так, например, в опытах лаборатории двигателей Московского автомеханического института обогащение горючей смеси от  $\alpha=1,15$  до  $\alpha=0,8$  и  $\alpha=0,65$  увеличивало износ шестицилиндрового многолитражного двигателя соответственно на 30 и 90% [2].

Жидкостная пленка в какой-то степени всегда нарушает равномерность распределения топлива в многоцилиндровых

двигателях. Даже при работе двигателей на высоких скоростных режимах жидкостная пленка все-таки является одним из источников неравномерного распределения топлива по цилиндрам.

На режиме работы с полностью открытой дроссельной заслонкой при  $n=2600$  об/мин более богатая горючая смесь вне зависимости от типа карбюратора (рис. 1, з) поступала в средние цилиндры двигателя [3], но ведь и жидкостная пленка, если она достигает цилиндров, поступает в основном в те же средние цилиндры как на частичных, так и на полных нагрузках.

Допустим, что топливо, накапливающееся в виде жидкостной пленки на стенках отдельных патрубков впускного трубопровода при соответствующих условиях, полностью испаряется еще в начале своего движения по стенкам этих патрубков, однако образующиеся при этом пары топлива увлекаются потоком горючей смеси именно в цилиндры, связанные с теми же патрубками. Поэтому местное переобогащение горючей смеси за счет такой подпитки возможно и на режимах, когда жидкостная пленка не поступает непосредственно в цилиндры.

Справедливость этого утверждения нетрудно доказать, если кратко проанализировать явления, вызывающие выпадение капелек топлива на стенках впускного тракта и органически связанные с процессами приготовления горючей смеси из жидкого топлива и воздуха вне цилиндров двигателя. Основными причинами пленкообразования обычно считают:

- 1) неравномерное распределение поля скоростей воздушного потока по его поперечному сечению;
- 2) местное уменьшение скорости потока горючей смеси в зонах резкого расширения впускного тракта;
- 3) расслоение потока горючей смеси на поворотах трубопровода.

Указанные явления присущи любым системам питания карбюраторных двигателей, но эффективность их обуславливается комплексом факторов в связи с режимами работы и особенностями конструкции впускного тракта и приборов питания.

Неравномерное распределение поля скоростей воздушного потока по его сечению приводит к тому, что струйки воздуха, имеющие большую скорость, отклоняют капельки распыленного топлива в сторону струек, имеющих меньшую скорость, т. е. в сторону стенок трубопровода (рис. 2, зона а). Так как отставание капелек топлива от движения воздушного потока особенно велико в начальной стадии совместного их движения (скорость истечения топлива из распылителя примерно в 20 раз меньше скорости распыливаемого воздуха), то самое обильное пленкообразование, естественно, происходит в смесительной камере карбюратора и в прилегающей к ней зоне впускного трубопровода. На некоторых (особенно на неустановившихся) режимах работы двигателя в этой части впускного тракта до 20% топлива выпадает иногда из потока горючей смеси, образуя жидкостную пленку.

Местное уменьшение скорости потока вследствие внезапного расширения трубопровода (зона б) приводит к выпадению капелек топлива из потока как за счет поворота крайних струек при переходе от узкого сечения трубопровода к широкому, так и за счет повышенной неравномерности поля скоростей в зоне расширения потока.

Резкое изменение проходного сечения трубопровода обычно наблюдается на разветвлении его общего впускного канала на патрубки, питающие отдельные цилиндры или группу цилиндров.

Расслоение потока горючей смеси на поворотах трубопровода приводит к выпадению капелек топлива из потока на внутренние стенки по зоне в (рис. 2). Вызывается это тем, что у внутренних стенок поворота струйки воздуха обычно движутся быстрее, чем у наружных стенок, а так как скорости их движения возрастают с уменьшением радиуса  $r$  кривизны поворота, то поле скоростей в зоне поворота принимает форму, показанную на рис. 2, в [4]. Однако капельки топлива, обладая сравнительно большей массой, не успевают изменить свою скорость одновременно с изменением скорости у струек воздуха, поэтому у внутренних стенок поворота они всегда движутся медленнее, а у наружных — быстрее струек воздуха. В результате появляется сила, вызывающая расслоение потока горючей смеси на поворотах и отжимающая капельки топлива на внутренние стенки канала.

Чем меньше радиус поворота канала, тем большее количество капелек топлива отжимается на его внутренние стенки, т. е. тем обильнее идет процесс пленкообразования. Самыми крутыми поворотами в трубопроводах карбюраторных дви-

гателей являются, как правило, повороты в местах ответвления патрубков, питающих отдельные цилиндры или группу цилиндров.

Таким образом, становится очевидным, что наибольшую вероятность выпадения из потока горячей смеси имеют сравнительно крупные капельки топлива, обладающие относительно большой массой, и что обильное выпадение капелек

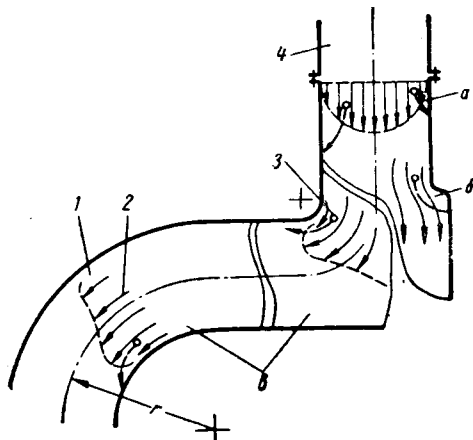


Рис. 2. Схемы пленкообразования во впускном трубопроводе карбюраторных двигателей:

1 — поле скоростей; 2 — струйки воздуха; 3 — капельки топлива; 4 — смесительная камера карбюратора.

топлива на стенки впускного тракта наблюдается непосредственно в смесительной камере карбюратора, а также в зонах трубопровода, примыкающих к карбюратору, и на его разветвлениях.

Для борьбы с чрезмерным накоплением жидкостной пленки на стенках впускного тракта широко используется местный подогрев их отработавшими газами или водой из системы охлаждения двигателя. Об эффективности местного газового подогрева можно судить, например, по результатам, которые получены нами при испытании шестицилиндрового среднетракторного двигателя.

На режиме малых оборотов при полном открытии дроссельной заслонки было обнаружено, что с выключенным подогревом впускного трубопровода жидкостная пленка на выходе из его патрубков составляла 2,6% от общего расхода топлива, а с местным подогревом стенок ее количество соответственно уменьшилось до 0,25%.

Такое же примерно соотношение в количестве жидкостной пленки на выходе из трубопровода было обнаружено при испытании 4-цилиндрового малолитражного двигателя с различной температурой воды в рубашке водяного подогрева его впускного трубопровода. Однако в силу изложенных выше закономерностей пленкообразования становится очевидным, что любой из способов подогрева увеличивает только скорость испарения жидкого топлива со стенок трубопровода и практически не оказывает существенного влияния на процессы пленкообразования в зоне наиболее интенсивного их протекания.

В настоящее время автомобильные заводы и исследовательские лаборатории уделяют большое внимание изысканию возможностей улучшения распределения топлива по цилиндрам и в том числе снижению интенсивности пленкообразования путем совершенствования смесеобразования и применения более рациональных форм для впускных трактов карбюраторных двигателей.

Ряд работ по выявлению интенсивности пленкообразования в зависимости от качества распыливания топлива, режимов работы двигателя и его теплового состояния был проведен в лаборатории двигателей Московского автомеханического института. Во всех случаях испытания проводились по единой методике, разработанной с учетом опыта других лабораторий. Используемая при этом оснастка и общая схема установки показаны на рис. 3.

В шестицилиндровых средне- и многолитражных двигателях пленкоулавливающие проточки скругленного профиля размещались непосредственно в патрубках впускных трубопроводов у входа в клапанные окна блока цилиндров, а для 4-цилиндрового малолитражного двигателя пленкоулавливатели изготавливались в одной общей алюминиевой пластине,

которая устанавливалась между впускным трубопроводом и головкой блока цилиндров, как показано на схеме рис. 3. Ловушки 1 имеют по два отверстия, посредством которых они соединяются с сосудами 4 для сбора жидкостной пленки.

Через нижнее отверстие ловушек и резиновую трубку 11 жидкостная пленка могла стекать в сосуды 4 только в случае, если в сосудах 4 поддерживалось разрежение, одинаковое с разрежением в зоне размещения ловушек. С этой целью к верхним отверстиям ловушек были подведены резиновые трубки 2, соединяющие ловушки с сосудами 4, независимо от канала отвода из них жидкости.

Как показал многолетний опыт работы, принятая схема установки для улавливания жидкостной пленки при тщательной герметизации всей системы обеспечивает вполне удовлетворительный отвод жидкости, накапливающейся на стенках впускных трубопроводов. Питание двигателя при отборе жидкостной пленки целесообразно осуществлять из отдельного заранее оттарированного мерного сосуда 7 через дополнительный нижний трехходовой кран 8, который в этом случае переключается в положение, указанное на схеме рис. 3. Такая организация питания двигателя и отбора жидкостной пленки обеспечивает переход от режима настройки двигателя на заданный режим испытания и далее к отбору на этом режиме жидкостной пленки без каких-либо нарушений и

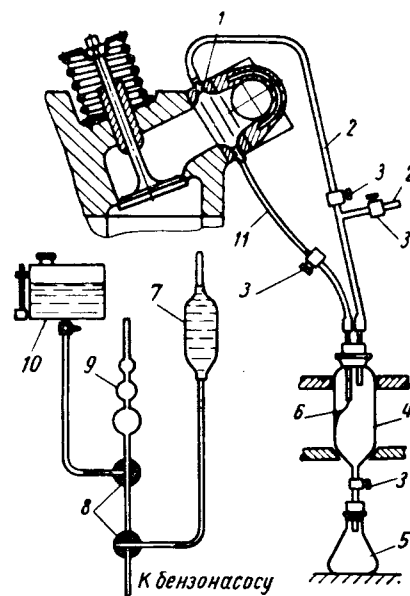


Рис. 3. Установка для отбора топливной пленки из впускного трубопровода и схема системы питания двигателя:

1 — ловушка жидкостной пленки; 2 и 11 — резиновые трубки; 3 — зажимы лабораторные; 4 — пленкосборник; 5 — вспомогательный сосуд; 6 — эластичная вставка в пленкосборник, обеспечивающая стекание жидкости без каплеобразования; 7 — тарированный мерный сосуд; 8 — трехходовые краны; 9 — мерная колба; 10 — бензобак.

внешних помех как в системе впускного трубопровода, так и в системе пленкоулавливающей установки.

В процессе настройки двигателя на режим испытания улавливаемая топливная пленка свободно перетекает из сборников 4 в сосуд 5. Однако как только двигатель выходит на заданный режим, питание его переключается на мерный сосуд 7 и одновременно зажимы сосуда 5 переводятся в закрытое положение.

Жидкость, накопившаяся в сборниках 4, сливается в заранее подготовленный для приема сосуд 5, по разности весов которого легко определяется количество жидкостной пленки, поступившей из отдельных ловушек.

Для работы использовался автомобильный бензин с температурой конца перегонки  $\sim 200^\circ$ . Коэффициент избытка воздуха поддерживался одинаковым, а величина его в каждом отдельном случае выбиралась соответственно с режимом работы двигателя.

Влияние режимов работы двигателя и теплового состояния трубопровода на пленкообразование и испарение ее обследовалось на среднетракторном и малолитражном двигателях. Особый интерес представлял малолитражный двигатель, как

вполне современный верхнеклапанный двигатель, имеющий водяной подогрев всего впускного трубопровода.

Испытания этого двигателя на различных скоростных и нагрузочных режимах показали, что в его впускном тракте происходит довольно обильное пленкообразование, особенно на полных нагрузках при малых оборотах вала двигателя (рис. 4).

Так, на режиме работы с полностью открытой дроссельной заслонкой при 1000 оборотах коленчатого вала в минуту пленкообразование было столь обильным, что более 2,5%

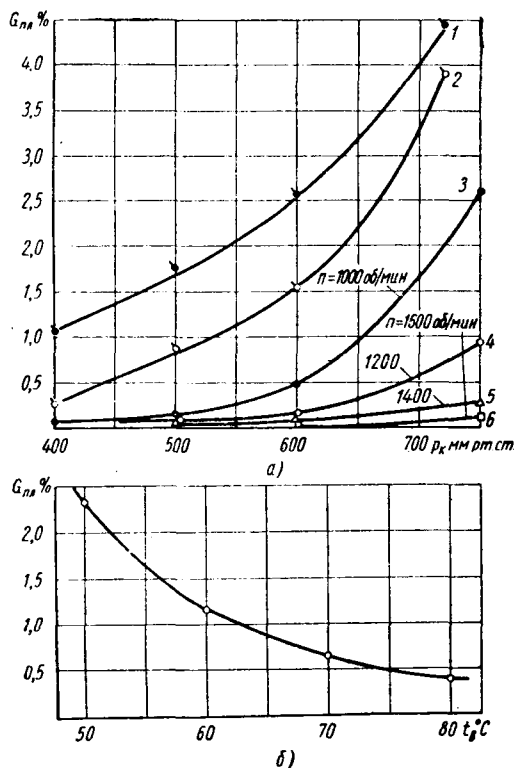


Рис. 4. Изменение количества жидкостной пленки в процентах от общего расхода топлива в зависимости от нагрузки и оборотов вала двигателя при  $t_a = 75^\circ$  (а) и в зависимости от теплового состояния при полной нагрузке (карбюратор К-59) и  $n=1400 об/мин$  (б):

1 — двигатель с  $V_h = 5,5 л$  при работе с обычным автомобильным карбюратором на режиме  $n = 750 об/мин$ ; 2 — то же при работе с карбюратором, обеспечивающим повышение скорости распыливающего воздуха; 3, 4, 5 и 6 — двигатель с  $V_h = 1,36 л$  при работе с серийным карбюратором К-59.

от общего расхода топлива поступало в цилиндры двигателя в виде жидкостной пленки, которая не успевала испаряться даже при нормальном подогреве стенок впускного трубопровода. С увеличением числа оборотов коленчатого вала двигателя количество жидкостной пленки, достигавшей цилиндров, заметно уменьшалось, однако составляло около 1% на режиме  $n=1200 об/мин$  и 0,3% при 1400 об/мин.

Резко уменьшалось количество наблюдаемой жидкостной пленки также при снижении нагрузки, т. е. при уменьшении абсолютного давления  $p_k$  за карбюратором. На режиме дросселирования, когда  $p_k = 400 мм рт. ст.$ , жидкостная пленка практически полностью испарялась и только на режиме  $p_k \approx 500 мм рт. ст.$  сохранялась на стенках трубопровода на всем ее пути движения к цилиндрам двигателя. Следовательно, увеличение скорости движения горючей смеси в трубопроводе и уменьшение давления в системе впускного тракта способствуют эффективному разрушению и испарению жидкостной пленки, особенно при совместном их воздействии в условиях нормального подогрева стенок трубопровода. Но с уменьшением температуры подогрева стенок испаряемость топлива в трубопроводе ощутимо изменяется и жидкостная пленка свободно достигает цилиндров двигателя.

Интересные результаты с различным подогревом впускного трубопровода были получены при испытании четырехцилиндрового малолитражного двигателя с полностью открытой дрос-

сельной заслонкой на скоростном режиме  $n=1400 об/мин$  (рис. 4, б).

С уменьшением температуры воды в системе подогрева трубопровода до  $60^\circ C$  количество наблюдавшейся жидкостной пленки составило более 1%, а охлаждение воды на выходе из системы до  $50^\circ C$  увеличило количество пленки до 2,3% от общего расхода топлива.

Если учесть, что в условиях нормального теплового состояния двигателя на рассматриваемом режиме в цилиндры поступает в виде пленки всего 0,3—0,4% топлива, то можно оценить, насколько вредно даже сравнительно небольшое переохлаждение испытывавшегося малолитражного двигателя.

Влияние качества распыливания топлива на пленкообразование исследовалось на шестицилиндровом многолитражном и четырехцилиндровом малолитражном двигателях при различных нагрузочных и скоростных режимах работы, причем испытания малолитражного двигателя проводились с нормальным и пониженным тепловым состоянием его. Качество распыливания топлива улучшалось с помощью карбюраторов, в которых дросселирование осуществлялось изменением проходного сечения у распылителя топлива. Поэтому на всех частичных нагрузках обеспечивалась возможно высокая скорость распыливающего воздуха, а следовательно, и более качественное распыливание топлива в процессе его карбюрирования [5].

Испытания малолитражного двигателя проводились последовательно с карбюраторами серийным К-59 и экспериментальным (с переменным диффузором) на двух режимах подогрева трубопровода 80 и  $50^\circ C$ . Нагрузка двигателя соответствовала давлению за карбюратором  $p_k = 500 мм рт. ст.$ , а обороты коленчатого вала изменялись от 1000 до 1600 в минуту. Во время испытаний двигателя с постоянной скоростью вращения вала обороты последнего составляли 1200 в минуту.

В результате испытаний было установлено, что карбюратор с переменным диффузором, с точки зрения уменьшения пленкообразования, имеет явные преимущества перед обычным автомобильным двухдиффузорным карбюратором К-59. Наглядным подтверждением этого заключения служат приведенные на рис. 5, а графики зависимости количества жидкостной пленки от числа оборотов вала при работе двигателя с температурой воды на выходе из рубашки подогрева трубопровода 80 и  $50^\circ C$ .

Характерно, что в условиях нормального подогрева трубопровода при карбюрировании топлива с повышенными скоростями распыливающего воздуха жидкостная пленка успевала полностью испаряться со стенок трубопровода, не достигая цилиндров двигателя, тогда как в тех же условиях работы с карбюратором К-59 жидкостная пленка достигала цилиндров вплоть до скоростного режима  $n=1600 об/мин$ . Следовательно, во втором случае пленкообразование проявлялось более интенсивно.

Преимущества высоких скоростей распыливающего воздуха отчетливо выявились также в условиях пониженного теплового состояния трубопровода. Например, на режиме  $n=1200 об/мин$  количество жидкостной пленки превысило 1% от общего расхода топлива при работе с карбюратором К-59 и только немногим более 0,3% составило в случае работы с повышенными скоростями воздуха у распылителя топлива.

Испытания малолитражного двигателя, проведенные на режиме  $n=1200 об/мин$  с изменением давления во впускном трубопроводе от 500 до 650 мм рт. ст., показали, что улучшение качества карбюрирования топлива способствует уменьшению пленкообразования до уровня, когда жидкостная пленка не наблюдается на выходе из трубопровода. В тех же условиях работы с карбюратором К-59 топливная пленка достигала цилиндров двигателя практически на всех опробованных нагрузочных режимах, причем количество ее возрастало по мере увеличения нагрузки.

Аналогичная, но более ярко выраженная, закономерность была получена и при испытании многолитражного двигателя, попеременно работавшего с различными карбюраторами, один из которых обеспечивал повышенные скорости распыливающего воздуха (имел переменный диффузор). Графики, полученные в результате этих испытаний, приведены на рис. 4, а и 5, б.

На режиме малых оборотов вала при давлении  $p_k = 400 мм рт. ст.$ , когда скорость распыливающего воздуха составляла всего 22 м/сек, количество наблюдавшейся топливной пленки превысило 1% от общего расхода топлива, а с увеличением скорости воздуха у распылителя до 235 м/сек

в цилиндры двигателя в виде пленки поступало только 0,25% топлива. С увеличением нагрузки различие в интенсивности пленкообразования сглаживалось, но все же преимущества высоких скоростей распыливающего воздуха сохранялись вплоть до больших нагрузок, когда  $p_k = 700$  мм рт. ст. (кривые 1 и 2 рис. 4, а).

Испытаниями многолитражного двигателя установлено, что с увеличением оборотов вала при неизменной средней нагрузке

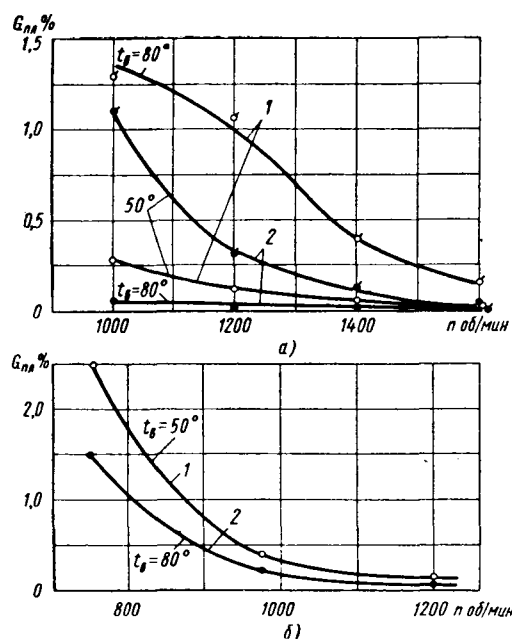


Рис. 5. Изменение количества жидкостной пленки в процентах от общего расхода топлива в зависимости от качества карбюрации топлива:

а — в малолитражном двигателе с  $V_h = 1,36$  л; б — в многолитражном двигателе с  $V_h = 5,5$  л; при работе с  $t_g = 75^\circ\text{C}$ ; 1 — обычный автомобильный карбюратор; 2 — карбюратор с переменным диффузором, обеспечивающий повышение скорости распыливающего воздуха.

$p_k = 600$  мм рт. ст.) наблюдаемое количество жидкостной пленки довольно резко убывает независимо от скорости воздуха у распылителя топлива (кривые 1 и 2 рис. 5, б).

Если, например, на малых оборотах вала при скоростях распыливающего воздуха  $w_p = 28$  и  $135$  м/сек в пленку выпадало соответственно 2,5 и 1,5% топлива, то на режиме  $n = 1200$  об/мин, когда скорости воздуха у распылителя составляли соответственно 44 и 150 м/сек, количество жидкостной пленки достигало уже 0,15 и 0,09% от расхода топлива, т. е. уменьшилось примерно в 16 раз. Тем не менее повышение скорости распыливающего воздуха в обоих рассматриваемых случаях снизило интенсивность пленкообразования более, чем в 1,6 раза.

Переход от скорости распыливающего воздуха, равной 28 м/сек, к 150 м/сек с одновременным увеличением числа оборотов вала обеспечил почти 27-кратное уменьшение количества жидкостной пленки на выходе из впускного трубопровода двигателя.

Объясняется это тем, что с ростом числа оборотов вала увеличивается расход воздуха, следовательно, повышается и скорость потока горючей смеси во впускном тракте двигателя, благодаря чему жидкостная пленка, как уже отмечалось, энергичнее разрушается и с большей скоростью испаряется [6]. В результате на стенках трубопровода относительно долго сохраняются и достигают цилиндров только сравнительно тяжелые хвостовые фракции бензина, не успевающие испариться в зоне подогрева впускной трубы и при дальнейшем движении их в направлении к цилиндрам.

В подтверждение этого сошлемся на результаты фракционной перегонки жидкостной пленки, отобранной из выпускных трубопроводов испытывавшихся многолитражного и малолитражного двигателей. С уменьшением количества пленки, достигавшей цилиндров, с 3 до 1,5% от общего расхода топлива состав ее фракций делался более однородным, а тем-

пература испарения подавляющей части их повышалась с 150 до  $170^\circ\text{C}$  при одной и той же температуре конца перегонки у исходного бензина  $200^\circ\text{C}$  (рис. 6).

Изложенное показывает, что количество наблюдаемой на выходе из выпускного трубопровода жидкостной пленки предопределяется не только скоростью потока в трубопроводе и подогревом его стенок, но в значительной мере зависит также от качества распыливания топлива.

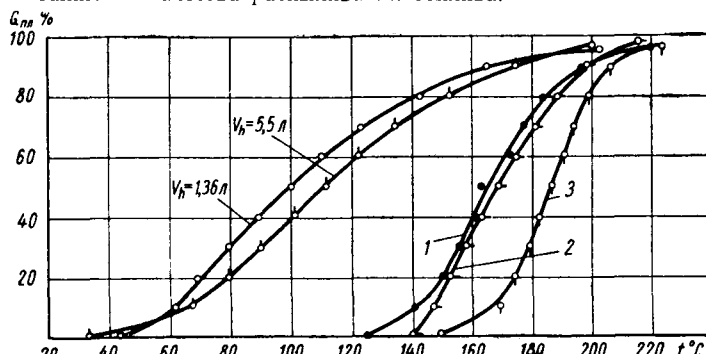


Рис. 6. Кривые перегонки исходного бензина А-72 и жидкостной топливной пленки, отобранной из выпускных трубопроводов двигателей:

1 — жидкостная пленка составляла 2,5% от общего расхода топлива ( $V_h = 1,36$  л); 2 — жидкостная пленка составляла 4% ( $V_h = 5,5$  л); 3 — то же, 1,5% от общего расхода топлива.

Более тщательное первоначальное дробление топлива в карбюраторе (в момент встречи струйки топлива с потоком воздуха) и уменьшение вследствие этого массы его капелек заметно снижает интенсивность пленкообразования на стенках впускного тракта двигателя.

## Выводы

1. Пленкообразование органически неотделимо от процессов приготовления горючей смеси в карбюраторных двигателях и является одним из существенных факторов, предопределяющих неравномерность распределения топлива по цилиндрам на всех режимах работы двигателя, включая и те, когда пленка полностью испаряется на пути к цилиндрам.

2. Подогрев впускного трубопровода увеличивает только скорость испарения жидкого топлива с его стенок, но практически не ослабляет процессы пленкообразования в зоне наиболее интенсивного их протекания.

Полное испарение пленки до поступления ее в цилиндр, безусловно, улучшает смесеобразование, но не устраняет неравномерную подпитку потока горючей смеси за счет испарения топлива со стенок отдельных каналов трубопровода.

3. Для ослабления процессов пленкообразования в карбюраторных двигателях следует работать над улучшением качества распыливания топлива и совершенствованием впускных трубопроводов.

Использование повышенных скоростей распыливающего воздуха в 1,5—2,0 раза снизит интенсивность пленкообразования, что улучшит распределение топлива по цилиндрам и благоприятно отразится на технико-экономических показателях карбюраторных двигателей, сроке службы их цилиндров и уменьшении токсичности выпускных газов.

## ЛИТЕРАТУРА

- Орлин А. С. и др. Двигатели боевых машин. Т. 1, Машгиз, 1946.
- Сидорин К. И. Влияние условий работы и конструктивных особенностей впускной системы на износ карбюраторных двигателей. Труды МАМИ. Вып. 2, Автопрансиздат, 1954.
- Черняк Б. Я. и др. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 1.
- Петров В. А. Методика тепловых исследований авто-тракторных двигателей, ОНТИ, 1936.
- Райков И. Я. Возможность использования высоких скоростей воздуха при карбюрации топлива. Труды МАМИ. Вып. 2, Автопрансиздат, 1954.
- Ленин И. М. Рабочие процессы и карбюрация в автомобильных двигателях, Машгиз, 1947.

# Применение предварительно ионизированного искрового разряда для зажигания горючих смесей в двигателе внутреннего сгорания

Г. М. МЕЩЕРЯКОВ

Московский автомобильно-дорожный институт

Для транспортного двигателя, работающего в широком диапазоне чисел оборотов коленчатого вала и нагрузок, повышение экономичности будет эффективным лишь в том случае, если оно распространится на все режимы и, главным образом, на наиболее употребительные. В автомобильных двигателях таковыми являются режимы частичных нагрузок. Широко применяемые в современных двигателях конструктивные средства, которые приводят к ускорению сгорания и снижению тепловых потерь в цикле, оказываются недостаточными именно на этих режимах.

Дросселирование, соответствующее снижению нагрузок до 25—30%, при оптимальном (экономическом) регулировании ведет к изменению состава смеси от  $\alpha = 1,20 \div 1,25$  до  $\alpha = 1,10 \div 1,00$  и более или менее существенному снижению индикаторного к.п.д. Обеднение состава смеси по сравнению с составом, соответствующим получению наибольшей мощности ( $\alpha = 0,85 \div 0,90$ ), сопровождается повышением степени невоспроизводимости последовательных циклов и затягиванием процесса сгорания во времени. Однако необходимое увеличение угла опережения зажигания при этом ограничивается условиями воспламенения; имеется в виду снижение величин параметров состояния заряда (давления  $p$  и температуры  $T$ ). В результате этого с определенного момента уменьшаются значения оптимального угла опережения зажигания. При снижении нагрузки потери, вызванные невоспроизводимостью рабочих циклов, совместно с потерями тепла из-за уменьшения углов опережения зажигания по сравнению с термодинамически необходимыми относительно увеличиваются. Это связывается с уменьшением плотности заряда по мере дросселирования (в основном за счет уменьшения давлений цикла) и увеличением относительного содержания в смеси остаточных газов, приводящих к уменьшению концентрации топлива в рабочей смеси [1].

Установлено, что интенсификация зажигания посредством увеличения искрового промежутка в свечах [1], [2] приводит к повышению стабильности протекания процессов формирования первичного очага пламени, в результате чего при относительно бедных составах смеси и частичных нагрузках уменьшается степень невоспроизводимости циклов, сокращается период скрытого сгорания и повышается индикаторный к.п.д. Однако простое разведение электродов свечи обязательно связано с перенапряжениями на электродах, а это приводит к значительным перегрузкам системы зажигания, к эрозии электродов и контактов и при существующей системе зажигания к нестабильности пробоев искрового промежутка в свече, что является также следствием флуктуаций электрических процессов в цепи питания [3], [4].

Были проделаны опыты по исследованию влияния предварительной ионизации газа в искровом промежутке на процесс интенсификации зажигания. Предварительная ионизация позволяет без превышения напряжения на электродах искрового промежутка при сохранении общей энергии разряда на том же уровне и даже при относительном понижении ее получить тот же эффект, что и при зажигании бедных смесей разрядом в случае разведенных электродов [3], [4]. При этом использованная система зажигания позволяет осуществить устойчивую работу двигателя на всех режимах за счет стабилизации процесса разряда во времени и перераспределения энергии в поджигающем искровом разряде.

Опыты проводились на двигателе воздушного охлаждения НАМИ-086, спроектированном на базе четырехцилиндрового двигателя МеМЗ-966 и предназначенном для установки на шасси микролитражного автомобиля «Спутник». Охлаждение двигателя в процессе опытов осуществлялось с помощью вентилятора с независимым от двигателя приводом. Поддержание постоянного температурного уровня стенок цилиндров и их головок ( $t_{\text{гол}}^{\text{ср}} = 220^\circ$ ,  $t_{\text{цил}}^{\text{ср}} = 180^\circ$ ) осуществлялось посредством регулирования числа оборотов рабочего колеса вентилятора, что приводило к изменению расхода охлаждающего воздуха. Температура смазочного масла при регулировании

охлаждения масляного поддона равна  $t_{\text{м}} = 70 \div 75^\circ$ . В качестве топлива использовался бензин «экстра», а в качестве смазки — масло ДСП-8. На двигателе была установлена экспериментальная головка с камерами сгорания полуклинового типа без вытеснителей (днище поршня вогнутое). При опытах со стандартной системой зажигания применялись свечи типа А-7,5У ( $14 \times 1,25$  мм). Зазоры между электродами в свечах устанавливались равными 0,7 мм, а между контактами прерывателя-распределителя — 0,45 мм. Снижение напряжения питающего аккумулятора (12 в) в процессе опытов не превышало 0,5 в.

При установке в камере сгорания экспериментальных свечей объем камеры увеличивался за счет объема в полости их корпуса. С целью восстановления степени сжатия до значения 6,5, принятого при стандартной системе зажигания, посадочная плоскость цилиндров фрезеровалась, в результате чего высота камеры сгорания уменьшалась на 0,83 мм. Экспериментальная система зажигания включала трехэлектродные свечи зажигания. Принципиальное устройство такой свечи показано на рис. 1. В конструкции свечи были использованы серийные сердечники с удлиненными электродами типа Т8Б НИИАП. Экспериментальная свеча зажигания была разработана и изготовлена совместно с отделом свечей НИИАвтоприборов. Между массовым электродом свечи и электродами сердечников были установлены зазоры: 0,7 мм (инициирующий промежуток) и 3 мм (основной промежуток). В процессе опытов не наблюдалось каильного зажигания. Электрическая схема питания свечей показана на рис. 2. Эта система пред-

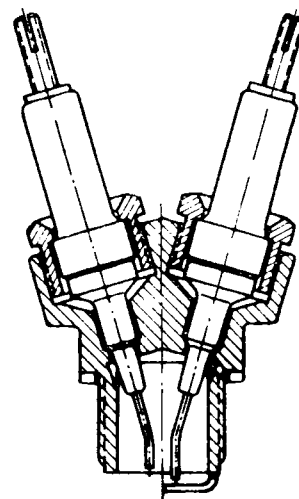


Рис. 1. Экспериментальная свеча зажигания.

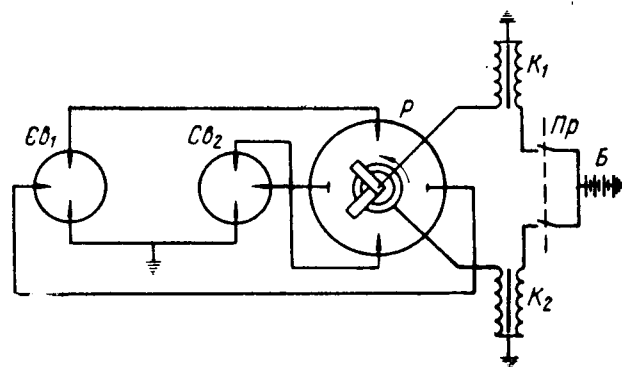


Рис. 2. Принципиальная схема экспериментальной системы зажигания:

$C_1$ ,  $C_2$  — экспериментальные свечи;  $P$  — распределитель;  $K_1$ ,  $K_2$  — индукционные катушки;  $Пр$  — прерыватель;  $Б$  — аккумуляторная батарея.

ставляет собой двоянную стандартную автомобильную систему зажигания, управляемую от прерывателя с двумя кулачками и с двойным распределением высоковольтных импульсов — на инициирующий искровой промежуток и на основной. Регулируя угол сдвига между кулачками прерывателя, можно изменять время между искрами. При работе

на двигателе время между двумя искрами определялось путем отметки угла опережения зажигания, соответствующего каждому пробою промежутка относительно верхней мертвой точки, как разность  $\Delta\varphi = \varphi_{всп} - \varphi_{з.л.}$ . При испытаниях двигателя на максимальном числе оборотов ( $n=2600$  об/мин) промежуток времени между вспомогательной и основной искрами был равен  $\Delta t = 190$  мксек, что соответствовало сдвигу углов опережения  $\Delta\varphi = 3^\circ$  п.к.в. Сдвиг углов опережения зажигания и время между началами искровых разрядов определялись при помощи стробоскопического эффекта и осциллографическим методом.

Программой опытов на двигателе со стандартной и экспериментальной системами зажигания было предусмотрено снятие регулировочных характеристик по опережению зажигания и составу смеси на различных нагрузках при 1600 и 2600 об/мин

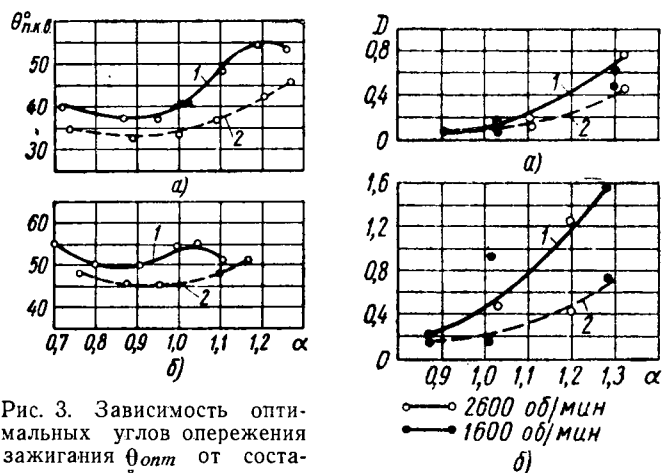


Рис. 3. Зависимость оптимальных углов опережения зажигания  $\theta_{опт}$  от составов смесей  $\alpha$  при  $n=2600$  об/мин:

1 — стандартная система зажигания; 2 — экспериментальная система зажигания.

Рис. 4. Зависимость степени невоспроизводимости последовательных циклов  $D$  от составов смесей  $\alpha$  (обозначения те же, что на рис. 3).

и снятие индикаторных диаграмм. С этой целью в камеру сгорания первого цилиндра устанавливался пневмоэлектрический или пьезокварцевый датчик. Обработка диаграмм, снятых пневмоэлектрическим индикатором, заключалась в определении продолжительности периодов сгорания. Точка, соответствующая отрыву линии сгорания от линии сжатия, фиксировалась посредством нанесения линии сжатия — расширения. Для этого использовалось устройство, периодически выключающее подачу искры в индицируемый цилиндр. Окончание периода видимого сгорания  $\varphi_{вид}$  принималось в точке диаграммы, соответствующей максимальному давлению цикла. С помощью пьезокварцевого датчика и электронного осциллографа записывались многоцикловые диаграммы, по которым определялась степень невоспроизводимости последовательных циклов  $D$ .

При вычислении индикаторных показателей двигателя использовались данные, полученные при определении его механических потерь способом, который позволяет учесть влияние на потери температуры стенок цилиндра [5]. На рис. 3 построены зависимости оптимального угла опережения зажигания от состава смеси при полной (а) и частичной (б) нагрузках. Из графиков видно, что при стандартной системе зажигания наименьшие значения оптимального угла опережения соответствуют  $\alpha=0,88-0,92$ . Повышение угла опережения при дальнейшем обеднении состава смеси ограничивается некоторым  $\alpha$ , значение которого уменьшается со снижением нагрузки. Переход к большим значениям  $\alpha$  сопровождается столь значительным ухудшением условий воспламенения, что оптимальный угол опережения зажигания снижается. Применение экспериментальной системы зажигания приводит к незначительному уменьшению угла опережения зажигания (до  $4^\circ$  п.к.в.) в области относительно богатых составов смесей, небольшому смещению минимальных значений угла в сторону более бедных смесей, а также к менее интенсивному повы-

шению угла опережения зажигания при обеднении смесей. Существенно, что ухудшение условий воспламенения, ведущее к необходимости снижения угла опережения зажигания, возникает при более бедных составах смеси: в пределах обследуемого обеднения уменьшения оптимального угла опережения не обнаружилось. На рис. 4 показаны результаты опытов по определению степени невоспроизводимости последовательных циклов при полной (а) и частичной (б) нагрузках. Из графиков следует, что при обеднении смеси благоприятное влияние экспериментальной системы зажигания возрастает: составы смеси, соответствующие наилучшей экономичности и пределу устойчивой работы двигателя, смещаются в сторону более бедных составов смеси. Изменение состава с  $\alpha=0,95$  до  $\alpha=1,3$  приводит к увеличению продолжительности периодов скрытого и видимого сгорания. При этом изменение зажигания практически не влияет на значение  $\varphi_{вид}$  и сопровождается уменьшением значения  $\varphi_{инд}$ , а также — существенным уменьшением степени невоспроизводимости последовательных циклов, что особенно заметно на частичных нагрузках. Так, с увеличением  $\alpha$  от 0,95 до 1,3 неравномерность циклов при установке стандартной и затем экспериментальной системы зажигания изменяется на полную нагрузку соответственно с 8 до 67% и с 7 до 44%, а при нагрузке ~50% от полной — с 36 до 165% и с 17 до 72%. Изменение числа оборотов с 1600 до 2600 об/мин на неравномерность практически не влияет. На рис. 5 приведены данные, показывающие влияние интенсификации зажигания на показатели двигателя при снижении нагрузки при оптимальном регулировании. Из графиков следует, что снижение нагрузки при оптимальном регулировании сопровождается увеличением общей продолжительности сгорания главным образом за счет увеличения длительности периода скрытого сгорания и повышения степени невоспроизводимости последовательных циклов. Необходимое увеличение оптимальных углов опережения зажигания ухудшает условия воспламенения, что лишь в некоторой степени компенсируется обогащением смеси. Совместное действие этих факторов снижает (по мере дросселирования) индикаторный к.п.д.  $\eta_i$ . На рис. 5 показаны две кривые  $\theta_{опт} = f(p_i)$  для экспериментальной системы зажигания. Верхняя штриховая кривая соответствует отсчету  $\theta_{опт}$  по инициирующей искре, которая в случае больших  $\alpha$  не зажигает смесь. На всех остальных графиках  $\theta_{опт}$  отсчитывалась также. Нижняя штриховая кривая соответствует отсчету  $\theta_{опт}$  по основной искре, которая зажигает смесь на бедных составах. Расстояние между описанными кривыми заштриховано.

Рис. 5. Характеристики оптимального регулирования при 2600 об/мин.

На рис. 5 штрихпунктирные кривые  $\alpha = f(p_i)$  и  $\eta_i = f(p_i)$  соответствуют экспериментальной системе зажигания. Интенсификация зажигания посредством применения предварительно ионизированного искрового разряда уменьшает степень невоспроизводимости циклов и сокращает период скрытого сгорания. При нагрузке ~50% от полной неравномерность циклов уменьшается с 46 до 28%. В результате этого уменьшаются значения оптимального угла опережения зажигания, предел эффективного обеднения несколько смещается в сторону бедных составов, и индикаторный к.п.д.  $\eta_i$  относительно увеличивается. Так, на полной нагрузке и экономическом составе смеси индикаторный к.п.д. возрастает на 3% и при нагрузке ~50% от полной — на 6—7%.



## Выводы

1. Проведенные опыты показали, что интенсификация зажигания при использовании предварительно ионизированного искрового разряда приводит к повышению индикаторной экономичности двигателя при работе на относительно бедных смесях.

2. Зажигание заряда предлагаемым методом практически не влияет на протекание сгорания в основной фазе и, вместе с тем, способствует ускорению и стабилизации процесса формирования первичного очага пламени. Это выражается в уменьшении периода скрытого сгорания, снижении степени невоспроизводимости последовательных циклов и в повышении величины индикаторного к.п.д.

3. С обеднением состава смеси и снижением нагрузки эффективность предлагаемого способа интенсификации зажигания возрастает. Замена стандартной системы зажигания экспериментальной на двухцилиндровом двигателе (НАМИ-086) воздушного охлаждения при 1600 и 2600 об/мин и оптимальном (экономическом) регулировании

привела к повышению индикаторного к.п.д. при полной нагрузке на 3% и при нагрузке ~50% от полной — на 6—7%.

4. Данный метод позволяет обеспечить устойчивую работу двигателя на всех режимах с большими межэлектродными расстояниями в свечах зажигания. При этом перенапряжения с электродов снимаются, что позволяет устранить распыление металла с поверхности электродов и продлить срок службы системы зажигания.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Rabezanna H. «SAE Journal» (Transaction), т. 43, 1938, № 3.
2. Конев Б. Ф. «Мотор», 1938, № 6.
3. Загрязкин Н. Н., Мещеряков Г. М. «Труды института двигателей АН СССР», 1962, № 6.
4. Загрязкин Н. Н., Мещеряков Г. М. «Автомобильная промышленность», 1963, № 7.
5. Маркова И. В., Сун Чен-Юй. «Труды НАМИ», вып. 25, 1961.

УДК 629.113.001.4

# Методика перекрестных сравнительных испытаний

И. Я. Дьяков

Московский автозавод имени Лихачева

**В** ПРАКТИКЕ испытания автомобилей часто приходится сравнивать в дорожных условиях динамические качества и топливную экономичность автомобиля в зависимости от конструкции или регулировки того или иного агрегата. Например, разные регулировки карбюратора, различные фазы газораспределения двигателя, новые типы шин и т. п.

Эта задача обычно решается двумя путями. В первом случае на одном автомобиле последовательно испытываются различные опытные агрегаты. При этом исключается влияние на результаты сравнения таких факторов, как техническое состояние автомобиля, индивидуальные особенности водителя. Однако время, необходимое для проведения работы, увеличивается (особенно при большом числе опытных агрегатов или при трудоемкой смене их), и на результаты сравнения начинают влиять: изменение погоды, состояние дорожного покрытия и т. п.

Поэтому часто применяют параллельные испытания опытных агрегатов на нескольких однотипных автомобилях одновременно. При этом влияние внешних факторов на результаты сравнения исключается. Однако подбор автомобилей с одинаковыми динамическими и экономическими качествами для получения сравнимых результатов очень затруднителен и не всегда удается, а влияние индивидуальных особенностей водителей искажает истинные результаты.

Последний фактор особенно сказывается во время испытаний в условиях, близких к эксплуатационным (заезды по различным типам дорог на 25—30 км и т. п.).

Все указанные недостатки приведенных выше методик затрудняют оценку эффективности того или иного нововведения, особенно если эта эффективность невелика. В связи с этим была разработана методика перекрестных сравнительных испытаний. Сущность методики заключается в следующем: оценка динамических качеств и топливной экономичности сравниваемых автомобилей осуществляется по средним показателям, полученным в нескольких сериях однотипных опытов. В каждой серии опытов одновременно испытываются все опытные агрегаты. За время испытаний каждый такой агрегат опробуется на каждом испытываемом автомобиле.

Таким образом, методика перекрестных сравнительных испытаний, совмещающая последовательные и параллельные испытания, свободна от недостатков, присущих им.

Порядок проведения испытаний. Количество испытываемых автомобилей должно быть равно, или кратно, числу опытных агрегатов, которые устанавливаются на них. Авто-

мобили должны быть однотипными, в технически исправном состоянии, но могут (в пределах ТУ) отличаться друг от друга по динамическим и экономическим показателям.

Проводится серия параллельных испытаний опытных агрегатов на различных автомобилях. Автомобили должны работать одновременно на одном участке (в пределах видимости), но не мешать друг другу. Влияние дорожных, атмосферных и других внешних факторов в этом случае одинаково для всех испытываемых автомобилей.

Опытные агрегаты переставляются на другие автомобили (меняются местами). Проводится вторая серия опытов, аналогичная первой. Влияние дорожных, атмосферных и других внешних факторов (если даже они изменились в сравнении с первой серией опытов) на все испытываемые автомобили также одинаково. Количество перестановок (серий опытов) определяется числом опытных агрегатов.

Полученные по каждому опытному агрегату результаты включают в себя влияние технического состояния всех испытываемых автомобилей, индивидуальных особенностей всех водителей и влияние всех внешних факторов, действовавших во время испытаний. Отношение средних показателей по каждому опытному агрегату характеризует только их влияние на тяговую динамику и топливную экономичность автомобиля.

*Пример.* Определение расхода топлива автомобилем при опытных агрегатах А и Б (разные типы шин).

Для испытаний берутся два однотипных автомобиля. В первой серии опытов автомобиль № 1 оборудуется шинами А, автомобиль № 2 — шинами Б.

В результате испытаний в первой серии опытов получаем расходы топлива

$$Q'_1 = Q_A (1 + a_1 + c_1); \quad (1)$$

$$Q'_2 = Q_B (1 + a_1 + c_2), \quad (2)$$

где  $Q'_1$  и  $Q'_2$  — расходы топлива автомобилями № 1 и № 2 в первой серии опытов;

$Q_A$  и  $Q_B$  — расходы топлива автомобилями на шинах А и Б в строго заданных определенных условиях;

$a_1$  — коэффициент, учитывающий влияние на расход топлива внешних факторов в первой серии опытов (ветер, дорожное покрытие, нагрузка шоссе);



$c_1$  и  $c_2$  — коэффициенты, учитывающие влияние технического состояния автомобилей и индивидуальных особенностей водителя, соответственно автомобилей № 1 и № 2.

Переставив шины Б на автомобиль № 1, а шины А на автомобиль № 2, проводим вторую серию опытов, аналогичную первой.

В результате получаем

$$Q_1'' = Q_B (1 + a_2 + c_1); \quad (3)$$

$$Q_2'' = Q_A (1 + a_2 + c_2), \quad (4)$$

где  $Q_1''$  и  $Q_2''$  — расходы топлива автомобилями № 1 и № 2 во второй серии опытов;

$a_2$  — коэффициент, учитывающий влияние внешних факторов во второй серии опытов.

Остальные показатели те же, что и в формулах (1) и (2).

Определяем средние расходы топлива автомобилем на шинах А и Б:

$$Q_A^{cp} = \frac{Q_1' + Q_2''}{2} = \frac{Q_A [(1 + a_1 + c_1) + (1 + a_2 + c_2)]}{2};$$

$$Q_B^{cp} = \frac{Q_2' + Q_1''}{2} = \frac{Q_B [(1 + a_1 + c_2) + (1 + a_2 + c_1)]}{2}.$$

Беря отношение средних расходов и произведя сокращение, получим

$$\frac{Q_A^{cp}}{Q_B^{cp}} = \frac{Q_A}{Q_B}. \quad (5)$$

Следовательно, отношение средних расходов не зависит от влияния внешних факторов, технического состояния автомобилей и т. п. и характеризует только влияние установки опытных агрегатов, как если бы они испытывались одновременно, на одном автомобиле, одним водителем. Таким образом, результаты дорожных испытаний приближаются к стендовым.

УДК 629.11.013.2

## К методике расчета гасителя крутильных колебаний в трансмиссии автомобилей

Канд. техн. наук П. П. ЛУКИН

Московский автомеханический институт

**ДЕТАЛИ** трансмиссии автомобиля вместе с вращающимися частями двигателя, колесами и массой всего автомобиля образуют многомассовую упругую систему, со своими собственными частотами колебаний.

При совпадении одной из собственных частот трансмиссии с частотой возмущающего момента возникает резонанс, который вызывает появление стуков, шумов и вибраций в трансмиссии. Для снижения этих колебаний в трансмиссиях автомобилей применяются включенные последовательно гасители колебаний, устанавливаемые в ведомом диске сцепления. За последнее время опубликовано несколько работ [1] и [2] по методике расчета такого рода гасителей.

В работе [1] оптимальная величина момента трения в гасителе колебаний определяется решением эквивалентной крутильной системы трансмиссии при наличии в ней гидравлического сопротивления и возмущающего момента от двигателя.

Такой метод определения связан с громоздкими формулами и очень большими числами при вычислениях, что создает большие трудности при нахождении момента трения в гасителе колебаний.

Второй, упрощенный, метод [2] предлагает расчет параметров гасителя колебаний без учета жесткостей и моментов инерции трансмиссии и двигателя, что, на наш взгляд, не совсем обоснованно. Проведенные по данному методу расчеты момента трения в гасителях отдельных автомобилей превысили более чем в 2 раза моменты трения их величин, определенных экспериментально.

Предлагаемый в данной статье метод основан на принципе равенства работ [3], совершаемых возмущающим моментом двигателя и моментом трения в гасителе колебаний.

Работа возмущающих гармонических моментов двигателя [3]

$$R_g = \pi M_p \lambda_1 \sum \alpha, \quad (1)$$

где  $R_g$  — работа возмущающих моментов двигателя;  
 $M_p$  — амплитуда гармонического возмущающего момента;

$\lambda_1$  — амплитуда колебания массы, на которую действует возмущающий момент;

$\sum \alpha$  — геометрическая сумма относительных амплитуд в разных цилиндрах двигателя.

Работа момента трения в гасителе колебаний

$$R_z = 4 M_{Tp} \lambda_2, \quad (2)$$

где  $R_z$  — работа момента трения гасителя колебаний;

$M_{Tp}$  — момент трения в гасителе;

$\lambda_2$  — амплитуда колебаний при действии момента трения.

Наименьшие амплитуды колебаний масс системы будут при равенстве работ возмущающего момента от двигателя и момента трения в гасителе. Найдем из этих условий величину момента трения в гасителе колебания

$$\pi M_p \lambda_1 \sum \alpha = 4 M_{Tp} \lambda_2; \quad (3)$$

$$M_{Tp} = \frac{\pi M_p \sum \alpha \lambda_1}{4 \lambda_2}. \quad (4)$$

При расчете гасителя колебаний принимается, что вынужденные колебания с малым затуханием не меняют форму свободных колебаний трансмиссии автомобиля.

Исходя из этих допущений (что для малых значений трения достаточно близко к действительности), определим частоты собственных колебаний и построим форму свободных колебаний для третьей частоты.

Третья частота создает наиболее опасные резонансные колебания гармониками двигателя в зоне часто встречающихся во время эксплуатации скоростей движения автомобиля.

Для этой цели составим дифференциальные уравнения эквивалентной крутильной системы трансмиссии автомобиля без учета затухания и возмущающего момента (рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) - c_1 (\varphi_1 - \varphi_2) &= 0; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + c_3 (\varphi_3 - \varphi_4) - c_2 (\varphi_2 - \varphi_3) &= 0; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 - c_3 (\varphi_3 - \varphi_4) &= 0, \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где  $\varphi_1; \varphi_2; \varphi_3; \varphi_4$  — текущие угловые отклонения масс системы.

Перемещения масс и собственные частоты системы можно определить из следующих уравнений:

$$\left. \begin{aligned} \lambda_2 &= \lambda_1 - \frac{p^2}{c_1} J_1 \lambda_1; \\ \lambda_3 &= \lambda_2 - \frac{p^2}{c_2} (J_1 \lambda_1 + J_2 \lambda_2); \\ \lambda_4 &= \lambda_3 - \frac{p^2}{c_3} (J_1 \lambda_1 + J_2 \lambda_2 + J_3 \lambda_3); \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

$$J_1 \lambda_1 p^2 + J_2 \lambda_2 p^2 + J_3 \lambda_3 p^2 + J_4 \lambda_4 p^2 = 0, \quad (7)$$

где  $\lambda_1; \lambda_2; \lambda_3; \lambda_4$  — максимальные перемещения масс системы;  $p$  — собственная частота системы.

Из уравнений (6) и (7) методом остатка (метод Толле) или составлением кубического уравнения относительно  $p$  определим значения трех собственных частот трансмиссии.

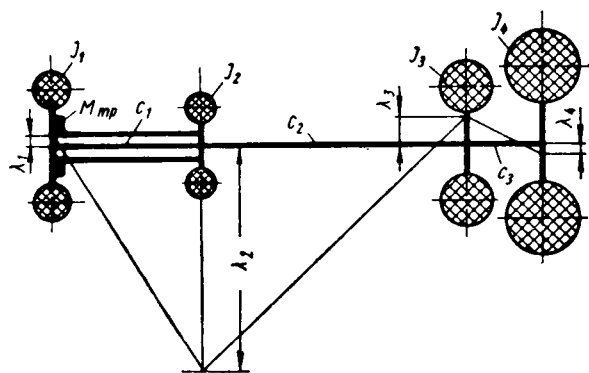


Рис. 1. Эквивалентная схема трансмиссии автомобиля и форма свободных колебаний с 3-й частотой:

$J_1$  — момент инерции вращающихся частей двигателя;  $J_2$  — приведенный момент инерции валов и шестерен коробки передач, карданного вала, ведущей и ведомой шестерен, полуосей;  $J_3$  — приведенный момент инерции колес и шин;  $J_4$  — приведенный момент инерции поступательно-движущейся массы автомобиля;  $c_1$  — жесткость гасителя колебаний;  $c_2$  — приведенная жесткость коробки передач, карданного вала и полуосей;  $c_3$  — приведенная жесткость шин;  $M_{TP}$  — момент трения в гасителе колебаний;  $\lambda_1; \lambda_2; \lambda_3; \lambda_4$  — максимальные амплитуды перемещения соответствующих масс системы.

Используя вычисленную 3-ю собственную частоту, построим форму свободных колебаний для эквивалентной схемы трансмиссии. При этом перемещение первой массы с  $J_1$  примем за единицу ( $\lambda_1=1$ ) (рис. 1).

Устройство для гашения колебаний установлено между массами  $J_1$  и  $J_2$ . Амплитуда действия момента трения гасителя  $M_{TP}$  равна

$$|\lambda_1| + |\lambda_2| = \lambda_T. \quad (8)$$

Подставив значения  $\lambda_T$  в уравнение (4) и заменив  $\lambda_2 = \lambda_1 - \frac{p^2}{c_1} J_1 \lambda_1$ , получим формулу определения необходимого оптимального значения момента трения в гасителе колебаний

$$M_{TP} = \frac{\pi M_p \sum \alpha c_1}{4 J_1 p^2}. \quad (9)$$

В уравнении (9) не известно значение возмущающего момента от двигателя  $M_p \cdot \sum \alpha$ . Наиболее опасными резонансами являются резонансы с наиболее сильными гармониками возмущающего момента от двигателя.

Определим скорость движения автомобиля  $v_{рез}$ , при которой возможен резонанс с сильными гармониками в эксплуатационных условиях:

$$v_{рез} = \frac{3,6 p r_K}{i_K i_0 m}, \quad (10)$$

где  $r_K$  — радиус колеса в м;

$m$  — порядковый номер гармоники двигателя (сильными гармониками четырехтактного двигателя являются гармоники, кратные числу вспышек в цилиндрах за один оборот двигателя);

$i_0$  и  $i_K$  — передаточные числа главной передачи и коробки передач.

По порядковому номеру гармоники и кривой Тейлора (рис. 2) или по данным гармонического анализа двигателя

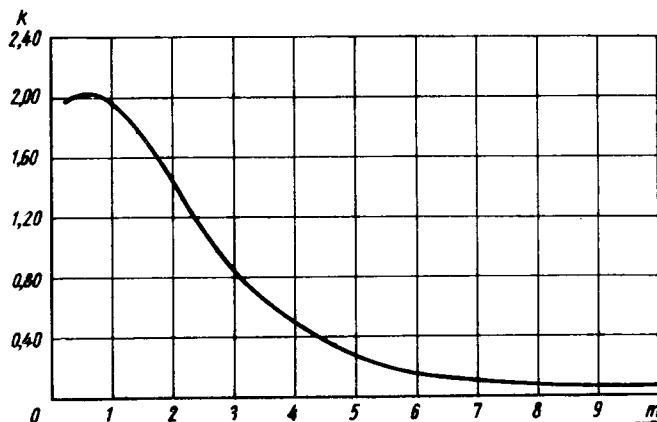


Рис. 2. Гармоники крутящего момента четырехтактного двигателя [3].

определим значение коэффициента  $k$  использования среднего крутящего момента:

$$k M_{cp} = M_p \sum \alpha. \quad (11)$$

Средний крутящий момент определится из баланса автомобиля по моменту и по найденному значению резонансной скорости  $v_{рез}$  (рис. 3).

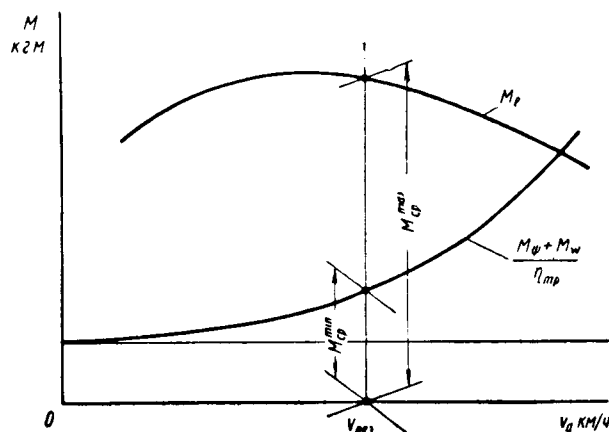


Рис. 3. Баланс автомобиля по моменту:  
 $M_{cp}^{max}$  и  $M_{cp}^{min}$  — максимально и минимально используемый момент двигателя при резонансной скорости движения;  
 $v_{рез}$  — резонансная скорость движения автомобиля.

При расчетах можно принимать среднее значение момента равным максимальному моменту двигателя.

Окончательная формула для определения момента трения в гасителе колебаний может быть представлена так:

$$M_{TP} = \frac{\pi k M_{cp} c_1}{4 J_1 p^2}. \quad (12)$$

Из формулы (12) и баланса автомобиля по моменту видно, что момент трения в гасителе колебаний должен меняться в зависимости от сопротивления движению автомобиля от

$$M_{TP}^{min} \text{ (при } M_{cp}^{min}) \text{ до } M_{TP}^{max} \text{ (при } M_{cp}^{max}).$$



разделительный трансформатор и выпрямитель *BC2* позволяет осуществлять установку тормозного момента с точностью до 0,1 кгм.

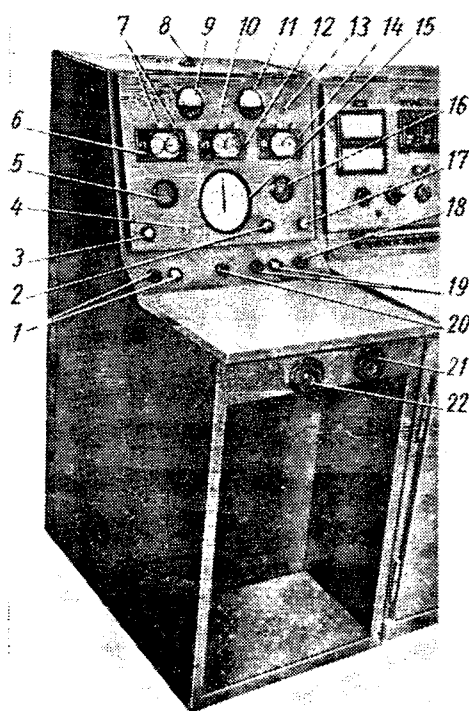


Рис. 2. Пульт управления индукторного тормоза:

1 — кнопка включения и выключения питания катушки возбуждения; 2 — сигнальная лампа насоса смазки; 3 — сигнальная лампа катушки возбуждения; 4 — тумблер реверса стенового тахометра; 5 — указатель температуры воды; 6 — импульсный счетчик оборотов вала тормоза; 7 — рукоятка установка на ноль счетчиков; 8 — сигнальная лампа включения счетчиков; 9 — амперметр; 10 — тумблер режима измерения оборотов счетчиками; 11 — вольтметр; 12 — импульсный счетчик измерения времени; 13 — тумблер включения звукового сигнала; 14 — импульсный счетчик оборотов вала балансирной машины; 15 — тахометр; 16 — указатель давления смазки; 17 — сигнальная лампа включения напряжения; 18 — общий выключатель; 19 — кнопки управления насосом смазки; 20 — кнопка измерения оборотов; 21 — маховик тонкой регулировки крутящего момента; 22 — маховик грубой регулировки крутящего момента.

Схема также предусматривает измерительную, контрольную, сигнальную и предохранительную электроаппаратуры, обеспечивающие удобное и безопасное проведение испытаний агрегатов автомобиля. Измерительная часть схемы обеспечи-

вает одновременный подсчет количества оборотов вала тормоза и вала балансирной машины, применяемой для привода входного вала при испытаниях гидротрансформаторов и гидротрансформаторов. Для измерения оборотов применяются три импульсных счетчика *ИСИ*, *2СИ*, *ИСВ*. К первым двум счетчикам подводится постоянный ток через селеновый выпрямитель *BC3*, к третьему импульсному счетчику, отмечающему время, — однофазный переменный ток. Одновременное включение счетчиков обеспечивается кнопкой *П*. Датчиками импульсов служат латунные кольца *ДИ1* и *ДИ2*, установленные соответственно на валах балансирной машины и индукторного тормоза [2]. Схема предусматривает ручной и автоматический режимы работы для измерения оборотов, которые осуществляются тумблером *ПК3*. Выдержку времени при автоматическом режиме обеспечивает реле времени *РВ1*.

Сигнальная часть схемы обеспечивает подачу звукового сигнала *ЗС* в момент начала измерения чисел оборотов. Реле времени *РВ2* регулирует длительность сигнала. Питание сигнала осуществляется через трансформатор *ТР2* и селеновый выпрямитель *BC4*. Во время измерения чисел оборотов горит сигнальная лампа *ЛС*, которая запрещает операторам изменять режим испытаний в период измерения.

Для контроля температуры охлаждающей воды, выходящей из тормоза, в схему включен датчик температуры *Д1* с указателем температуры *УТ*. Для контроля давления в линии смазки подшипников вала тормоза в схему включен датчик давления масла *Д2* и указатель давления *УД*. Для смазки подшипников применяется масляный насос с приводом от электродвигателя *МН*.

Все электрооборудование стенда размещено в силовом шкафу и на пульте управления. Пульт управления (рис. 2) установлен непосредственно у испытываемого объекта. На нем размещена вся пусковая, регулировочная, сигнальная и измерительная аппаратура. Подача напряжения осуществляется общим выключателем *ВК1* замкового типа. Его рукоятка выполнена в виде ключа, что обеспечивает безопасную работу при обслуживании электросхемы. Включение и выключение электродвигателя насоса смазки и цепей управления катушки возбуждения индукторного тормоза осуществляются кнопками *СН*, *ПН*, *КО* и *КВ*.

При подаче общего напряжения, при включении насоса смазки и при подаче напряжения на катушку возбуждения индукторного тормоза на пульте управления загораются соответственно сигнальные лампы *ЛО*, *ЛН* и *ЛВ*. Для визуального контроля числа оборотов вала индукторного тормоза пульт оборудован стеновыми тахометром *ТУ* с датчиком *ДТ*.

Как показал опыт работы с индукторным тормозом на Московском автозаводе им. Лихачева, описанная схема проста в изготовлении, надежна в эксплуатации и позволяет качественно проводить испытания автомобильных агрегатов.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Чередниченко Ю. И. — «Автомобильная промышленность», 1958, № 7.
2. Чередниченко Ю. И. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 5.

УДК 629.11.011.7

## Улучшение пневмосистемы автомобилей

В. И. ЕРМАКОВ

**А**ВТОМОБИЛЬНЫЕ компрессоры даже при исправной системе регулирования давления воздуха работают сравнительно в жестком режиме ввиду того, что привод компрессора непосредственно связан с двигателем и не имеет специального устройства для выключения.

На многих отечественных автомобилях ЗИЛ, МАЗ, КРАЗ, УРАЛ, а также гусеничных тягачах стоят автоматические регуляторы давления, которые поддерживают заданный режим работы компрессора и в целом пневмосистемы в интервале 5,65—7,3 (7,5) кг/см<sup>2</sup>.

В случае отказа в работе регуляторов давления систему предохраняют от перегрузок предохранительные клапаны. Если регуляторы давления регулируются для всех машин на равную

величину, то предохранительные клапаны регулируются различно. Например, у автомобиля ЗИЛ они регулируются на давление 9—10 кг/см<sup>2</sup>, а автомобиля МАЗ—на 10—10,5 кг/см<sup>2</sup>.

Практика подтверждает, что такой разрыв режима регулирования регулятора давления и предохранительного клапана необоснован. Следует максимально приблизить диапазон регулирования предохранительного клапана к регулятору давления, только тогда будут созданы удовлетворительные эксплуатационные условия для работы компрессора и пневмосистем машин в целом.

Практика эксплуатации автомобилей показала, что конструкция существующего регулятора давления АР-10 неудовлетворительна. Часто при пробеге автомобиля 12—18 тыс. км регу-

ляторы отказывают. Введение керамического фильтра в данный регулятор давления, как это предусматривает Рижский завод «Автоэлектронприбор», с целью улучшения конструкции существующего регулятора давления полностью не решает эту задачу.

Наиболее удачно вопросы регулирования давления пневмосистемы решил Минский автозавод, который регуляторы дав-

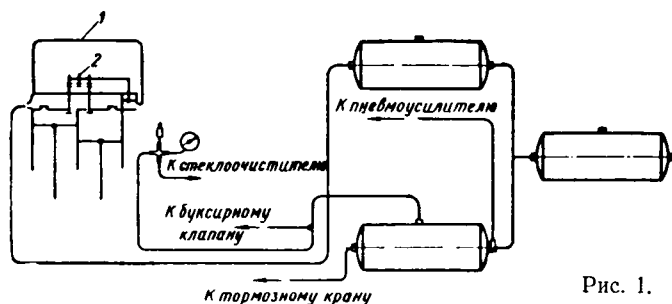


Рис. 1.

ления типа АР-10 заменил регулируемым сопротивлением, введенным в головку блока компрессора (рис. 1).

Сущность регулятора давления — регулируемого сопротивления заключается в следующем: разгрузочное устройство связано с нагнетательным патрубком трубопроводом 1, в котором введено упор 2, состоящий из регулируемой пружины с винтом, которым и осуществляют регулировку.

Рекомендуемое усовершенствование компрессора заключается в том, что нагнетательный патрубок компрессора совмещается с разгрузочным устройством.

При таком совмещении длина трубопровода 1 (рис. 1) равна нулю.

Вопрос усовершенствования компрессора Минского автозавода в равной мере может рассматриваться и для компрессоров других заводов.

Усовершенствование привода пневмосистемы усилителя рулевого управления автомобилей КраЗ-214 заключается в том, что трубопровод от ресивера к переключателю усилителя ру-

левого управления существующей схемы (рис. 2) отсоединяется и переносится под пол кабины.

В результате такого переноса спрямляется и укорачивается не только трубопровод — ресивер-кран усилителя, но и трубопровод — кран усилителя — силовой цилиндр, что в итоге составит экономии медного трубопровода около 3 м.

Решить этот вопрос можно путем переноса тройника с одной стороны ресивера на другую сторону. Никаких дополнительных деталей не требуется. К тройнику, установленному на переднем торце баллона, подсоединяются питающие трубопроводы — к тормозному крану и стеклоочистителю. Трубопровод — кран включения усилителя руля — воздухораспределитель протягивается через отверстие диаметром 25—30 мм. Отверстие необходимо высверлить в крыле выше люка для протягивания троса лебедки или изготовить такого же размера прорезь, являющуюся продолжением люка.

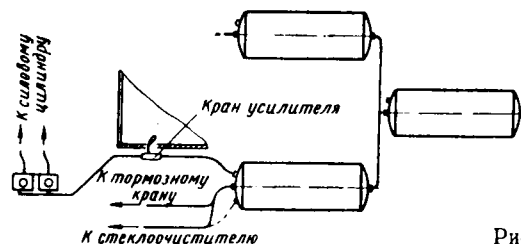


Рис. 2.

Как в том, так и в этом случае для предохранения трубопровода устанавливается резиновое кольцо, которое стояло на левом лонжероне рамы у воздухораспределителя усилителя до его переноса.

Перенос трубопровода (рис. 1) со средней его части на переднюю дает дополнительную экономию трубопровода около 0,5 м.

Кран может управляться полуавтоматически по принципу ножного переключателя света или вручную подобно крану открытия — закрытия дверей автобусов.

УДК 629.11.013.2

## К вопросу об автоматическом регулировании сопротивления амортизатора

Канд. техн. наук А. Д. ДЕРБАРЕМДИКЕР

Московский карбюраторный завод

**ПРИМЕНЯЕМЫЕ** в настоящее время в подвесках гидравлические амортизаторы, как правило, обладают характеристикой сопротивления, которая устанавливается на заводе-изготовителе и является компромиссным решением противоречивых требований.

Принципиальным недостатком современных амортизаторов является постоянство данных характеристик, их независимость от колебательных параметров подвески и условий эксплуатации, которые меняются чаще, чем это возможно для неавтоматического (механического) регулирования. Имеется много патентных материалов и предложений в технической литературе [1] изменять характеристику амортизатора без его демонтажа и непосредственно при движении автомобиля. В эксплуатации эти предложения уже реализуются, но пока очень осторожно. В настоящее время в мировой практике создания амортизаторов существуют лишь отдельные попытки изготовлять амортизаторы с полуавтоматическим регулированием силы сопротивления, например, амортизаторы английской фирмы Армстронг [2], [3], амортизаторы западногерманских автомобилей Мерседес-600.

Амортизаторы с неавтоматическим регулированием силы сопротивления, требующие демонтажа из подвески для регулирования, изготовляют голландская фирма КОНИ и американ-

ская фирма «Габриэль». Английский амортизатор «Спекс» отличается выведенным наружу одним клапаном отдачи и сжатия. Регулировка клапана осуществляется винтом, изменяющим натяжение пружины клапана. Предусмотрена также возможность с места водителя дистанционно регулировать амортизатор посредством механического, гидравлического или вакуумного приводов [4].

При создании регулируемых устройств подвески необходимо знать связь между выходными показателями амортизатора и параметрами, определяющими затухание колебаний в подвеске, а также влияющими на отрыв колес от дороги и пробой подвески.

Для более простого рассмотрения поставленного вопроса на рис. 1 приведены в обобщенном виде нелинейные характеристики, типичные для современных амортизаторов, и возможные варианты регулирования. Последние классифицируются по результату их воздействия на отдельные элементы характеристики:

1. Изменение коэффициента сопротивления  $K$  на начальном линейном или квадратичном участке характеристики: А — при сжатии  $K_c$ ; Б — при отдаче  $K_o$ .

II. Изменение усилия сопротивления начала открытия клапана: А — при сжатии  $P'_c$ ; Б — при отдаче  $P'_o$ .

III. Изменение коэффициента сопротивления  $\bar{K}_{кл}$  на клапанном участке характеристики: А — при сжатии  $\bar{K}_{клс}$ ; Б — при

На основе выполненных ранее исследований рабочего процесса гидравлического амортизатора [5], [6] можно утверждать, что на практике независимое регулирование по типу I и III в чистом виде получить трудно, так же как и регулирование по типу II и III. Учитывая это, можно ввести в классификацию и четвертый тип регулирования.

IV. Изменение нескольких параметров характеристики одновременно: А — при сжатии; Б — при отдаче.

Осуществления указанных типов регулирования можно достичь различными конструктивными средствами, из которых известными и апробированными являются следующие: по типу I — изменение площади калиброванных отверстий; по типу II — изменение натяга клапанной пружины; по типу III — изменение жесткости пружины клапана. Изменение характеристики по типу IV может явиться следствием указанных конструктивных мероприятий, а также может быть достигнуто совместным воздействием последних. Число возможных вариантов регулирования можно, очевидно, увеличить за счет комбинаций указанных основных типов, например, I, А и II, А, или I, Б; II, А и III, А и т. п.

Для решения вопроса о том, какой тип регулирования следует осуществлять на практике, целесообразно прежде всего рассмотреть изменение коэффициента относительного затухания  $\psi_0$ , который более обобщенно отражает роль амортизатора в подвеске. Изменение отдельных параметров характеристики амортизатора приводит к различному изменению  $\psi_0$ , что показано графиками (рис. 2, а, б), построенными для характеристик, приведенных на рис. 1.

Рассмотрение характера изменения величины  $\psi_0$  в зависимости от типа регулирования приводит к выводу о малой эффективности использования второго типа, который применяется в большинстве механически регулируемых амортизаторов, как наиболее легко осуществимый. К аналогичному выводу можно прийти в отношении регулирования по типу III, который несколько более эффективен в сочетании с квадратичной характеристикой на начальном участке, чем с линейной (см. тип III на рис. 2, а и б). Наибольшими возможностями воздействия на свойства подвески обладает, несомненно, четвертый тип регулирования, который, будучи самым сложным, является вместе с тем и самым эффективным.

Однако чтобы сделать окончательные выводы, следует рассмотреть основные вопросы, составляющие проблему введения в подвеску регулируемых амортизаторов, характеристики

Рис. 1. Различные типы характеристик сопротивления регулируемых гидравлических амортизаторов.

отдаче  $\bar{K}_{клo}$  (клапанная ветвь характеристики так же, как и в начальный участок, может быть описана линейной или квадратичной зависимостью от скорости колебаний).

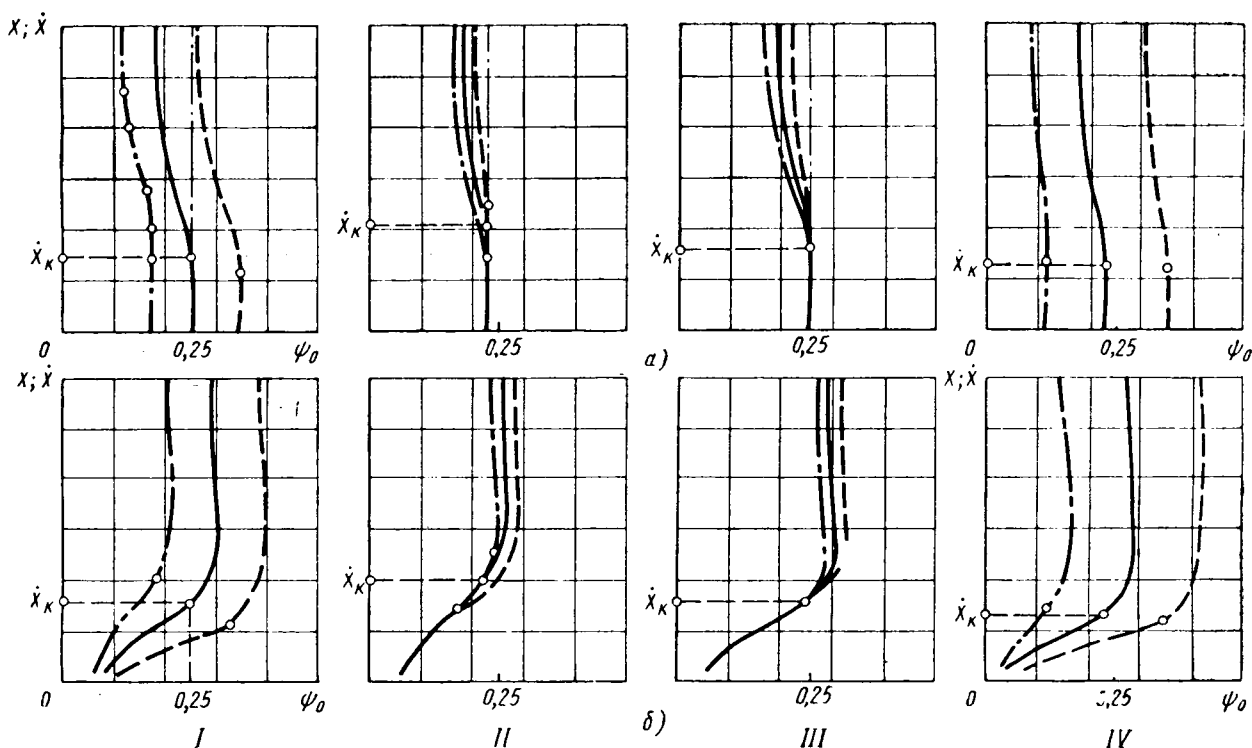


Рис. 2. Характер изменения коэффициента относительного затухания колебаний в подвеске в зависимости от амплитуды и скорости колебаний при линейном законе сопротивления на начальном участке характеристики амортизатора (а) и при квадратичном законе сопротивления на начальном участке характеристики амортизатора (б).

которых должны быть взаимосвязаны с упругими характеристиками подвески.

Прежде всего должен быть решен главный вопрос — о назначении регулирования сопротивления амортизатора. В этой связи можно разделить две основные задачи регулирования в подвеске на следующие ограниченные и соподчиненные цели в соответствии с действующими факторами (см. таблицу).

1. Улучшение комфортабельности и безопасности движения автомобиля:

а) в различных дорожных условиях (скорость движения и дорожная поверхность);

б) при изменении полезной нагрузки на автомобиль (подвеску) и других изменениях колебательных параметров (жесткость упругих элементов, частота собственных колебаний);

в) при изменении климатических условий, т. е. температуры, при которой приходится работать амортизатору в разных климатических зонах и в разные времена года;

г) в зависимости от индивидуальных вкусов и субъективных восприятий водителей и пассажиров;

д) уменьшение кренов при движении на поворотах и уменьшение «клевков» при торможении и т. п.

2. Повышение других эксплуатационно-технических качеств автомобиля и подвески:

а) предохранение подвески, амортизатора и его узлов от действия развиваемых им усилий, которые в определенных дорожных условиях не нужны для сохранения комфортабельности и безопасности движения;

б) компенсация в процессе эксплуатации изменения трения, действующего в подвеске автомобиля помимо амортизаторов;

в) компенсация естественных износов трущихся пар амортизатора, а также износов и усталости деталей клапанных групп;

г) неупругое ограничение относительных перемещений в подвеске («гидробуфер»).

Второй вопрос, требующий решения, более сложный: какие параметры характеристики амортизатора и в каких пределах следует изменять (регулировать), чтобы удовлетворить требования того или иного назначения регулирования. Ответ на этот вопрос можно получить лишь частично из многочисленных отечественных и зарубежных исследований.

Третий вопрос сводится к выбору способа регулирования, именно автоматического, полуавтоматического или неавтоматического. Последний способ называют иногда механическим и различают связанные с ним отдельные операции: остановку автомобиля; демонтаж амортизатора из подвески; разборку амортизатора; разборку узлов амортизатора; регулировку; выполнение сборочных и монтажных работ в обратном порядке по указанным операциям. Однако механическое регулирование не может считаться перспективным, учитывая современные требования непрерывного уменьшения объема работ на автомобильном транспорте по техобслуживанию [7].

Четвертый вопрос, который должен быть решен в ходе конструкторско-экспериментальных работ, — это отыскание наиболее простых и доступных средств, позволяющих осуществить

эффективное регулирование в конкретных конструкциях амортизаторов. В настоящее время трудно надеяться, что будет найдено единое и универсальное средство или принцип регулирования.

Очень важным также является вопрос, возникающий при создании регулируемых амортизаторов и связанный с технико-экономическими показателями производства и эксплуатации амортизаторов. Неизбежное усложнение конструкции амортизатора и увеличение стоимости его изготовления должны компенсироваться если не в производстве, то в эксплуатации за счет увеличения долговечности подвески, увеличения скорости движения автомобиля и т. п. Важную роль в этом должна сыграть также преемственность конструкций. Необходимо, видимо, стремиться к тому, чтобы первые образцы регулируемых амортизаторов можно было изготовить на базе наиболее надежных конструкций, освоенных производством.

Таким образом, работы по созданию амортизаторов с регулируемым сопротивлением следует рассматривать как комплекс сложных научно-технических вопросов, требующих обоснованного решения и тщательной проверки эффективности решения. В настоящее время можно считать все эти вопросы разрешимыми, а часть из них решенными, по крайней мере в первом приближении. Это положение отражено в таблице, где сделана первая попытка систематизировать перечисленные вопросы. Кроме того, на основе анализа существующего положения и предварительных расчетов в таблице указаны типы автомобилей и подвесок, для которых целесообразно создать и проверить регулируемые амортизаторы. В связи с этим кратко остановимся на том, что в настоящее время представляется достаточно ясным в отношении задач и пределов регулирования, способов их реализации и других смежных вопросов.

Регулирование сопротивления амортизатора для решения большинства представленных задач требует если не автоматического, то хотя бы полуавтоматического управления. При этом почти во всех случаях необходимо регулирование коэффициента сопротивления на начальном участке, которое должно обеспечивать изменение коэффициента относительного затухания в подвеске автомобиля не менее, чем в 1,5—2 раза (регулирование по типу I, A и I, B). Использование квадратичной зависимости сопротивления на начальном участке характеристики (до открытия клапана) обеспечивает определенный автоматизм повышения коэффициента затухания при увеличении амплитуды относительных перемещений в подвеске. Это обстоятельство помогает решить проблему регулирования для подвесок с небольшим изменением статической нагрузки [8], [9].

Желательно, чтобы регулирование амортизатора в зависимости от климатических и температурных условий было автоматическим, поскольку в эксплуатации амортизатор нагревается и работает в широком диапазоне температур. Однако допустимо и механическое регулирование, без разборки амортизатора, например, с двумя положениями: «лето» и «зима», учитывая также условия эксплуатации в странах с жарким и холодным климатом. Основное направление этих регулировок

Возможные направления работ по созданию амортизаторов подвески автомобиля с регулированием силы сопротивления

Решаемые вопросы регулирования	Улучшение комфортабельности и безопасности движения					Повышение других эксплуатационно-технических качеств			
	а	б	в	г	д	а	б	в	г
Тип регулирования характеристики	IV, A; IV, B	I, A; I, B; II, A; II, B	I, A; I, B; III, A; III, B	I, A; I, B	I, A; I, B; II, A	II, A; II, B; III, A; III, B	I, A; I, B	I, A; I, B; II, A; II, B	I, A; I, B; III, A; III, B
Способ регулирования	Автоматический (полуавтоматический)	Автоматический (полуавтоматический)	Автоматический, механический («лето», «зима»)	Полуавтоматический	Автоматический	Автоматический	Механический	Механический	Автоматический
Средства (принципы) регулирования (известные)	Торможение рабочей жидкости (сuspension) магнитными силами и др.	Пневматические, гидравлические или электромагнитные усилители клапанов	Термостатическое регулирование проходных сечений	Управление отверстиями клапанами посредством электромагнитных устройств; торможение жидкости электромагнитными силами или другим способом	Использование принципов, указанных в предыдущих графах	Перекрытие части дроссельных отверстий	Перекрытие части дроссельных отверстий и изменение натяга клапанной пружины	Перекрытие основной дросселирующей системы	
Целесообразный тип автомобиля	1. Специальные 2. Легковые (высший класс) 3. Грузовые	1. Автобусы 2. Грузовые (задняя подвеска)	Автомобили всех назначений	1. Легковые (средний класс)	1. Легковые (высший класс) 2. Автобусы (междугородные)	1. Грузовые 2. Автобусы 3. Специальные	Легковые	Автомобили всех назначений	1. Специальные 2. Грузовые



можно свести к увеличению разгрузочных способностей клапанов при низких температурах (регулирование по типу III, А и III, Б). Вместе с тем применение в отечественных амортизаторах новых всепогодных жидкостей АЖ-12Т-61, АЖ-16А поможет решить задачу «климатического» регулирования эффективнее, чем любое механическое регулирование. На рис. 3

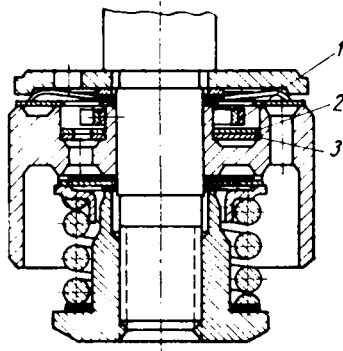


Рис. 3. Устройство в поршне телескопического амортизатора для автоматического регулирования сопротивления посредством изменения условий дросселирования жидкости при изменении ее температуры.

в качестве примера показано запатентованное в США и Англии устройство для регулирования сопротивления амортизатора в зависимости от температуры его нагрева. Биметаллическая лента 1, закрепленная одним концом неподвижно, другим концом перемещает диск 2, который имеет окна, совмещенные частично с окнами в неподвижном диске 3. Изменение перекрытия окон в дисках 2 и 3 приводит к изменению сопротивления амортизатора.

С рассмотренным выше вопросом тесно связано облегчение условий работы подвески и амортизатора за счет полного или частичного выключения последнего. Однако это имеет смысл лишь при установившихся колебаниях в межрезонансной и зарезонансной зонах, возникающих на практике сравни-

тельно редко. Такое регулирование достижимо при полной автоматизации управления клапанами (регулирование по типу II, А и II, Б) и наличии особой следящей системы. Можно полагать, что если оно и будет осуществляться, то не в ближайшее время.

Из общего числа вопросов выделяются вопросы о необходимости регулирования амортизатора для компенсации его износа и изменения трения в подвеске. Последнее весьма проблематично, поскольку в подвесках с листовыми рессорами трение увеличивается в процессе эксплуатации, а в независимых подвесках, наоборот, несколько уменьшается из-за износа шарниров. Правильнее, видимо, держать шарниры подвески в надлежащем техническом состоянии, а не пытаться компенсировать их износ и ослабление затяжки амортизаторами, как это иногда делают. Восстановление характеристики амортизатора, изменяющейся вследствие износов и явлений усталости деталей клапанов, очевидно, правильнее и целесообразнее всего осуществлять обычными способами: сменой уплотнений, увеличением толщины регулировочных прокладок и т. п., причем регулировать амортизаторы таким образом следует лишь в порядке технического обслуживания и ремонта, когда требуется смена основных уплотняющих элементов и рабочей жидкости. Если регулировка требуется раньше, то амортизатор, видимо, нужно считать недостаточно надежным.

При любой системе регулирования амортизатор должен быть в любой момент готов к действию и обеспечивать определенный минимальный или несколько превышающий его уровень сопротивления в подвеске, что удобно называть контрольным или «дежурным» сопротивлением.

Такое сопротивление может выбираться в первом приближении с таким расчетом, чтобы суммарный эффект от амортизатора и других источников трения в подвеске обеспечивал коэффициент относительного затухания колебаний неподдрессоренных масс порядка 0,2—0,3, но не менее. Сопротивление сжатия не следует уменьшать по сравнению с обычно выбираемой для стандартных амортизаторов регулировкой, так как оно и без того невелико и в настоящее время не всегда достигает требуемых пределов. Вместе с тем значительное увеличение сопротивления отдаче у регулируемого амортизатора (по сравнению с существующими) не имеет большого смысла, поскольку широко апробированная автомобилестроением всего мира величина сопротивления, обеспечивающая коэффициент относительного затухания поддрессоренной массы 0,3—0,6, обуславливает почти полное поглощение энергии колебаний в расчете на один цикл 98—99% (рис. 4). Поэтому дальнейшее увеличение сопротивления отдаче не может существенно изменить скорость затухания колебаний и предотвратить пробой

подвески «вниз», однако может ухудшить контакт колес с дорогой.

В связи с вышеуказанным можно считать также, что увеличение сопротивления сжатию в 2—4 раза у регулируемого амортизатора, поставленное в зависимость от дорожных условий или осуществляемое автоматически при отсутствии возможности возникновения многократных резких перемещений вверх неподдрессоренной массы, является эффективным и по существу единственным средством, позволяющим резко увеличивать поглощение энергии колебаний и ускорять их затухание. Вместе с тем увеличение сопротивления сжатию в нужный момент уменьшает вероятность пробоя подвески на ходе сжатия и способствует безотрывному качению колес по дороге. Специальный анализ показывает, что нельзя ограничиваться значительным увеличением сопротивления сжатию только на начальном участке характеристики, так как эффект такого регулирования будет мало ощутим из-за малой величины  $P'_c$ .

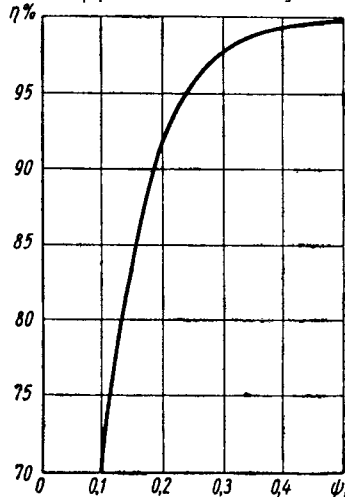


Рис. 4. Зависимость коэффициента поглощения энергии  $\eta$  в подвеске от величины коэффициента затухания  $\phi_0$  при

$$\eta_0 = \frac{(E_0 - E_1) 100}{E_0}$$

(где  $E_0$  — энергия в начале периода колебания;  $E_1$  — энергия в конце периода колебаний).

На рис. 5 показано, как изменяется величина коэффициента относительного затухания  $\phi_0$  в зависимости от изменения коэффициента сопротивления сжатию, при постоянной величине  $\phi_0'$ , определяемого сопротивлением отдаче. Принято, что  $\phi_0 = 0,5 \cdot (\phi_0' + \phi_0'')$ . Заштрихованные косой штриховкой полосы на рис. 5 показывают области значений  $\phi_0'$  и  $\phi_0''$ , обеспечиваемые большинством современных регулируемых амортизаторов.

В отношении регулирования по типу III, А и III, Б необходимо иметь в виду, что изменение интенсивности затухания колебаний в подвеске за счет изменения момента начала работы клапана и коэффициента сопротивления на клапанном режиме может быть определено по данным работы [8]. В этой работе показано, что изменение коэффициента сопротивления на клапанном режиме от нуля до величины коэффициента сопротивления калиброванных отверстий, т. е. до максимума, ощутимо по эффекту затухания лишь при значительных скоростях колебаний, превышающих скорость начала работы клапана в несколько раз. В подвесках легковых и грузовых автомобилей такие скорости колебаний не характерны для поддрессоренных масс и возникают лишь при движении с большой скоростью по булыжнику (колебания неподдрессоренных масс). Учитывая это, можно заключить, что увеличение коэффициента сопротивления на клапанном режиме, которое приводит к ухудшению разгрузки амортизатора и подвески от больших усилий при резких, случайных перемещениях колес и особенно в холодное время года, является нежелательным, а в ряде случаев вредным. Поэтому механическое увеличение на длительный срок коэффициента сопротивления на режиме работы клапанов не представляет большого интереса. Однако оно вызывает определенные опасения, связанные с тем, что в настоящее время состав водителей и механиков на автомобильном транспорте недостаточно подготовлен для самостоятельного решения вопросов о степени регулирования амортизаторов в зависимости от эксплуатационных условий (дорожных и климатических). С этим обстоятельством, очевидно, придется еще долго считаться.

В заключение остановимся на некоторых вопросах, связанных с созданием новых конструкций амортизаторов с регулируемым сопротивлением.

Прежде всего необходимо учитывать то обстоятельство, что способы изменения сопротивления дросселирующих отверстий

и клапанов преимущественно механическим путем известны по многочисленным зарубежным патентам. Просмотр патентных сборников по амортизаторам США, Англии, Франции, ФРГ, Италии и других стран показывает, что на каждую сотню патентов (а их в общей сложности насчитывается более 5000) приходится 3—5 и более изобретений, в которых решаются задачи регулирования усилий сопротивлений; причем количество таких изобретений увеличивается особенно в последнее время. Исходя из этого, можно сделать вывод, что работы по созданию амортизаторов с регулируемыми параметрами характеристики должны вестись в принципиально новых направлениях в части способов регулирования и с целью создания конструкций, обладающих не только патентной чистотой, но и высокой эффективностью при автоматизированном управлении.

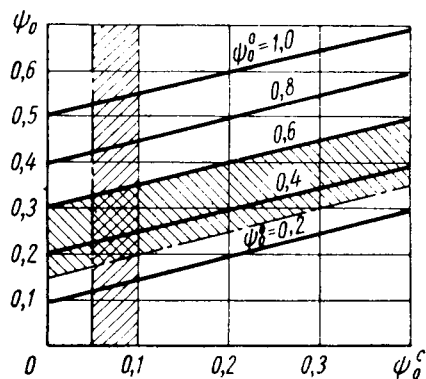


Рис. 5. Изменение  $\psi_0$  при изменении сопротивления сжатию и прочих равных условиях.

В связи с изложенным и в качестве иллюстрации (рис. 6) некоторых направлений развития регулируемых амортизаторов, получивших уже реальное осуществление, можно привести амортизаторы фирмы «Армстронг» [2] с дистанционным (полуавтоматическим) электромагнитным управлением и одновременным изменением сопротивления по типу I, A и I, B.

На рис. 6, а показан внешний вид телескопического амортизатора с наружным расположением коробки, в которой помещены электромагнитный привод и устройство для фиксированного поворота валика с различными дроссельными отверстиями, расположенными под углом 90°. Изменение сопротивления амортизатора осуществляется в процессе движения автомобиля путем поворота ручки-переключателя, расположенной на щитке водителя и имеющей четыре различных положения. Эти положения определяют разную степень амортизации в соответствии с дорожными условиями и нагрузкой на автомобиль.

Об эффективности амортизаторов «Армстронг» как с обычной регулировкой, так и с электрическим управлением известно пока недостаточно, чтобы можно было сделать определенные выводы. Однако использование электрических систем для управления и регулирования силы сопротивления является перспективным, поскольку в этом случае появляется реальная возможность осуществить автоматическое или полуправоматическое регулирование сопротивления амортизатора.

Вместе с тем проводившиеся на Московском карбюраторном заводе работы по определению силы электромагнитов и возможностей полной или частичной замены этими электромаг-

нитами пружин клапанов показывают, что при современном уровне развития электротехники эта замена весьма проблематична. Использование электромагнитов постоянного тока с габаритами, которые можно реально разместить внутри или снаружи амортизаторов телескопического типа, не обеспечивает достаточной силы в сравнении с силами, требуемыми и развиваемыми клапанными пружинами. Попытки решения этой задачи путем уменьшения площади клапана, подверженной дей-

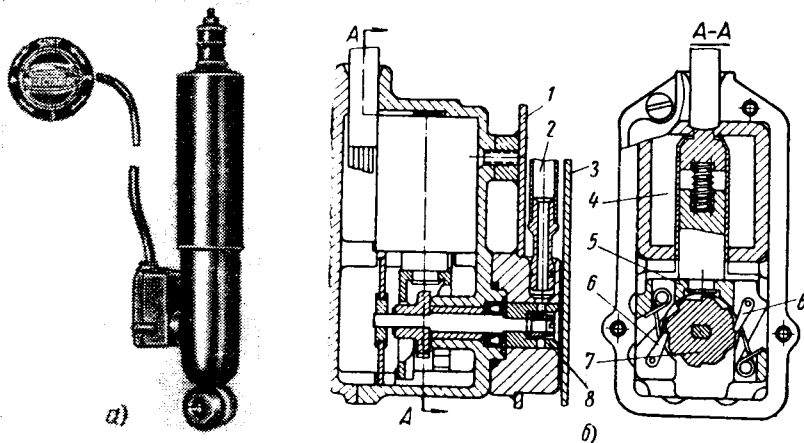


Рис. 6. Гидравлический амортизатор с электрическим управлением и устройством для регулирования сопротивления:

а — внешний вид; б — продольный и поперечный разрезы коробки с электромагнитным приводом селективно регулируемого дроссельного отверстия: 1 — стенка трубы резервуара; 2 — трубка, выводящая жидкость из рабочего цилиндра; 3 — электромагнит; 4 — якорь электромагнита с храповым механизмом; 5 — зубчатка на валике, соединенном с дроссельной втулкой 9.

ствию высокого давления жидкости, приводят к почти неизбежному ухудшению разгрузочных способностей клапана.

Указанные обстоятельства делают многие патентные предложения неосуществимыми или неприемлемыми. Это подтверждает правильность сделанного выше вывода и указывает на необходимость проведения работ поискового характера. Одним из наиболее перспективных направлений работы следует считать создание автономного автоматически регулирующегося амортизатора, т. е. амортизатора, самонастраивающегося в зависимости от колебаний в подвеске.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Ротенберг Р. В. — «Автомобильная промышленность», 1960, № 5.
2. «Automobile Engineer», декабрь 1962, стр. 512.
3. «Motor», 1963, № 10, стр. 15.
4. Commercial Motor, № 2649, Apr. 6, 1956, стр. 47.
5. Дербаремдикер А. Д. — «Автомобильная промышленность», 1960, № 2 и 1961, № 7.
6. Иларионов В. А., Панфилов В. Т., Дербаремдикер А. Д. — «Автомобильная промышленность», 1960, № 9 и 1963, № 1.
7. Кузнецов Е. С. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.
8. Дербаремдикер А. Д. — «Автомобильная промышленность», 1962, № 6.
9. Галашин В. А., Дербаремдикер А. Д. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 2.

# Определение реакций дороги на направляющие колеса

Д. И. МЕЛЬНИКОВ

Украинская сельскохозяйственная академия

В ОМНОГИХ работах по теории автомобиля и трактора еще нередко можно встретить с упрощенным или даже неправильным толкованием взаимодействия направляющего колеса с опорной поверхностью [1]—[3].

При качении направляющего колеса под углом  $\alpha$  к продольной оси автомобиля (колесной машины) на него действуют элементарные реакции дороги, которые могут быть приведены (рис. 1) к силе  $P_{fk}$ , действующей в диаметральной плоскости колеса, и боковой силе  $P_{bk}$ , действующей перпендикулярно к диаметральной плоскости колеса. Равнодействующая этих двух сил  $R_n$  действует в зоне контакта шины с опорной поверхностью и направлена под углом  $\gamma$  к направлению движения в сторону центра поворота. При этом как

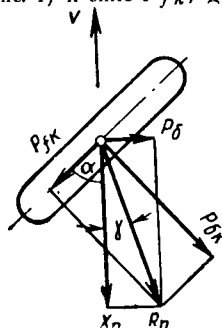


Рис. 1. Схема сил, действующих на направляющее колесо, катящееся под углом  $\alpha$  к направлению движения.

величина силы  $R_n$ , так и направление ее действия изменяются в широких пределах в зависимости от момента сопротивления повороту автомобиля, который может быть выражен

$$M_{сп} = (X'_k - X''_k) \frac{B}{2} + \frac{2}{3} \left( \frac{\mu_k a_k^2}{b_k} Z_k + \frac{\mu_n a_n^2}{b_n} Z_n \right) + Z_n \varphi_y L + \frac{v_k^2 G_a a}{g R_{нов}}, \quad (1)$$

где  $X'_k$  и  $X''_k$  — движущие силы ведущих колес соответственно внутреннего по отношению к центру поворота и наружного;

$\mu_k$  и  $\mu_n$  — переменные коэффициенты сцепления шин ведущих и направляющих колес с дорогой, зависящие в основном от радиуса поворота  $R_{пов}$  и скорости  $v_k$ ;

$a_k$  и  $b_k$  — большая и малая оси эллипса контакта шины ведущего колеса с дорогой;

$a_n$  и  $b_n$  — большая и малая оси эллипса контакта шины направляющего колеса с дорогой;

$Z_k$  и  $Z_n$  — вертикальные нагрузки соответственно на ведущие и направляющие колеса;

$\varphi_y$  — коэффициент сцепления шины с дорогой в боковом направлении;

$v_k$  — скорость движения средней точки задней оси автомобиля;

$a$  — продольная координата центра тяжести автомобиля;

$G_a = Z_k + Z_n$  — вес автомобиля с грузом.

Сила  $R_n$ , а следовательно, и сила  $X_n$  изменяются в зависимости от трения в дифференциале и сцепления ведущих колес с дорогой, эксплуатационных свойств шин, распределения веса автомобиля с грузом по осям и скорости движения.

Взаимодействие направляющего колеса с дорогой при повороте автомобиля может быть охарактеризовано схемой сил, изображенной на рис. 2:

$$X_n = P_{fk} \cos \alpha + P_{bk} \sin \alpha; \quad (2)$$

$$P_b = P_{bk} \cos \alpha - P_{fk} \sin \alpha; \quad (3)$$

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{P_b}{X_n} = \frac{P_{bk} - P_{fk} \operatorname{tg} \alpha}{P_{fk} + P_{bk} \operatorname{tg} \alpha}. \quad (4)$$

Рассмотрим, в каких пределах возможны изменения сил  $P_{fk}$  и  $P_{bk}$  в зависимости от угла  $\alpha$  (рис. 3) при постоянном значении силы  $X_n$ .

Сила  $P_{fk}$  имеет минимальное значение при  $\alpha = 0^\circ$ , когда  $P_{fk} = P_{f0} = X_n$  и  $P_{bk} = 0$ . При качении колеса под углом шина получает боковую и угловую деформации, а элементы протектора шины, находящиеся в зоне ее контакта с опорной поверхностью, начинают проскальзывать по последней. Деформация

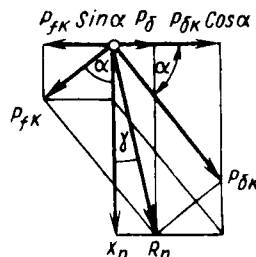


Рис. 2. Расчетная схема сил, действующих на колесо, катящееся под углом  $\alpha$  к направлению движения.

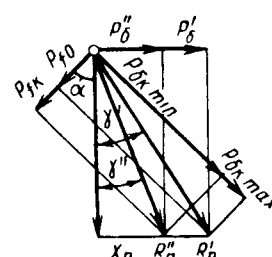


Рис. 3. Схема определения предельных значений сил  $P_{fk}$  и  $P_{bk}$ .

шины при качении колеса под углом к продольной оси автомобиля является основной причиной роста силы  $P_{fk}$  с увеличением угла  $\alpha$  [4], [5].

В соответствии со схемой сил, изображенной на рис. 3, при постоянных значениях  $X_n$  и  $\alpha$  боковая сила колеса  $P_{bk}$  при минимальном и максимальном значениях силы  $P_{fk}$  может иметь соответственно следующие предельные значения:

$$P_{bk \max} = \frac{X_n - P_{f0} \cos \alpha}{\sin \alpha}; \quad (5)$$

$$P_{bk \min} = \frac{X_n - P_{fk} \cos \alpha}{\sin \alpha}. \quad (6)$$

Воспользовавшись уравнением (2), выразим зависимость  $X_n = X_n(P_{fk}, P_{bk}, \alpha)$  в дифференциальной форме:

$$dX = dP_{fk} \cos \alpha + dP_{bk} \sin \alpha. \quad (7)$$

Проинтегрировав это выражение в определенных выше возможных пределах изменения этих сил, после некоторых преобразований определим значения  $P_{fk}$  и  $P_{bk}$ :

$$P_{fk} = \frac{X_n - P_{f0} (1 - 2 \cos \alpha)}{2 \cos \alpha}; \quad (8)$$

$$P_{bk} = \frac{X_n + P_{f0} (1 - 2 \cos \alpha)}{2 \sin \alpha}. \quad (9)$$

Следовательно, при угле поворота направляющего колеса и величине силы  $X_n$  по формулам (8) и (9) можно определить силы  $P_{fk}$  и  $P_{bk}$ . Максимально предельные значения этих сил обуславливаются сцеплением направляющих колес с дорогой.

По данным экспериментальных исследований, проведенных на установке с шинами 6,5—20 при давлении воздуха в них 1,7 кг/см<sup>2</sup> и радиальных нагрузках 375, 531,5 и 664 кг, установлено, что как на асфальте, так и на грунтовой дороге и на стерне изменение силы  $X_n$  в зависимости от угла  $\alpha$  при постоянной скорости движения происходит по прямолинейной зависимости

$$X_n = P_{f0} + a \operatorname{tg} \psi, \quad (10)$$

где  $\psi$  — угол наклона прямой к оси ординат (рис. 4).

На асфальте, например, при радиальной нагрузке на колесо 531,5 кг сила сопротивления качению  $P_{f0} = 9,5$  кг и  $\lg \psi = 0,965$ , т. е.

$$X_n = 9,5 + 0,965 \alpha.$$

В общем случае движения автомобиля на повороте сила  $X_n$ , как уже было отмечено, зависит не только от угла  $\alpha$ , но и от

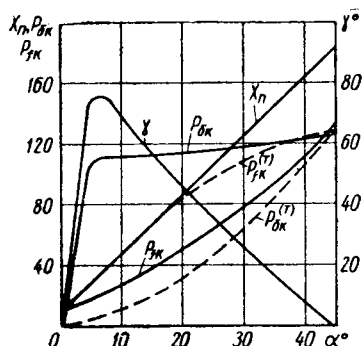


Рис. 4. Функциональные зависимости сил  $X_n$ ,  $P_{fk}$ ,  $P_{bk}$  и угла  $\gamma$  от угла поворота направляющего колеса  $\alpha$  [(T) — по Я. Табореку].

момента сопротивления повороту автомобиля  $M_{cn}$ , т. е.  $X_n = X_n(M_{cn})$ . Таким образом, формулы (8) и (9) примут вид

$$P_{fk} = \frac{X_n(M_{cn}) - P_{f0}(1 - 2 \cos \alpha)}{2 \cos \alpha};$$

$$P_{bk} = \frac{X_n(M_{cn}) + P_{f0}(1 - 2 \cos \alpha)}{2 \sin \alpha}.$$

Воспользовавшись имеющимися экспериментальными зависимостями  $X_n = X_n(\alpha)$ , а также зависимостями (2), (3), (4), (8), (9), полученными аналитическим путем, нанесем на график (рис. 4) следующие зависимости:

$$X_n = X_n(\alpha), \quad P_{fk} = P_{fk}(\alpha),$$

$$P_{bk} = P_{bk}(\alpha) \quad \text{и} \quad \gamma = \gamma(\alpha).$$

Для сравнения построим также зависимости  $P_{fk} = X_n \cos \alpha$  и  $P_{bk} = X_n \sin \alpha$  по Я. Табореку [1]—[3] (на рис. 4 показаны пунктирной линией).

Как видно из рис. 4, характер зависимостей  $P_{fk} = P_{fk}(\alpha)$  и  $P_{bk} = P_{bk}(\alpha)$  по Я. Табореку значительно отличается от полученных аналогичных зависимостей. Несложные расчеты показывают, что при таком характере зависимостей силы  $P_{fk}$  и  $P_{bk}$  не могут обеспечить надежного изменения направления движения автомобиля особенно при небольших углах поворота направляющих колес ( $\alpha = 0 \div 15^\circ$ ).

### Выводы

1. При качении направляющего колеса под углом  $\alpha$  к направлению движения (продольной оси автомобиля) на него действуют со стороны дороги элементарные реакции, которые с достаточной точностью можно свести к силе  $P_{fk}$  (в диаметральной плоскости колеса) и  $P_{bk}$  (перпендикулярно к диаметральной плоскости колеса), результирующая которых  $R_n$  действует в зоне контакта шины с дорогой и направлена под углом  $\gamma$  к направлению движения (продольной оси автомобиля) в сторону центра поворота.

2. Сила  $P_{fk}$  с увеличением угла  $\alpha$  при постоянной скорости движения нарастает достаточно равномерно на всем диапазоне поворота колеса от  $\alpha = 0^\circ$  до  $\alpha = 45^\circ$ .

3. Боковая сила колеса  $P_{bk}$  при его повороте до  $5^\circ$  нарастает весьма интенсивно; при дальнейшем повороте колеса рост этой силы незначителен. Такой характер изменения боковой силы колеса  $P_{bk}$  вместе с равномерным нарастанием силы  $P_{fk}$  обеспечивает надежный поворот колесной машины даже при небольших отклонениях направляющих колес от нейтрального положения.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Таборек Я. Механика автомобиля, Машгиз, М., 1960.
2. Taborek J. J. Steering Forces and Stability. Machine Design, June 27, 1957, № 13.
3. Taborek J. J. Cornering and Directional Control. Machine Design, June, 1957, № 12.
4. Гаспарьянц Г. А. Боковой увод автомобильного колеса. «Вопросы машиноведения», Изд-во АН СССР, М., 1950.
5. Фаробин Я. Е. О коэффициенте качения колеса с шиной при уводе. Сб. «Конструирование, исследования испытания автомобилей». Машгиз. М. 1955.

УДК 629.11.014.5

## Некоторые вопросы управляемости автомобилей<sup>1</sup>

(Вторая часть)

Кандидаты техн. наук Л. Л. ГИНЦБУРГ, Б. М. ФИТТЕРМАН

НАМИ

**ПОПЕРЕЧНЫЙ** угол наклона шкворня и радиуса стабилизации влияет на управляемость автомобиля следующим образом: поперечный угол наклона шкворня  $\beta$  имеет вспомогательное значение. Обычно он назначается таким образом, чтобы плечо обкатки  $r$  («радиус стабилизации») находилось в пределах отпечатка шины на дороге. Встречающиеся по пути неровности вызывают дополнительное сопротивление качению и создают благодаря плечу  $r$  момент относительно шкворня, который и передается на рулевое колесо и определяет «чувство дороги». Этот момент не должен быть настолько большим, чтобы удары со стороны дороги создавали неприятные ощущения на рулевом колесе или изнашивали рулевой привод. У современных автомобилей величина плеча колеблется в пределах 40—80 мм для легковых и до 120 мм для грузовых автомобилей. Угол  $\beta$  иногда достигает  $9^\circ$ .

Несоответствие кинематики рулевого привода кинематике подвески. Сход колес обычно связывают с величиной их развала [1]. Величина развала колес в статическом положении устанавливается для компенсации деформации передней оси.

Обычно угол развала назначается в пределах  $0-1^\circ 30'$  при полной нагрузке автомобиля. По мнению В. А. Илларио-

нова [1], сход компенсирует развал и равняется  $\frac{1}{4} - \frac{1}{6}$

развала в угловых единицах, что обеспечивает минимальный износ шин. По мнению Г. Фрейденштейна [2], износ шин, возникающий из-за развала, не компенсируется сходом, и наименьший износ шин происходит при нулевых значениях развала и схода (в движении). Ошибки развала значительно меньше сказываются на износе, чем ошибки схода [3].

Кинематику рулевого привода не всегда можно увязать так с кинематикой подвески, чтобы направление качения колес не зависело от хода подвески. У автомобилей с неразрезны-

<sup>1</sup> Первая часть статьи опубликована в журнале «Автомобильная промышленность», 1964, № 8.

ми осями это несоответствие вызывает одновременный поворот обоих колес, у разрезных — изменение схода.

У зависимых подвесок связь между подвеской и рулевым приводом определяется взаимным расположением шаровых пальцев продольной тяги и точкой крепления рессоры.

По Пархиловскому [4], ось, подвешенная на полуэллиптических рессорах, движется относительно неподдрессированной части по дуге с центром  $O$ , расположенным на расстоянии  $\frac{3}{4} \frac{l_1 + l_2}{2}$  (здесь  $l_1$  и  $l_2$  — расстояния от переднего и заднего ушков до места закрепления рессор на оси), от середины рессоры и  $\frac{3}{2} r'$  радиуса ушка от нейтральной линии коренного

листа вверх.

В некоторых случаях преднамеренно шаровой палец сошки несколько смещают относительно точки  $O$ . Тогда при прогибах подвески из-за несовпадения траекторий, описываемых шаровым пальцем рычага продольной тяги при закреплённой сошке и при закреплённой цапфе, происходит поворот управляемых колес. Если прогиб подвески произошел из-за крена на повороте, а точка качания продольной тяги ( $O$ ) выбрана так, что управляемые колеса поворачиваются в сторону крена, увеличится радиус кривизны траектории и недостаточность поворачиваемости автомобиля. Положение точки  $O$  можно выбрать так, что, наоборот, увеличится поворачиваемость.

Взаимное расположение пальцев сошки и поворотной цапфы следует учитывать также с точки зрения склонности автомобиля к колебаниям. У автомобилей с зависимой подвеской при ходе левого колеса вверх жирокопический момент стремится повернуть его относительно шкворня вправо. Если рулевой привод способствует этому, возможно возникновение колебаний.

При необходимости корректирования недостаточности поворачиваемости этим методом положение шаровых пальцев и длина тяги выбираются так, чтобы при кренах вправо и влево несовпадение траекторий шарового пальца и тяги было одинаковым. Прибегать к такому методу корректирования управляемости следует только в крайних случаях и в ограниченной степени, так как это ведет к влиянию управляемых колес при переезде препятствий левым колесом, если руль расположен слева.

У независимой передней подвески на поперечных рычагах выбор положения шаровых пальцев тяги, соединяющей поддрессированную часть автомобиля с неподдрессированной, значительно более сложен.

Длина верхнего рычага подвески обычно меньше длины нижнего рычага, и поэтому все точки цапфы (стойки), кроме точек крепления, движутся по траекториям с переменной кривизной. Из-за этого невозможно найти такое положение центра шарнира рулевой тяги, расположенного на поддрессированной части (точка  $O$ ), при котором во время хода подвески колеса не поворачиваются. Наименьший поворот возникает при расположении точки  $O$  в центре кривизны траектории шарового пальца рычага цапфы (точка  $O$ , рис. 1, а) при полной статической нагрузке автомобиля [5].

Если точку  $O$  опустить относительно этого центра за счет поворота колес вокруг шкворня при крене, поворачиваемость уменьшится, если поднять, — увеличится.

Кроме чисто эмпирического, имеются два способа нахождения точки  $O$  для подвески на поперечных рычагах. Приближенный [6], но простой способ основан на том, что колея колес считается постоянной, а при ходе подвески плоскость колеса только поворачивается на некоторый угол относительно точки касания шины с дорогой.

Тогда элементарные кинематические соотношения приводят к такой зависимости:

$$h \cdot l' = Hl',$$

где  $H$  — высота расположения верхнего рычага;

$h$  — высота расположения бокового звена поперечной тяги;

$l'$  — длина верхнего рычага;

$l''$  — длина бокового звена поперечной тяги.

Это уравнение есть уравнение гиперболы с координатами  $h$  и  $l''$ , определяющими оптимальное положение шарового пальца бокового звена поперечной тяги, расположенного на поддрессированной части автомобиля. Гипербола проходит через шарниры рычагов подвески на кузове.

Имеется более точный способ определения положения точки  $O$ , но он может быть рекомендован только как графический [6].

Шарнирный четырехугольник, показанный на рис. 1, б, образуемый рычагами подвески, стойкой и кронштейном кузова, имеет произвольные размеры, на рис. 1, в рычаги параллельные, на рис. 1, г шаровой палец рычага цапфы лежит на уровне шарового пальца нижнего рычага.

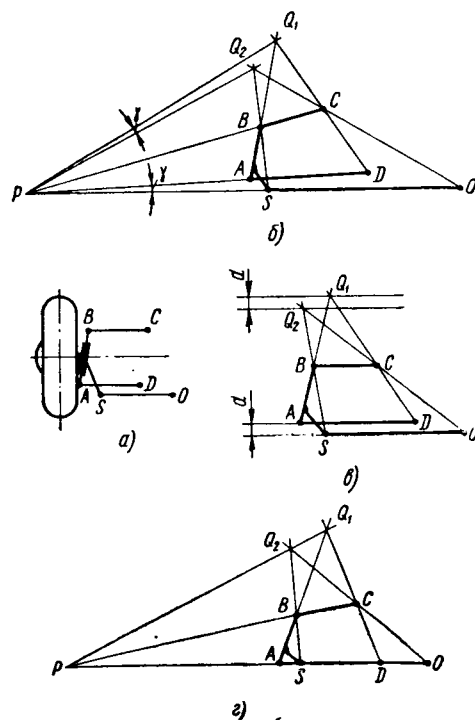


Рис. 1. Графический метод определения положения центра кривизны траектории пальца рычага трапеции.

Для нахождения точки  $O$  в первом случае необходимо провести следующие построения.

Линии  $BC$  и  $AD$  продлеваются до пересечения в точке  $P$ , а линии  $AB$  и  $CD$  — до пересечения в точке  $Q_1$ . Затем проводится линия через точки  $P$  и  $S$ . Точка  $S$  является центром шарнира рычага цапфы. Затем измеряется угол  $\gamma$  и откладывается у линии  $PQ_1$ , как показано на рисунке. На пересечении с линией  $SB$  находится точка  $Q_2$ . Точка  $O$  является пересечением продолжения линий  $Q_2C$  и  $PS$ .

В частном случае, когда рычаги подвески параллельны, точка  $Q_2$  находится на пересечении продолжения линии из точки  $S$  с линией, параллельной рычагу  $AD$  и проходящей на расстоянии  $d$  от точки  $Q_1$ .

Если точка  $S$  лежит на уровне рычага  $AD$ , угол  $\gamma=0$  и точка  $Q_2$  лежит на линии  $PQ_1$ .

В зависимости от взаимного расположения точки  $O$  и точки крепления звена поперечной тяги возможно получить ту или иную картину изменения схода в зависимости от прогиба подвески и, следовательно, ту или иную степень поворачиваемости автомобиля.

На рис. 2—4 приведены кривые изменения схода при ходе сжатия подвески для ряда автомобилей.

У легких грузовых автомобилей GMC (рис. 4) при крене наружное и внутреннее колеса поворачиваются в сторону крена (расхождение при ходе сжатия, сход при ходе отбоя). У более тяжелых грузовых автомобилей поворот внутреннего колеса также происходит в сторону крена. Наружное колесо вначале не поворачивается, так как траектории шаровых пальцев рычага трапеции и рулевой тяги почти совпадают при ходе сжатия.

У большинства легковых автомобилей, характеристики которых приведены на рис. 2—4, зависимость схода от хода подвески в общих чертах такая же, как у легкого грузового автомобиля. Исключение составляют автомобили Форд Таунус и «Волга», у которых сход мало зависит от хода подвески в диапазоне от веса в снаряженном состоянии до веса с полной нагрузкой. У автомобиля «НСУ-Принц II» сход колес увеличивается при ходе сжатия.

На этих рисунках также нанесены графики изменения продольных углов наклона для легковых автомобилей с независимой передней подвеской.

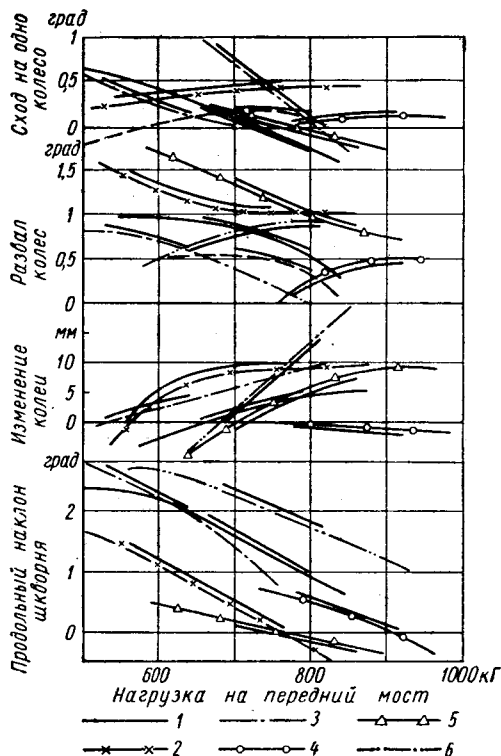


Рис. 2. Изменение параметров установки управляемых колес некоторых легковых автомобилей малого и среднего класса в зависимости от хода подвески:

1 — Воксхолл-Креста; 2 — Мерседес-220 SE; 3 — «Москвич-407»; 4 — «Волга»; 5 — Форд-Зодиак; 6 — Фиат-2100.

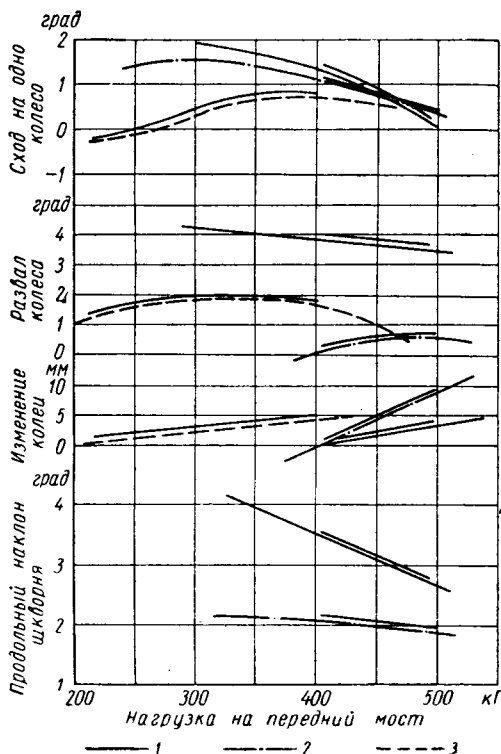


Рис. 3. Изменение параметров установки управляемых колес некоторых легковых автомобилей высокого класса выпуска 1958—1959 гг. в зависимости от хода подвески:

1 — Гогомобиль Т-700; 2 — Остин А-40; 3 — НСУ-Принц II.

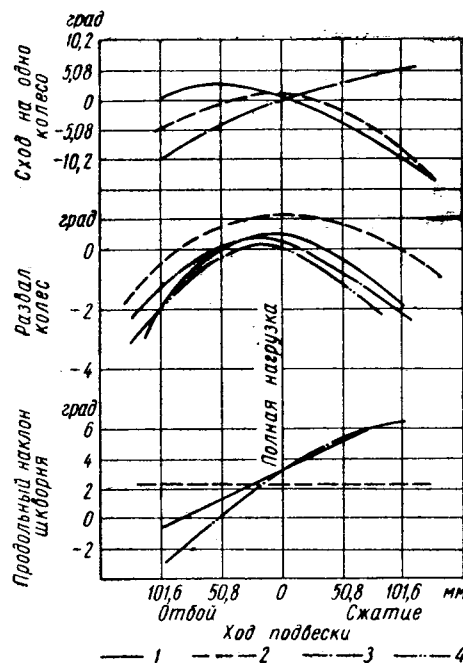


Рис. 4. Изменение параметров установки управляемых колес некоторых американских автомобилей выпуска 1961—1962 гг.: 1 — GMC грузоподъемностью 1/2; 1/4 т; 2 — GMC грузоподъемностью 2,5 т; 3 — «Плимут» (легковой автомобиль 1961 г.); 4 — «Велиант» (1961 г.).

В табл. 1 приведены интервалы изменения этих углов при нагрузке автомобилей от снаряженного состояния до полной нагрузки. Данные были получены по результатам испытаний лаборатории шин НАМИ по одному автомобилю каждой модели (кроме данных по GMC и Плимут).

Таблица 1

Вес снаряженного автомобиля в кг	Модель	Изменение продольного угла в град	Изменение развала в град	Изменение колеи в мм	Изменение схода в град
510	НСУ-Принц II*	—	0,33	3	0,66
640	Гогомобиль Т-700	—2	0,33	3	0,66
760	Остин А-40	—0,33	0,41	10	0,66
990	Москвич-407*	—0,5	0,33	4	0,5
1200	Воксхолл-Креста	—0,83	0,25	4	0,33
1270	Фиат-2100	—0,58	0,25	12	0,33
1280	Форд Зодиак	—0,66	0,66	10	0,1
1490	«Волга»	—0,41	0,33	1,5	0,1
	GMC 1/2 т	+2	2,5	—	—
	Мерседес-Бенц 220 SE	—	1,5	0	0,33
1580	Фейрлайн Форд	—2	0,25	6	0,83
	Плимут 1961 г.	+2	1,5	10	—

У грузовых автомобилей GMC 1/2 т с независимой передней подвеской и легковых автомобилей «Плимут» 1961 г. продольный угол наклона в соответствии с графиками на рис. 4 увеличивается при ходе сжатия, что уменьшает «клевики» при торможении.

Поворот задних колес вокруг вертикальной оси также существенно влияет на устойчивость автомобиля.

Наклон рессор можно выбрать таким, что при крене мост будет поворачиваться в сторону, противоположную крену, что способствует увеличению недостаточности поворачиваемости. Для этого необходимо передний конец рессоры опустить.

К сожалению, у легковых автомобилей при этом увеличивается «приседание» (осадка задней части) автомобиля при трогании.

Соотношение между силой тяги и величиной приращения нагрузки на задние колеса определяется из уравнения моментов

$$P_m h_g = \Delta G_2 (a + b),$$

где  $P_m$  — сила тяги;  
 $h_g$  — высота центра тяжести;  
 $\Delta G_2$  — приращение нагрузки на задние колеса;  
 $a$  и  $b$  — расстояния от передней и задней осей до центра тяжести.

Если мгновенный центр вращения кузова относительно задней подвески расположен на линии действия равнодействующей  $R$ , автомобиль не будет осаживаться при трогании с места.

В конструкции с полуэллиптическими рессорами этого сделать не удастся, и автомобиль всегда при трогании осаживается.

Нахождение точного положения мгновенного центра является сложной задачей, так как в момент трогания с места рессора испытывает сложную деформацию под действием вертикальной и горизонтальной нагрузок и крутящего момента. Возможность увеличения недостаточности поворачиваемости за счет поворота заднего моста вокруг вертикальной оси ограничена еще рядом причин.

Дело в том, что поворот заднего моста автомобиля, возникающий не от центробежной силы на повороте, а при переезде препятствий одним колесом, вызывает изменение направления движения всего автомобиля, как и в случае управляемой задней оси [7], что вызывает изменяющуюся по направлению боковую реакцию на задние колеса. Это приводит к тем же результатам, что и при  $\frac{p^2}{ab} > 1$ .

Кроме того, при движении по дороге с боковым уклоном задний мост выбегает в сторону крена.

Наклон колеса к дороге определяется конструкцией направляющего аппарата подвески, и поэтому последний оказывает существенное влияние на степень поворачиваемости автомобиля и устойчивость его движения. С этой точки зрения наиболее распространенные схемы подвески можно разделить на три типа:

- 1) колесо качается в продольной плоскости автомобиля;
- 2) колесо качается в плоскости, перпендикулярной к оси автомобиля;
- 3) колесо качается в плоскости, расположенной под углом к ней.

Внутри каждого типа различаются несколько конструктивных схем.

Передние подвески выполняются таким образом, чтобы при крене кузова плоскости колес наклонялись в сторону крена. Такой наклон поворачивает отпечаток шины в сторону крена и уменьшает поворачиваемость автомобиля [8], [9]. У задних подвесок по этим же соображениям при крене кузова плоскости колес, если и поворачиваются относительно дороги, то в сторону, противоположную крену.

На рис. 2—4 приведены графики изменения этих параметров для ряда легковых автомобилей и грузовиков автомобилей ГМС. У легких грузовых автомобилей ГМС изменение колес за ход подвески составляет 6,35 мм.

Автомобили Воксхол Креста, Мерседес-Бенц 20, Фиат 2100, «Волга», «НСУ-Принц II», Остин А-40, «Москвич-407», ГМС имеют подвески на поперечных рычагах разной длины. Автомобили Гогомобиль-700, Форд-Таунус М17, Форд Зодиак — подвески рычажно-свечные.

Колебания величин, определяющих установку колес, а также колеи должны рассматриваться в основном в зоне от веса снаряженного автомобиля до веса с полной нагрузкой, поскольку это охватывает нормальный диапазон работы подвески. Такие сведения приведены в табл. 1.

Из табл. 1 видно, что в основном конструкторы стремятся сохранить постоянный сход и уменьшить изменчивость колеи, причем у автомобилей с более мягкими шинами допускается большее изменение колеи. При этом довольно значительно меняются развал и наклон шкворня назад.

На изменение угла развала при ходе подвески влияют следующие конструктивные факторы:

- 1) соотношение длин рычагов;
- 2) соотношение длин стойки поворотного кулака и нижнего рычага;
- 3) углы наклона верхнего и нижнего рычагов в статическом положении;
- 4) абсолютные значения длин рычагов и стойки;
- 5) направление осей рычагов в горизонтальной плоскости.

Изменение длины верхнего рычага оказывает большее влияние на характер протекания кривой изменения угла развала, чем изменение соотношения между длинами стойки и нижнего рычага. Это показано диаграммой на рис. 5 для автомобиля «Плимут».

Из графиков следует, что с увеличением разницы длин верхнего и нижнего рычагов увеличивается диапазон изменения угла крена. Длина верхнего рычага больше влияет на развал, чем длина стойки.

Конструкторы фирмы Крайслер считают, что отношение между длинами рычагов, равное 0,7, является оптимальным,

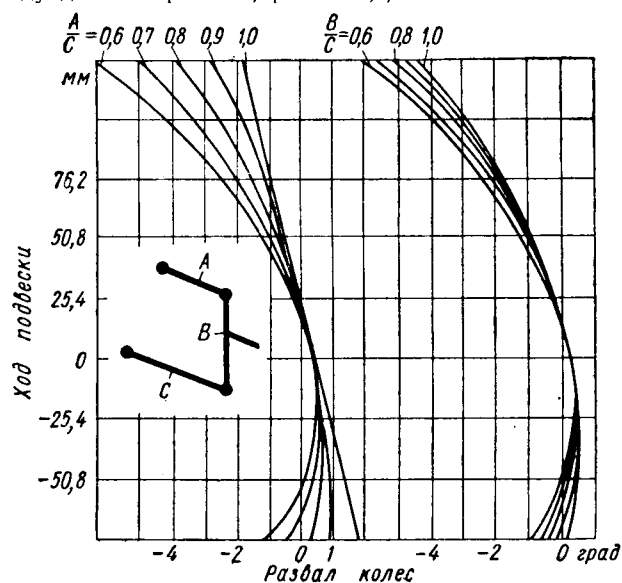


Рис. 5. Влияние соотношения длин элементов подвески на развал колес.

а у конструкторов фирмы Дженерал Моторс это отношение рекомендовано равным 0,66, т. е. обе рекомендации фактически совпадают.

Таблица 2

Марка и модель	Длина верхнего рычага А в мм	Длина нижнего рычага В в мм	Длина стойки С в мм	$\frac{A}{B}$	$\frac{A}{C}$
Воксхол Креста . . . . .	250	380	200	0,66	1,25
Рено Фрегат . . . . .	215	350	200	0,61	1,07
Фиат 600Д . . . . .	145	260	170	0,56	0,85
«Москвич» М-407 . . . . .	200	380	280	0,525	0,71
НЭШ «Рамблер» . . . . .	245	305	200	0,8	1,222
Симка 1000 . . . . .	150	300	200	0,5	0,75
Шевроле Корвеер . . . . .	190	330	215	0,6	0,89
«Волга» . . . . .	200	445	250	0,45	0,8
Воксхол-Виктор ГМС (патент США № 2736570) . . . . .	43	68	39,5	0,72	1,08
				0,64	

Сравнивая средние значения углов развала по классам автомобилей (табл. 1), можно прийти к выводу, что с увеличением веса и класса автомобилей угол развала уменьшается. Для автомобилей малого класса средний угол развала составляет 1,22°, для полусреднего 0,72°, среднего 0,50°, высокого 0,42°. То же можно сказать об автомобилях фирмы Крайслер «Вэлиант» и «Плимут». Они имеют однотипную подвеску, но автомобиль «Вэлиант» существенно легче и его углы развала при деформации пружин растут больше, чем у автомобиля «Плимут».

Влияние положения центра крена передней и задней подвесок. Считается<sup>1</sup>, что у современного легкового автомобиля с независимой передней подвеской передний центр крена должен быть расположен у поверхности дороги. Повышение центра крена приводит к уменьшению момента, создающего крен, снижение — к его увеличению.

Конструктивно положение центра крена у автомобиля с подвеской на поперечных рычагах задается направлением рычагов подвески, что влияет на изменение углов развала при ходе подвески, кроме того, высокое расположение центра крена может вызывать подъем кузова вверх вследствие наличия

<sup>1</sup> На автомобиле Хиллими-ИМП сделано наоборот.



вертикальной составляющей боковых сил, действующих со стороны рычагов на кузов автомобиля. По этим причинам выбор положения центра крена должен основываться не только на желательной степени «креновой жесткости» (угловой жесткости).

На рис. 6 показаны колебания высоты переднего центра крена  $\tau$  в зависимости от перемещения колес для некоторых моделей автомобилей фирмы Крайслер (США).

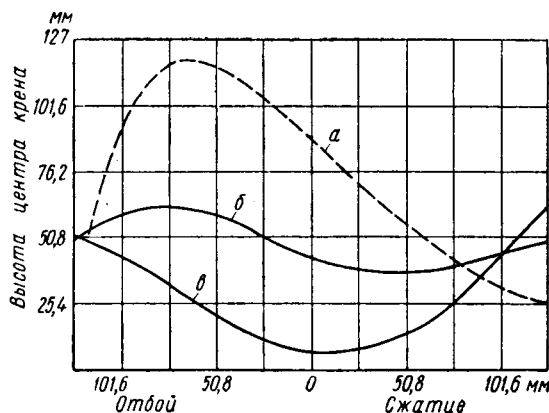


Рис. 6. Зависимость высоты центра крена от хода подвески автомобилей «Плимут» 1961 г. (а), «Нью-Йоркер» 1956 г. (б) и «Велиант» 1961 г. (в).

У более тяжелых моделей («Нью-Йоркер» и «Плимут») за счет изменения рычагов подвески принято более высокое расположение центра крена, что сделано с целью уменьшить крен.

Однако последующие опытные модели автомобилей были выполнены с другими характеристиками, так как связанный с высоким расположением центра крена «подъем» кузова под действием боковых сил неприятно сказывался на ощущениях пассажиров и одновременно уменьшал «креновую жесткость», чего как раз хотели избежать. На рис. 6 наиболее интересна кривая автомобиля «Велиант». Повышение центра крена у этого автомобиля происходит только при больших ходах подвески и симметрично для ходов сжатия и отбоя.

По данным фирмы, кривая этого типа обеспечивает наибольшую устойчивость при движении по волнистой дороге с большим количеством поворотов.

Фирма Джeneral Моторс рекомендует мгновенный центр качения  $P$  колеса иметь на линии поверхности дороги на расстоянии около двух размеров колеи (порядка 3000 мм) от точки контакта шины с дорогой. Это достигается тем, что угол наклона верхнего рычага к плоскости дороги в 2 раза больше, чем у нижнего. Фирма Крайслер рекомендует располагать мгновенный центр качения колеса несколько выше.

На величину изменения всех углов установки у передних независимых подвесок третьего типа влияет расположение осей рычагов подвески в горизонтальной плоскости.

Фирма Джeneral Моторс в своем патенте [10] на переднюю разрезную ось считает, что направление осей рычагов следует выбирать так, чтобы при наезде одним колесом на неровность подъем кузова был минимальным. Это достигается при условии, что продолжение осей рычагов пересекает заднюю ось автомобиля над отпечатком колес задних шин на дороге. При этом плечо, относительно которого поднимается кузов, оказывается максимальным.

Изменение направления качения колес за счет наклона их плоскости возможно и для задних колес при независимой подвеске. У независимых подвесок при крене кузова плоскости симметрии колес остаются неподвижными.

В схемах с разрезным задним мостом в зависимости от взаимного расположения центра крена поддресоренных масс и точек крепления чулков моста плоскость колес при крене кузова может наклоняться в ту или иную сторону, способствуя изменению поворачиваемости [9].

Обычно этот угол наклона невелик и составляет  $5'-20'$  на  $1^\circ$  крена кузова, но как бы мал он ни был, наклон бывает направлен в сторону увеличения недостаточной поворачиваемости.

На некоторых последних моделях легковых автомобилей в конструкциях задних подвесок применяются дополнительные пружинящие элементы, которые способствуют уменьшению креновой жесткости («дестабилизаторы»). У автомобиля Порше, например, в качестве дестабилизатора применяется пластинчатая однолистовая поперечная рессора, в средней части закрепленная на кузове, а концами — у колес.

При подъеме одного из колес или обоих одновременно работают как рессоры, так и «дестабилизатор». При крене «дестабилизатор» не работает, и поэтому «креновая жесткость» задней подвески определяется только жесткостью основных рессор.

На рис. 7 изображена схема автомобиля, к центру тяжести которого приложена боковая сила. Момент, вызывающий крен поддресоренных частей относительно неподдресоренных, определяется по формуле (9) (первая часть)

$$M_{кр} = G_n \cdot h_{кр} \left( \frac{j_y}{g} + \sigma \right),$$

где  $h_{кр}$  — расстояние от центра тяжести поддресоренных масс до линии, соединяющей передний и задний центры крена;

$\sigma$  — угол крена;

$G_n$  — вес поддресоренных масс;

$j_y$  — боковое ускорение;

$g$  — ускорение силы тяжести.

Противодействие подвески определяется по формуле

$$M_{кр} = \sigma (c_1 + c_2),$$

где  $c_1$  и  $c_2$  — «креновые жесткости» передней и задней подвесок.

При заданном угле крена жесткость передней подвески можно выразить уравнением

$$c_1 = \frac{M_{кр} - \sigma c_2}{\sigma}.$$

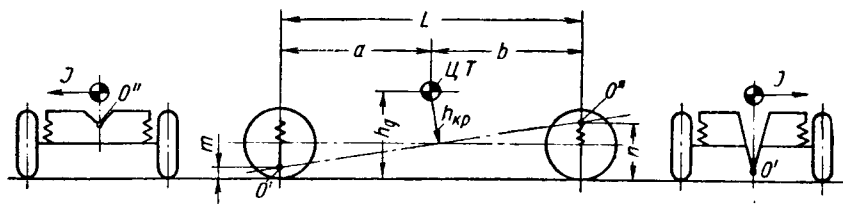


Рис. 7. Схема определения величины момента крена автомобиля.

Величина перераспределенной нагрузки от действия боковой силы, приложенной к центру тяжести, на передних колесах определится по формуле (6) (первая часть)

$$\Delta G_1 = \frac{1}{B_1} \left[ c_1 \sigma + \frac{G_n}{g} j_y \frac{b}{L} m + M_{н_1} \right] = \frac{1}{B_1} \left[ M_{кр} - \sigma c_2 + \frac{G_n}{g} j_y \frac{b}{L} m + M_{н_1} \right];$$

на задних

$$\Delta G_2 = \frac{1}{B_2} \left[ c_2 \sigma + \frac{G_n}{g} j_y \frac{a}{L} n + M_{н_2} \right],$$

где  $M_{н_1}$  и  $M_{н_2}$  — опрокидывающие моменты, создаваемые силами инерции неподдресоренных масс переднего и заднего моста соответственно;

$m$  и  $n$  — высота переднего и заднего центров крена;

$B_{1,2}$  — колея передних и задних колес.

Из приведенных формул следует, что с уменьшением «креновой жесткости» задней подвески уменьшается перераспределение веса сзади и увеличивается спереди.

Поскольку боковой занос начинается обычно из-за потери сцепления внутренним задним колесом, введение дестаби-

заторов увеличивает устойчивость автомобиля против заноса. Кроме того, с увеличением перераспределения нагрузки на передней оси уменьшается ее сопротивляемость уводу и увеличивается недостаточность поворачиваемости автомобиля.

Таким образом, устойчивость и управляемость автомобиля зависят от очень большого числа конструктивных особенностей и параметров автомобиля.

В связи с этим представляется, что комплексный анализ этих факторов может быть проведен только с применением счетно-решающих машин. Предварительно необходимо глубокое изучение количественного влияния каждого из перечисленных факторов на эти свойства автомобилей.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Илларионов В. А. Углы установки и стабилизации управляемых колес автомобиля. Автотрансиздат, 1958.
2. Freidenstein G. «ATZ», 1963, № 5.

3. Голубков В. С., Кнороз В. И., Стрюков И. Л. «Автомобильная промышленность», 1961, № 8.

4. Пархилковский И. Г. Автомобильные листовые рессоры, Машгиз, 1954.

5. Forkel D. «Ein Beitrag zur Auslenkung von Fahrzeuglenkungen» DKF, 1961, № 145.

6. Baier W. H. «SAE preprint», 218A. 1960.

7. Певзнер. Теория устойчивости автомобиля. Машгиз, 1947.

8. Горелик А. М. «Условия устойчивости движения автомобиля». Труды НАМИ, вып. 71, Машгиз, 1953.

9. Роттенберг Р. В. Подвеска автомобиля и его колебания. Машгиз, 1960.

10. Crane H. M. (Корпорация Дженерал Моторс). Независимые пружинные подвески для управляемых колес. Патент США № 2736570 23.02.1956.

УДК 629.11.012.3.001.1

## Уточнение теории определения потери скорости ведущего автомобильного колеса

Канд. техн. наук М. И. ПОГОСБЕКОВ

Кубанский сельскохозяйственный институт

ПРИ работе автомобиля значительная часть мощности двигателя затрачивается на качение колес, особенно при движении по деформируемым грунтам.

Часть потерь в ведущих колесах расходуется на их буксование. Поэтому актуально проведение исследований с целью совершенствования конструкции пневматических шин для снижения отмеченных потерь.

В современной теории считаются общепринятыми следующие зависимости, характеризующие процесс качения ведущего колеса:

$$v_T = r_d \omega_k; \quad (1)$$

$$\eta_b = \frac{r_k}{r_d}; \quad (2)$$

где  $v_T$  — поступательная скорость движения центра колеса при отсутствии буксования;

$r_d$  — динамический радиус колеса;

$r_k$  — радиус качения колеса, определяемый по пути, проходимому центром колеса, и числу оборотов на этом пути;

$\eta_b$  — к.п.д., характеризующий потери мощности от буксования колес.

Качение жесткого колеса по почве сопровождается сложными явлениями [1]—[3], отличными от явлений, происходящих при качении по твердой поверхности. Значительное различие наблюдается между качением жесткого колеса и качением пневматической шины.

Параметры работы ведущего колеса с пневматической шиной должны устанавливаться с учетом различия пневматической шины колеса от жесткого колеса. Основным отличием является упругость шины.

Шина деформируется в радиальном и тангенциальном направлениях. Однако на длину беговой дорожки шины влияет главным образом тангенциальная деформация. Для шины низкого и сверхнизкого давлений характерна большая радиальная деформация, что существенно уменьшает динамический радиус колеса, при его качении по твердой поверхности. Такое уменьшение динамического радиуса практически не уменьшает длину беговой дорожки шины и путь, пройденный центром колеса за один оборот при качении без буксования. Из этого следует, что динамический радиус колеса с пневматической шиной, являющийся силовым радиусом колеса, не может характеризовать качение колеса без буксования.

Исходя из этого, уравнения (1) и (2) следует уточнить, представив их в следующем виде:

$$v_T = r_{k0} \omega_k, \quad (3)$$

$$\eta_b = \frac{r_k}{r_{k0}}, \quad (4)$$

где  $r_{k0}$  — радиус качения колеса без буксования.

Уравнения (3) и (4) действительны для качения жесткого и упругого колес по твердой поверхности и почве.

При проведении экспериментов теория должна обеспечивать возможность подсчета исследуемых параметров приближенно или точно в зависимости от задачи исследования. Для приближенного определения скорости движения колеса без буксования можно в уравнение (3) подставлять не только динамический радиус, но и статический радиус колеса.

Тангенциальная деформация шины, как известно, зависит от крутящего момента, материала шины и других факторов, влияющих на деформацию шины по окружности.

В работах акад. Е. А. Чудакова [4], [5] на основе экспериментального исследования доказано, что во время качения автомобильного колеса без буксования радиус качения при малой величине крутящего момента, приложенного к оси колеса, больше динамического радиуса, а при увеличении крутящего момента становится меньше динамического радиуса. В случае использования шин сверхнизкого давления это соотношение будет изменяться в сторону уменьшения динамического радиуса и увеличения радиуса качения. Поэтому в тех случаях, когда требуется точно определить буксование, необходимо учитывать данную разницу в радиусах колеса и не применять силовой радиус в качестве радиуса качения без буксования.

Скольжение отдельных элементов шины в разное время всегда наблюдается в зоне контакта. Буксование начинается тогда, когда скольжение происходит одновременно по всей поверхности контакта шины с дорогой [4].

Потеря поступательной скорости жесткого колеса происходит только из-за буксования, у пневматической шины имеется еще дополнительная потеря скорости вследствие окружной деформации шины и уменьшения длины ее беговой дорожки.

Потеря скорости от буксования жесткого и упругого колес на основании уравнения (4) наиболее точно определится по формуле

$$\delta = \frac{r_{k0} - r_k}{r_{k0}}. \quad (5)$$

Потерю скорости вследствие деформации шины можно определять, введя коэффициент потери скорости от деформации шины

$$g = \frac{r_0 - r_{к0}}{r_0}, \quad (6)$$

где  $r_0$  — свободный радиус колеса.

При качении пневматической шины низкого давления радиальная деформация шины изменяет динамический радиус, а окружная деформация шины — длину беговой дорожки. Колесо не имеет круглой формы, и поэтому в строгом смысле слова шина низкого давления не является колесом, что видно из рисунка. Радиус качения при отсутствии буксования определяется не радиусом колеса, а длиной беговой дорожки,

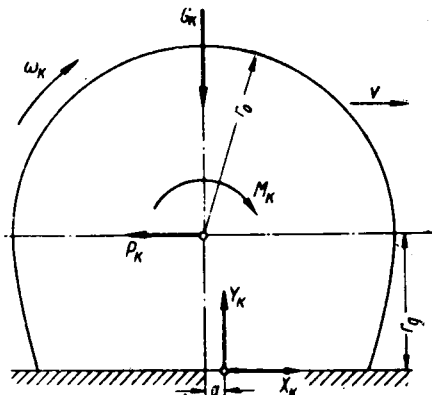


Схема сил и моментов, действующих на ведущее колесо с шиной сверхнизкого давления при установившемся движении на твердой поверхности.

которая состоит из плоскости и криволинейной поверхности. Поэтому установившиеся понятия о колесе и его закономерностях не всегда можно механически переносить на пневматическую шину. Расстояние от центра колеса до опорной поверхности не характеризует радиус качения шины, при котором отсутствуют потери скорости.

С введением радиуса  $r_{к0}$  будут совершенствоваться методы его определения.

На твердой поверхности достаточного трения (сухая шероховатая бетонная поверхность, сухой асфальт) до определенной величины роста силы тяги не будет происходить буксования, и радиус  $r_{к0}$  определится по формуле

$$r_{к0} = \frac{S}{2\pi n_k},$$

где  $S$  — путь, проходимый центром колеса;

$n_k$  — число оборотов колеса на пути  $S$ .

По полученным данным можно строить график  $r_{к0} = \varphi(M_k)$ , отражающий тангенциальную деформацию шины при нормальной весовой нагрузке колеса. При буксовании характер протекания функциональной зависимости изменится, так как нарушится равенство  $r_{к0} = r_k$ .

Для определения радиуса  $r_{к0}$  при движении на почве (особенно на влажных и слабых почвах) предлагается следующий метод в качестве возможного варианта для экспериментальной проверки.

Автомобиль буксируется тягачом, но двигатель автомобиля работает при малом открытии дроссельной заслонки. Крутящий момент, подведенный к колесам, должен быть несколько меньше момента сопротивления качению колес. При этих условиях можно предположить, что качение колес будет происхо-

дить без буксования. Буксование колес устраняется наличием буксирной тяги и малой величиной крутящего момента, подводимого к колесам. Тормозящее действие колес и их скольжение предотвращается включением высшей передачи и регулированием числа оборотов двигателя открытием дроссельной заслонки. Тяговый динамометр, включенный в систему буксировки, должен показывать малое значение силы тяги тягача. Эта сила должна быть меньше силы тяги, возникающей при выключении муфты сцепления автомобиля. Тогда по показанию динамометра (после определения силы  $P_f$  на ведущих колесах) будет видно, при каком открытии дроссельной заслонки наступает качение колеса с нейтрализацией момента и сил сопротивления качению. Равенство крутящего момента и момента сопротивления качению позволяет определить радиус  $r_{к0}$  при отсутствии буксования и скольжения.

Следует отметить исключительную актуальность уточнения методики определения параметров работы ведущего колеса с пневматической шиной в условиях орошаемого земледелия, так как количество колесных машин и объем работы в районах орошаемого земледелия постоянно увеличиваются. В этих условиях наличие грунтозацепов колес практически делает невозможным определение радиуса  $r_{к0}$  или даже динамического радиуса существующими методами (непосредственно измерить радиус при погруженных в почву зацепах трудно).

Предлагаемый метод позволит без применения сложной измерительной аппаратуры определять радиус  $r_{к0}$  по формуле

$$r_{к0} = \frac{S}{2\pi n_{к0}},$$

где  $S$  — длина опытного участка;

$n_{к0}$  — среднее число оборотов ведущих колес на участке  $S$  в процессе буксировки автомобиля.

Радиус качения  $r_k$  подсчитывается по известной формуле

$$r_k = \frac{S}{2\pi n_k},$$

где  $n_k$  — среднее число оборотов ведущих колес при движении автомобиля на опытном участке без буксировки.

Весовая нагрузка колес должна быть постоянной.

В результате буксование автомобиля определяется с достаточной точностью.

## Выводы

1. Потери ведущего автомобильного колеса на буксование должны быть установлены не через динамический радиус, а через радиус, который определяет длину беговой дорожки шины в процессе качения. Это уточнение особенно важно для шин низкого и сверхнизкого давлений.

2. Для более полной характеристики потери поступательной скорости ведущего колеса с шиной низкого давления целесообразно, кроме коэффициента буксования, ввести еще коэффициент потери скорости от деформации шины.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Желиговский В. А. Элементы теории почвообрабатывающих машин и механической технологии сельскохозяйственных материалов. Тбилиси, 1960.
2. Полетаев А. Ф. — «Тракторы и сельхозмашины», 1962, № 8.
3. Полетаев А. Ф. — «Тракторы и сельхозмашины», 1963, № 2.
4. Чудаков Е. А. Качение автомобильного колеса. Изд-во АН СССР. Вып. 9, 1948.
5. Чудаков Е. А. Теория автомобиля, Машгиз, 1950.

# О нагрузках на обод автомобильного колеса

Кандидаты техн. наук И. Н. УСПЕНСКИЙ, К. И. ШУРТЫГИН

Горьковский политехнический институт имени А. А. Жданова

**ПРИ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОМ** исследовании нагрузок на обод автомобильного колеса, проведенном в Горьковском политехническом институте, ставилась лишь сравнительно ограниченная задача — установить характер распределения нагрузок на обод колеса при действии вертикальной и боковой сил. Главный упор делался на качественную оценку вопроса, на более полное изучение механизма передачи на обод колеса усилий, возникающих в контакте шины с дорогой.

Экспериментально исследовался характер распределения нагрузок на обод колеса автомобиля ГАЗ-51 (шина 7,50—20, модель Я-38, обод 5,00 S).

Для этого в ободе колеса устанавливалось 8 датчиков, схема расположения которых показана на рис. 1, а (цифрами отмечены координаты точек их установки).

и опиралось на динамометрическую площадку. Вертикальная нагрузка на колесо создавалась двумя домкратами, которые воздействовали на подвижную раму, опускали ее по направляющим. Величина вертикальной силы регистрировалась динамометрической площадкой и осциллографом МПО-2. Боковая сила на шину создавалась горизонтально расположенным винтом, который смещал динамометрическую площадку относительно неподвижной рамы стенда. Величина боковой силы измерялась с помощью механического динамометра конструкции Н. Г. Токаря.

На рис. 1, б показан характер изменения удельного давления на обод колеса в зависимости от давления воздуха в шине. Из графика следует, что наиболее интенсивно растет удельное давление в точке 3 (рис. 1, а); величина его достигала  $p_6 = 26 \text{ кг/см}^2$  при давлении воздуха в шине  $p_{ш} = 4 \text{ кг/см}^2$ . Отмечался рост удельного давления в точках 2, 7 и 8. Удельное давление в точках 4, 5 и 6 было незначительным. Удельное давление в точке 1 было равно давлению воздуха в шине.

В случае приложения вертикальной нагрузки заметно изменялось давление в точках 2 и 3 (рис. 1, а). В остальных точках оно либо вообще не изменялось, либо изменялось крайне незначительно.

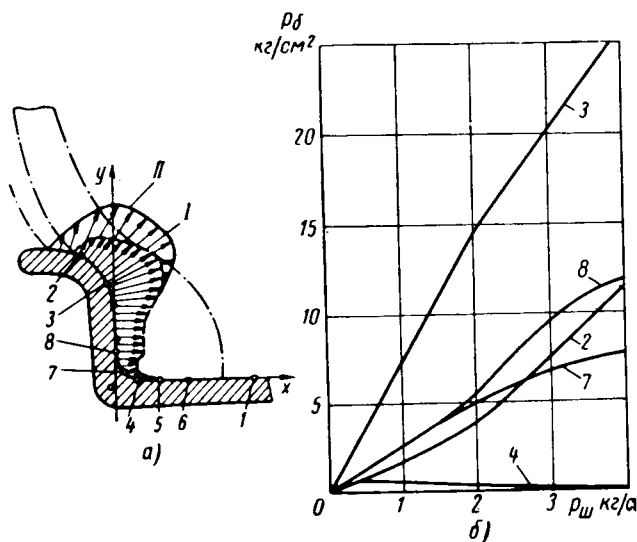


Рис. 1. График удельных давлений и эпюра распределения давлений на обод колеса при отсутствии внешней нагрузки 1 и при действии вертикальной силы 11.

Размеры датчиков не позволили разместить их на одной окружности, и они были рассредоточены по окружности колеса. Места их установки хорошо видны на рис. 1, а.

Схема датчика изображена на рис. 2. Втулка 1 приварена к ободу колеса 2. В отверстие втулки входит стержень 3, торец которого, соприкасающийся с шиной 4, выполнен точно заподлицо с ободом колеса. В стержень ввернут винт 5, который через шарик упирается в пластину динамометра 6. Пластина прикреплена болтами к скобе 7, которая соединена со втулкой 1. Болтом 8 она фиксирована на ободе колеса. Давлением шины на обод колеса стержень 3, отжимаясь в направлении действия силы, деформирует пластину динамометра 6, на которой наклеены тензометрические датчики 9, позволяющие измерить силу давления шины на стержень. Аналогичные устройства применялись и другими исследователями. Отличие описываемого датчика от применяемых ранее заключается в том, что наличие винта 5 позволяло всегда выводить торец стержня заподлицо с поверхностью обода. Это положение стержня фиксировалось с помощью электроконтактного устройства 10.

Динамометрическая скоба с датчиком перед испытаниями была протарирована. Тарировка показала, что имеется линейная зависимость между нагрузкой на стержень датчика и силой тока в плече тензометрического моста динамометрической скобы.

Для экспериментального исследования нагрузок на обод автомобильного колеса был изготовлен специальный стенд для создания вертикальной и боковой нагрузок на шину. Колесо, установленное на стенде, прикреплялось к подвижной раме

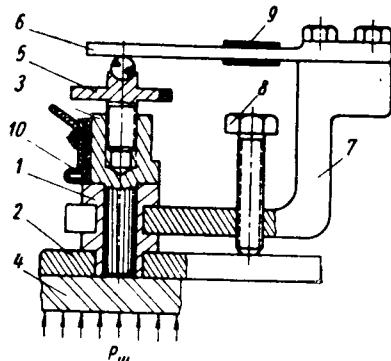


Рис. 2. Общий вид датчика прибора для определения давлений на обод колеса.

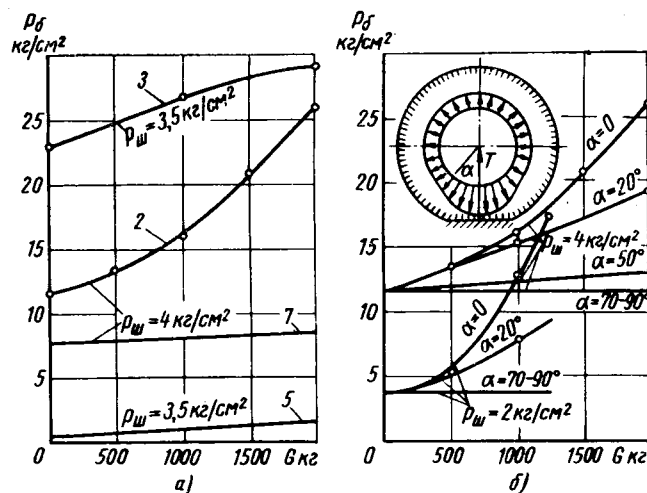


Рис. 3. График удельных давлений и характер изменения давления в точке 2 в зависимости от вертикальной нагрузки и давления в шине.

На рис. 3, а показан характер изменения удельного давления на обод колеса в зависимости от вертикальной нагрузки. Точки измерения располагались на вертикальной оси колеса.

На рис. 3, б показан характер распределения удельных давлений в точке 2 в зависимости от давления воздуха в шине, вертикальной нагрузки и места расположения точки измерения относительно вертикальной оси колеса, определяемого углом  $\alpha$ . Из графика видно, что удельное давление на обод колеса в точке 2 при одинаковом значении вертикальной нагруз-

ки постепенно уменьшается по мере удаления точки измерения от вертикальной оси колеса. При  $\alpha=50^\circ$  наблюдается крайне незначительный рост удельного давления. При большем отклонении точки измерения от вертикальной оси удельное давление на обод колеса практически не зависит от вертикальной нагрузки. Характерным является то, что наиболее интенсивное увеличение удельного давления в зависимости от роста вертикальной нагрузки наблюдается при меньшем давлении воздуха в шине. Аналогичный характер изменения удельного давления на обод колеса наблюдается в точке 3.

На рис. 1, а показан характер распределения удельных давлений по профилю обода колеса. Характерным является то, что с ростом вертикальной нагрузки увеличивается площадь прилегания шины к ободу и возрастают удельные давления на участке обода в районах точек 2 и 3.

Давление шины на обод в районе точек 4 — 8 при действии давления воздуха в шине и вертикальной нагрузки весьма нестабильно, оно зависит от плотности прилегания борта шины к поверхности обода колеса. Борт шины обладает относительно большой жесткостью, и поэтому на величину удельного давления на этом участке сильно влияют поверхностные неровности шины и обода колеса. Удельное давление на обод колеса в районе точки 3, а особенно точки 2, более стабильно, так как шина в этой зоне имеет значительно меньшую жесткость и поверхностные неровности обода и шины меньше влияют на эпюру распределения удельных давлений по окружности обода колеса. Особенное влияние на удельное давление в точке 7 оказывает величина радиуса закругления шины в этой зоне.

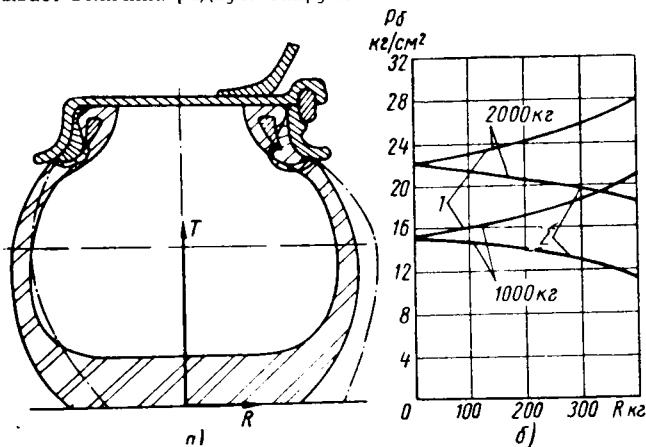


Рис. 4. Схема действия боковой силы, эпюры давлений и характер изменения давлений на закраину обода колеса в точке 2 в зависимости от боковой силы  $R$  (давление  $p_{ш} = 3,5 \text{ кг/см}^2$ ).

Существенно влияет на эпюру распределения удельных давлений на обод колеса боковая сила, приложенная к колесу в точке контакта его с дорогой.

На рис. 4, а изображена схема нагружения шины боковой силой  $R$ . Боковая сила вызывает деформацию шины в поперечном направлении, в результате чего происходит перераспределение нагрузки на обод колеса: удельное давление на поверхность правой закраины обода увеличивается и соответственно уменьшается давление на левую закраину обода колеса.

На рис. 4, б показан примерный характер изменения удельного давления на обод колеса в результате действия боковой силы. При этом давление воздуха в шине составляет  $3,5 \text{ кг/см}^2$ , вертикальная нагрузка  $1000 \text{ кг}$  и боковые нагрузки  $400 \text{ кг}$ .

На рис. 4, б изображен график, показывающий характер изменения давления на правую 1 и левую 2 закраины обода колеса в зависимости от величины боковой силы (направление боковой силы указано на рис. 4, а). Удельные давления приведены для точки 2, расположенной на вертикальной оси колеса (угол  $\alpha=0$ ). Давление в шине равно  $3,5 \text{ кг/см}^2$ .

Колесо с пневматической шиной должно рассматриваться как обыкновенный упругий пневматический элемент, у которого, однако, имеется повышенная жесткость оболочки.

Если при расчете пневматических упругих элементов подвески обычно пренебрегают жесткостью оболочки, то при анализе работы и расчете пневматической шины пренебрегать жесткостью каркаса шины нельзя, так как каркас воспринимает около 20% вертикальной нагрузки, действующей на колесо.

Для большей наглядности изложения рассматриваемого вопроса исследуем взаимодействие шины и колеса для случая, когда обод колеса не имеет закраины. Необходимая посадка шины обеспечивается коническими поверхностями обода колеса.

Под воздействием внутреннего давления воздуха борта шины плотно сядут на конические полки обода колеса, а каркас шины примет определенную форму, соответствующую ее равновесному состоянию (рис. 5, а). Каркас шины под воздействием давления воздуха начинает растягиваться. Принимаем,

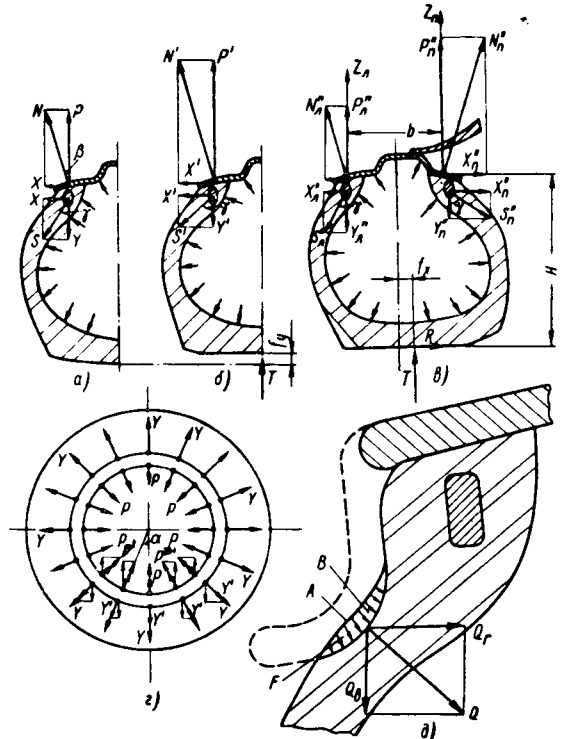


Рис. 5. Схема нагружения обода колеса:  
а — в — изменения шины; б — эпюра распределения сил  $P$  и  $Y$ ;  
в — действие закраины обода на шину.

что усилие  $S$ , возникающее в каркасе шины, отнесенное к единице длины окружности обода колеса, действует на стальное бортовое кольцо так, как показано на схеме (рис. 5, а). Направление силы  $S$  определяется положением каркаса шины.

Силу  $S$  можно разложить на две составляющие  $X$  и  $Y$ . Сила  $X$ , заставляя перемещаться борт шины в боковом направлении, прижимает его к конической поверхности обода колеса. Сила нормального давления между ободом и шиной  $N$  может определяться из выражения

$$N = \frac{X}{\sin \beta},$$

где  $\beta$  — угол между образующей конуса обода колеса и его горизонтальной осью.

Вертикальная проекция нормальной силы  $N$  определяется из равенства

$$P = N \cos \beta = \frac{X}{\operatorname{tg} \beta}.$$

Силы  $P$ , равномерно распределенные по поверхности обода колеса, оказывают на него сжимающее действие.

Силами трения, возникающими в точке контакта шины и обода колеса, пренебрегаем, так как они не вносят какого-либо изменения в общий ход последующих рассуждений. При точных расчетах их необходимо учитывать.

Силы  $Y$ , радиально расположенные по всей окружности колеса, равномерно растягивают стальной сердечник борта шины. Эпюра распределения сил  $P$  и  $Y$  по окружности колеса показана на рис. 5, б.

Величина и направление силы  $S$  зависят от конструкции и размеров шины, а также от внутреннего давления воздуха в ней. Она легко может определяться расчетным путем.

Под воздействием вертикальной нагрузки  $T$  шина деформируется на величину  $f_v$  (рис. 5, в).

С достаточной точностью можно принять, что подобно упругому пневматическому элементу подвески, зависимость силы  $T$  выразится от конструктивных параметров шины

$$T = p_{ш} F_{\vartheta} + \int_0^{f_y} c_k df = p_{ш} F_{\vartheta} + c_{ср} f_y, \quad (1)$$

где  $p_{ш}$  — внутреннее давление воздуха в шине;  
 $F_{\vartheta}$  — эффективная площадь шины (не следует ее отождествлять с площадью отпечатка шины);

$c_k$  — жесткость каркаса шины;

$c_{ср}$  — средняя жесткость каркаса шины в определенном интервале деформации.

Дифференцируя выражение (1), можно определить радиальную жесткость шины

$$c_{ш} = \frac{dT}{df} = p_{ш} \cdot \frac{dF_{\vartheta}}{df} + F_{\vartheta} \frac{dp_{ш}}{df} + c_k. \quad (2)$$

Для современных шин низкого давления величина  $\frac{dp_{ш}}{df}$

близка к нулю, поэтому выражение для определения жесткости шины

$$c_{ш} \approx p_{ш} \frac{dF_{\vartheta}}{df} + c_k. \quad (3)$$

Из выражений (1)–(3) видно, что вертикальная нагрузка воспринимается шиной за счет деформации ее каркаса и соответствующего увеличения эффективной площади. Эффективная площадь может увеличиваться только за счет деформации шины в зоне контакта с дорогой и в зоне контакта с ободом колеса. При деформации каркаса шины возрастает угол наклона силы  $S$  к вертикальной оси (угол  $\gamma$ ), а также несколько меняется и ее величина. При этом увеличивается ее горизонтальная составляющая (сила  $X'$ ) и уменьшается ее вертикальная (сила  $Y'$ ). Увеличение горизонтальной составляющей вызывает соответственно рост сил между ободом и бортом шины (силы  $N'$  и  $P'$ ) по всей длине окружности колеса, где происходит деформация каркаса шины.

Таким образом, давление борта шины на обод в нижней части будет больше, чем в верхней, что позволит передать часть силы  $T$  на обод колеса. Уменьшение вертикальной составляющей (силы  $Y'$ ) вызывает нарушение равновесия бортового кольца шины, что также, увеличивая давление на нижнюю часть обода колеса, позволит передать на обод вторую часть вертикальной силы  $T$ .

Третья часть вертикальной силы  $T$  передается непосредственно через каркас шины за счет сжатия его элементов. Математически давление на каждую зону контакта шины с ободом выражается следующей зависимостью:

$$Z = \frac{T}{2} = \sum (P' - P) \cos \alpha + \sum (Y - Y') \cos \alpha + \frac{c_{ср} \cdot f_y}{2}, \quad (4)$$

где  $\alpha$  — угол отклонения силы  $P$  и  $Y$  от вертикальной оси колеса (рис. 5, з).

Если на колесо действует боковая сила  $R$ , то происходит деформация каркаса в направлении действия этой силы (рис. 5, в). При этом изменяются направление и величина сил  $S$ , действующих на правую и левую части каркаса шины. Для левой части каркаса шины (согласно направлению сил  $R$ , указанному на рис. 5, в) угол  $\gamma$  уменьшается, что приводит к увеличению вертикальной составляющей и уменьшению горизонтальной. В правой части каркаса шины происходит обратное явление. Угол  $\gamma$ , определяющий наклон сил  $S_n$ , возрастает, что приводит к увеличению сил  $X_n''$  и уменьшению сил  $Y_n''$ . Для частного случая характер изменения сил  $S$  можно проследить по эпюрам (рис. 4, а), полученным во время опыта.

Вертикальные силы  $Z_A$  и  $Z_n$ , действующие на левую и правую части обода, можно определить, как и в предыдущем случае. Однако следует иметь в виду, что между силами  $Z_A$  и  $Z_n$  должна быть вполне определенная зависимость

$$\left. \begin{aligned} Z_A &= T \cdot \frac{b - 2f_x}{2b} - R \frac{H}{b}; \\ Z_n &= T \cdot \frac{b + 2f_x}{2b} + R \frac{H}{b}. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Приведенный выше анализ относится только к колесу, имеющему обод без закраин. Подобная конструкция колеса, как известно, не нашла применения в автомобилестроении. Реальное автомобильное колесо имеет закраину, величина и форма которой обычно зависят от конструкции шины.

Рассмотрим, как отразится наличие закраины на взаимодействии шины и колеса (используем приведенную ранее конструкцию колеса). На рис. 5, д изображен участок шины, борт которой плотно прижат к конической поверхности обода колеса. Буквой  $A$  отметим наружный контур шины, каркас которой находится только под воздействием внутреннего давления воздуха в шине. Если образующая закраины колеса будет выполнена в соответствии с контуром шины, то естественно, что шина будет слегка касаться закраины обода колеса и удельное давление во всей зоне контакта будет равно нулю. Однако если форма образующей закраины не будет соответствовать наружному контуру свободно деформированной шины (например, поверхность  $B$  на рис. 5, д), то закраина обода будет стеснять каркас шины, создающий определенное давление на поверхность закраины. Величина этого давления и характер его распределения будут в значительной степени зависеть от того, насколько форма закраины не соответствует контуру свободно деформированной шины.

На рис. 5, д это несоответствие определяется площадью  $F$ . Форма этой площади и определяет эпюру распределения удельных давлений по длине закраины обода. Возникающая при этом реакция  $Q$  со стороны закраины на шину вызывает уменьшение нормальной силы  $N$ , действующей на коническую часть обода колеса, т. е. перераспределяет силы, действующие в зоне контакта шины с ободом колеса. Выбирая соответствующую форму закраины обода, можно влиять в желательном направлении на эпюру сил, возникающих в зоне контакта шины с ободом колеса.

Приведенный анализ взаимодействия шины и колеса с коническим ободом потностью может быть распространен и на колеса с плоским ободом, и на колеса с малым углом конуса (5<sup>б</sup>). В колесах этого типа характер эпюры удельных давлений на обод колеса зависит прежде всего от конструкции шины и конструкции обода колеса, а также от формы его закраины.

Экспериментальное исследование показало, что в колесах автомобиля ГАЗ-51 большая часть силы от шины передается на закраину обода колеса. Однако эта эпюра распределения удельных давлений не имеет общего характера, она справедлива только для определенной конструкции шины и для определенной конструкции колеса.

Рациональная форма колеса, умение распределять давление шины на обод колеса в желательном направлении имеют значение не только с точки зрения прочности колеса.

Конструкция колеса, форма его закраины влияют на величину момента трения между шиной и ободом, на радиальную и боковую жесткость шины, на долговечность каркаса шины.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины. Автотрансиздат, 1960.
2. Зубарев И. А., Балабин И. В. — «Автомобильная промышленность», 1959, № 8.
3. Сахаров С. П. — «Каучук и резина», 1957, № 8.
4. Кнороз В. И., Хлебников А. И. О нагрузке на арочные шины и их ободья. Труды НАМИ. Вып. 12, 1960.

## Универсальный вибрационный конвейер для транспортирования металлической стружки

В. Н. СУХОПОЛЬСКИЙ

Московский автозавод имени Лихачева

**В** ОПРОСОВ создания оптимальной конструкции универсального конвейера для металлической стружки занимаются давно как у нас в СССР, так и за рубежом, однако он остается актуальным и в настоящее время.

Правильный выбор типа конвейера для транспортировки металлической стружки имеет большое значение для обеспечения комплексной механизации и автоматизации удаления и переработки стружки, удобства эксплуатации конвейеров, а также определяет величину капитальных затрат всей системы удаления стружки из цеха.

В настоящее время в качестве линейных и магистральных конвейеров для металлической стружки применяют много типов и конструкций конвейеров.

Вызвано это тем, что не каждый тип конвейера может быть пригоден для всех видов стружки.

В качестве линейных и магистральных конвейеров для транспортирования металлической стружки за последнее время получили наибольшее распространение следующие конвейеры: винтовые (шнековые), ершовые, скребковые, цепные, пластинчатые, ленточные, пневматические, инерционные, гидравлические, вибрационные и др.

Конвейеры винтовые (двухшнековые), ленточные (в металлическом желобе), ершовые, пластинчатые, как правило, применяются для транспортирования витой и вьюнообразной стальной и цветной стружки.

Конвейеры винтовые (одношнековые), скребковые, пневматические, ленточные, инерционные применяются для транспортирования мелкой стальной, чугунной и цветной стружки.

К недостаткам приведенных конвейеров следует отнести: большой вес конвейеров; высокую стоимость изготовления; значительный износ деталей и узлов; сложный ремонт и эксплуатацию; ограниченное применение.

Гидроконвейеры применяются для транспортирования мелкой стружки из любого металла с обильным количеством охлаждающей жидкости. Они являются весьма прогрессивным транспортным средством.

Гидроконвейеры совершенно не имеют движущихся частей, поэтому эксплуатационные расходы по обслуживанию и ремонту очень малы, а капитальные затраты ниже любого механического конвейера.

При составлении проектов реконструкции Московского автозавода им. Лихачева вопросам удаления и переработки металлической стружки придавалось очень большое значение.

Выбирая типы конвейеров, конструкторы учитывали также такие факторы, как надежность в работе; простоту в эксплуатации; минимальную стоимость изготовления; единый тип конструкции основных конвейеров для всех видов стружки.

Конструкторы автозавода им. Лихачева в содружестве с конструкторами Всесоюзного научно-исследовательского института подъемно-транспортного машиностроения спроектировали

универсальный вибрационный конвейер на резиновой упругой системе для транспортирования всех видов металлической стружки.

В механосборочном цехе № 1 Московского автозавода им. Лихачева установлен универсальный вибрационный конвейер на резиновой упругой системе для стальной витой и вьюнообразной стружки. Ниже приводится техническая характеристика конвейера:

Производительность в т/ч	20—40	Скорость движения стружки в м/мин	8—12
Амплитуда колебаний в мм	4	Длина конвейера в м	30
Частота колебаний в 1/мин	735	Ширина несущего желоба в мм	550
Мощность установленного двигателя в кв	4,5	Вес в кг	2410

Принцип работы вибрационного конвейера состоит в создании направленных высокочастотных колебаний грузонесущего органа, под действием которых происходит движение металлической стружки.

Принципиальная схема установленного вибрационного конвейера приведена на рис. 1.

Виброконвейер состоит из грузонесущих органов 1 и 2 (желобов), установленных на резиновых упругих элементах 3 на опорную раму 4. Колебания грузонесущим органам сообщаются эксцентриковым приводом 5, установленным в середине конвейера. Два шатуна 6 привода соединяются с концом желоба 1 и два шатуна — с концом желоба 2, со сдвигом фаз на 180°, т. е. когда один желоб движется вперед, другой движется назад.

Вследствие движения в противофазе силы инерции грузонесущих органов  $P_1$  и  $P_2$  и реакции упругих связей  $R_1$  и  $R_2$  направлены в противоположные стороны.

При этом достигается уравнивание горизонтальных составляющих  $R_1$  и  $R_2$  реакций упругих связей на раме и горизонтальных составляющих сил инерции грузонесущих органов  $P_1$  и  $P_2$  на приводном валу.

Неуравновешенными остаются только вертикальные составляющие этих сил. Но так как они не превышают 20—30%, достигается уравнивание конвейерной установки на 70—80%. Вследствие уравнивания сил инерции грузонесущих органов на валу привода коренные подшипники вала разгружаются от динамических нагрузок. При этом снижаются их конструктивные размеры и повышается долговечность.

На рис. 2 дан общий вид вибрационного конвейера, который состоит из следующих основных узлов: эксцентрикового привода 1 с шатунами; электродвигателя 2 с натяжным устройством секций грузонесущих желобов 3; опор секций 4 с упругими элементами.

В середине конвейера на раме смонтирован эксцентриковый привод с четырьмя шатунами, изображенный на рис. 3. Вал привода 1 с эксцентриковыми втулками установлен в коренных подшипниках, между которыми расположены четыре шатуна 2; два наружных шатуна направлены в одну сторону, а два внутренних — в противоположную сторону. Концы шатунов посредством резино-металлических блоков 3 соединяются с трубчатыми осями 4 кронштейнов 5, которые прикрепляются к концам грузонесущих желобов конвейера.

На конце вала установлен шкив клиноременной передачи, через которую передается вращение приводному валу от электродвигателя.

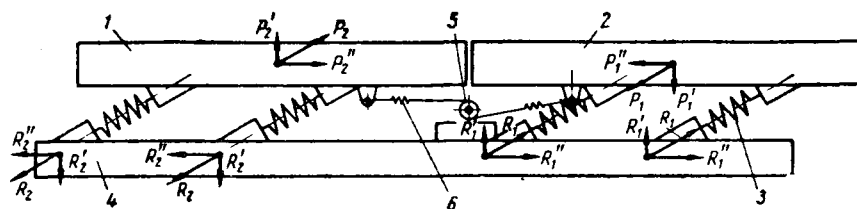


Рис. 1.



Представленная конструкция заделки концов шатунов является жесткой и при пуске конвейера для преодоления сил инерции колеблющихся масс требуется повышенная мощность электродвигателя. При установившейся работе конвейера для поддержания колебаний требуется значительно меньшая мощность, чем при пуске. Поэтому, чтобы уменьшить мощность электродвигателя, концы шатунов укрепляют между двумя резиновыми пластинами-амортизаторами, работающими на сдвиг.

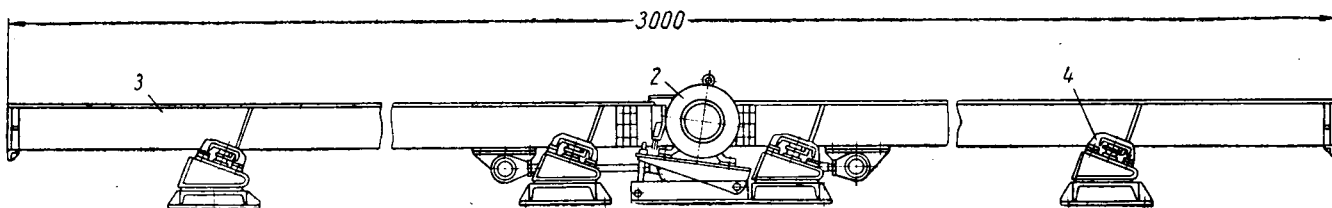


Рис. 2.

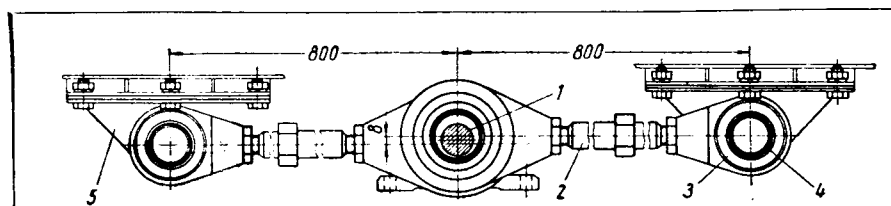


Рис. 3.

Жесткость амортизаторов подбирается таким образом, чтобы при пуске конвейера, когда необходимо преодолеть силу инерции колеблющихся масс и жесткость упругой системы конвейера, амортизаторы должны прогибаться (работать на сдвиг), обеспечивая изменения длины шатунов и позволяя не мгновенно, а в течение нескольких секунд раскатать конвейер до полной амплитуды.

При установившейся работе конвейера, когда для поддержания колебаний требуется сравнительно небольшая мощность, заделка шатунов оказывается практически жесткой.

Роль шатунов выполняют пластинчатые тяги, которые соединяются с плитой, зажатой между двумя резиновыми амортизаторами. Натяг амортизаторов обеспечивается плитой, притягивающей их к основанию кронштейнов.

Кронштейны должны прикрепляться к желобам вместе с собранными шатунами привода при строго среднем положении эксцентричитов внутренних и наружных шатунов, т. е. внутренние эксцентричиты должны быть на вертикали выше оси вращения вала, а другие — ниже оси вращения. При таком положении эксцентричитов на наружную плоскость шкива наносится контрольная риска, которая при установке вала с шатунами должна находиться в строго вертикальном положении.

Грузонесущие желоба конвейера состоят из отдельных секций заданной длины. Две секции, примыкающие к приводу конвейера, имеют толщину 6 мм, а все остальные — 4 мм. Секции соединяются одна с другой фланцами, между которыми для плотности установлены паронитовые прокладки. В зависимости от требуемой длины конвейера может набираться из различного количества секций заданной длины ( $l=4000; 3000; 2000$  мм).

Секции конвейера устанавливаются на резиновых амортизаторах, закрепленных в неподвижных опорах.

Кронштейн секции зажат между двумя амортизаторами, удерживающимися от смещения силой трения между металлическими поверхностями и резиной.

Подобная конструкция упругих элементов, не имеющих привулканизированной металлической арматуры, не требует дорогих прессформ и специальных резиновых смесей, а также облегчает технологию сборки и настройку конвейера на определенный режим.

Амортизаторы установлены с предварительным натягом, обеспечиваемым крышкой, притягивающей амортизаторы к основанию опоры.

Амортизаторы устанавливаются под углом  $20^\circ$  к направлению транспортирования стружки. Размеры амортизаторов приняты  $100 \times 60 \times 40$  мм.

Нижняя рама опор, выполненная из швеллера № 30, устанавливается на фундаменте или перекрытии.

Размеры и форма грузонесущих органов могут изменяться в зависимости от вида стружки и производительности конвейера.

Для мелкой стружки, чугунной, стальной рекомендуется грузонесущий орган выполнять из цельнотянутых тонкостенных труб, особенно если конвейер устанавливается в траншеях пола, при этом размеры конвейера получаются очень компактными.

При транспортировании стружки на расстоянии более 30 м технологическая линия может состояться из нескольких вибрационных конвейеров с последовательной пересыпкой с одного конвейера на другой.

Для облегчения транспортировки стружки, смоченной маслом и эмульсией, а также для своевременного сбора охлаждающей жидкости в дне желоба виброконвейера, в местах загрузки смоченной стружки, на длине 3—4 м сверлятся отверстия диаметром 2,5—3 мм в шахматном порядке, шагом  $30 \times 30$  мм, через которые жидкость отводится в противень, расположенный под желобом, а стружка, освобожденная от нее, перемещается дальше.

Производительность конвейера определяется по формуле

$$Q = 3600 F v \psi \gamma \text{ м}^3/\text{ч},$$

где  $F$  — площадь поперечного сечения желоба в  $\text{м}^2$ ;  
 $v$  — средняя скорость движения стружки в  $\text{м}/\text{сек}$ ;  
 $\gamma$  — насыпной вес стружки в  $\text{т}/\text{м}^3$ ;

$\psi$  — коэффициент заполнения поперечного сечения желоба. По формуле, предложенной С. И. Ляховским<sup>1</sup>, мощность для установившегося режима работы вибрационного конвейера

$$N = 7,5 \cdot 10^{-5} a m r^2 n^2 \text{ кВт},$$

где  $a = 2 \div 4$  для резонансного конвейера;  
 $r$  — амплитуда колебания в см;  
 $n$  — частота колебаний в  $\text{об}/\text{мин}$ ;  
 $m$  — масса колеблющихся частей конвейера в  $\text{кг} \cdot \text{сек}^2/\text{см}$ ,

$$m = \frac{G_{\text{ж}} + \lambda G_{\text{м}}}{g};$$

$G_{\text{ж}}$  — вес желоба в кг;

$\lambda G_{\text{м}}$  — вес стружки, находящейся на желобе, в кг;

$\lambda = 0,2$  — коэффициент учета массы транспортируемого материала;

$g$  — ускорение силы тяжести в  $\text{см}/\text{сек}^2$ .

По измерениям установленного вибрационного конвейера в МСЦ-1 на автозаводе им. Лихачева пусковая мощность груженого конвейера равняется около 13 кВт, а при установившемся режиме — около 1,8 кВт, т. е. на 1 пог. м конвейера расходуется  $\sim 0,06$  кВт.

Магистральные виброконвейеры для вьюнообразной стружки при соблюдении всех технических условий потребуют несколько меньшую мощность.

Для околорезонансного режима работы конвейера жесткость упругой системы равна

$$K = C m \omega^2 \text{ кг}/\text{см}$$

<sup>1</sup> «Вопросы рудничного транспорта», 1962, № 6, стр. 162.

$C=0,7$  — для резино-металлической упругой системы;  
 $\omega = \frac{\pi n}{30}$  — угловая частота колебаний.

Требуемая жесткость одного амортизатора определится  
 $K_0 = \frac{K}{S}$  ( $S$  — общее количество амортизаторов на конвейере).

Статическая жесткость одного резинового амортизатора определяется

$$K_{ст} = \frac{Gab}{h} \text{ кг/см},$$

где  $G$  — модуль сдвига резины в  $\text{кг/см}^2$ , для технической резины группы IV-а твердость  $H=30-40$  единиц по ГОСТ 263-53,  $G=4 \text{ кг/см}^2$ ;

$a$  — ширина опорной поверхности резинового амортизатора в  $\text{см}$ ;

$b$  — длина амортизатора в  $\text{см}$ ;

$h$  — высота амортизатора в  $\text{см}$ .

Динамическая жесткость амортизатора определяется при твердости  $H=40$ ,  $\alpha=1,4$ .

По результатам работы первых вибрационных конвейеров, установленных в механосборочном цехе № 1 на Московском автозаводе им. Лихачева, а также по результатам опытов, произведенных на этих конвейерах, можно сделать следующие выводы:

1. Вибрационный конвейер на резиновой упругой системе с успехом транспортирует любую металлическую стружку со скоростью 0,14—0,20 м/сек.

Конвейеры работают без шума и стука.

2. По всем проверочным расчетам и наблюдениям работы тридцатиметрового конвейера при данном приводе и при данной жесткости опорных амортизаторов желоба длину конвейера можно увеличить до 50 м.

3. Конструкция виброконвейера обеспечивает надежную работу, простоту в эксплуатации и малую стоимость изготовления.

По данным Московского автозавода им. Лихачева стоимость изготовления вибрационных конвейеров на резиновой упругой системе меньше стоимости винтовых (шнековых) конвейеров в 3,7 раза, скребковых двухцепных в 2,2 раза и ленточных в 2 раза.

4. Принятая амплитуда колебаний  $r=4 \text{ мм}$  обеспечивает высокую скорость перемещения мелкой стружки по желобу.

Для получения повышенной скорости перемещения вынообразной стружки необходимо амплитуду колебания принимать  $r=5-6 \text{ мм}$ .

Стальная и чугунная стружка, смоченная эмульсией, транспортируется так же, как и сухая.

Алюминиевую стружку, обильно смоченную эмульсией, необходимо транспортировать на виброконвейерах с амплитудой колебаний  $r=5 \text{ мм}$ .

Транспортировка мелкой стальной стружки, обильно смоченной маслом, затрудняется, так как при этом получается на дне желоба липкая жижа, насыщенная мелкой стружкой. Более крупная стружка при этом перемещается по верху созданной жижи, а последняя остается на месте.

Крупная стружка и вынообразная, смоченная маслом, транспортируется хорошо.

5. Для транспортирования мелкой стружки, особенно чугунной, виброконвейер приобретает весьма компактные габариты в поперечном сечении, причем вес 1 пог. м конвейера достигает 30—40 кг.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Григорьев Е. Т. Расчет и конструирование резиновых амортизаторов. Машгиз, 1960.

2. Гончаревич И. Ф., Сергеев П. А. Вибрационные машины в строительстве. Машгиз, 1963.

3. Ляховицкий С. И. «Вопросы рудничного транспорта», 1962, № 6.

4. Вихнович О. Л., Гончаревич И. Ф. «Горные машины и автоматика», 1963, № 12.

УДК 621.79

## Чистовая обработка чугунных гильз шариками

Е. П. КОБЗАРЬ

Петрозаводский государственный университет

НА ОТЕЧЕСТВЕННЫХ машиностроительных и ремонтных предприятиях все шире используют для чистовой обработки поверхностей деталей машин раскатку роликами или шариками. Чистота поверхности после раскатки улучшается на 2—3 класса по ГОСТ 2789-59, а твердость поверхностных слоев повышается на 15—20% по сравнению с исходной. Чистота поверхности и величина наклепа в значительной степени зависят от режимов обработки: скорости раскатки, подачи раскатной головки, нагрузки на шар или ролик, количества проходов и т. д.

Рассмотрим результаты исследований по выбору оптимальных режимов раскатки шариками внутренних чугунных поверхностей. Раскатке подвергались серийные гильзы двигателей ЗИЛ-120. Материал гильз — титано-медистый чугун твердостью 190—220  $\text{кг/мм}^2$ .

Гильзы предварительно растачивались на вертикально-расточном станке с чистотой обработки поверхности 5—6-го класса по ГОСТ 2789-59. Затем производилась ротационная раскатка шариками при помощи специальной головки с уравновешенной системой. В раскатной головке восемь шариков диаметром 15 мм. Нагрузка на шарик создавалась тарированной пружиной с усилием 65 кг. Чистота поверхности после раскатки определялась на двойном микроскопе МИС-11 по отклонению высоты неровностей от средней линии профиля на пяти образцах. Поверхностная твердость определялась на приборе Роквелла (шкала «В»), а микротвердость — на приборе ПМТ-3.

Результаты измерений чистоты поверхности образцов при различной подаче раскатной головки (рис. 1) показали, что при подачах от 0,01 до 0,03 мм на один шар чистота поверхности после раскатки почти одинаковая. Увеличение подачи свыше 0,035 мм на один шар резко ухудшает чистоту поверхности зеркала цилиндра.

Как показали результаты исследований, чистота, удовлет-

воряющая требованиям на изготовление и ремонт блоков цилиндров двигателей, может быть получена при предварительной расточке цилиндров с подачей 0,08—0,12 мм за оборот и

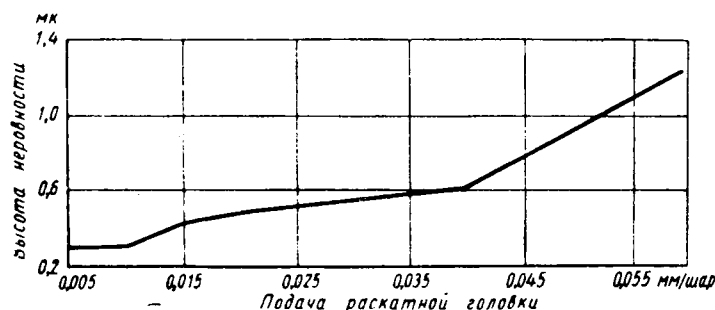


Рис. 1. Зависимость чистоты поверхности от подачи ротационной шариковой головки.

последующей раскатке шариковой головкой с подачей 0,01—0,02 мм на один шар.

Зависимость чистоты поверхности после раскатки шариками от количества проходов показана на рис. 2. При первом и втором проходах чистота поверхности улучшается на 2—3 класса по ГОСТ 2789-59. Глубина вдавливания шариков при этом составляет 5,5—8,0 мкм. Третий проход заметно ухудшает чистоту обработки поверхности. Это объясняется тем, что запас микропластичности поверхностных слоев исчерпывается за первые два прохода и наступает момент перенаклепа чугуна, в результате чего на поверхности происходит микрошелушение.

Автором были проведены также исследования по определе-

нию величины наклепа поверхностных слоев при различных режимах раскатки чугуных гильз шариками. Наибольшее влияние на степень наклепа поверхностного слоя оказывает интенсификация пластического деформирования: величина давления на шар и количество проходов.

Нагрузка на шар при раскатке чугуных цилиндрических поверхностей (при диаметре шаров 12—17 мм), как показали результаты исследований, не должна превышать 15—20 кг. Влияние количества проходов на повышение твердости поверхностных слоев показано на рис. 2 (кривая б). Наиболее эффективными с этой точки зрения оказались первый и второй проходы, третий проход вследствие перенаклепа поверхности резко снижает твердость поверхности зеркала гильз цилиндров.

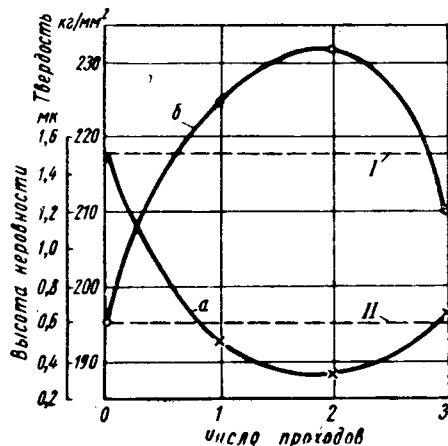


Рис. 2. Чистота поверхности и величина наклепа после расточки при различном количестве проходов:

а — чистота обработки поверхности; б — твердость наклепа; I — исходная чистота поверхности; II — исходная твердость.

По результатам исследований наибольшее повышение твердости зеркала гильз цилиндров получено при окружной скорости раскатки 100—150 м/мин и подаче шариковой головки 0,01—0,02 мм на один шар.

Результаты предварительных экспериментов, таким образом, показали, что оптимальные показатели по чистоте поверхности, величине наклепа и точности обработки после ротационной раскатки гильз получены на режимах, соответствующих режимам для предварительной расточки (скорости и подачи). Это явилось предпосылкой для объединения двух операций: расточки и раскатки.

На Петрозаводском авторемонтном заводе была разработана и изготовлена комбинированная ротационная раскатная головка, устройство которой показано на рис. 3. В направляющих втулках 1, расположенных в стыке соединения расточной и раскатной частей головки, свободно посажено восемь шариков 2 диаметром  $\frac{5}{8}$ ". Деформирующее усилие создается пружиной 3 и передается на шарiki через опорную шайбу 4, подшипник 5, ограничительное кольцо 6 и опорный конус 7. Резцовая часть 8 головки снабжена устройством 9 для закрепления резца и устройством 10 для регулировки его на размер, а также быстросъемным сальником для предотвращения попадания чугуной пыли в зону раскатывания цилиндра шариками.

Обработка экспериментальных гильз комбинированной ротационной шариковой головкой (расточке подвергли десять гильз) дала следующие результаты: средняя конусность 0,0065 мм, максимальная конусность 0,01 мм; средняя эллипсность 0,0095 мм, максимальная 0,021 мм.

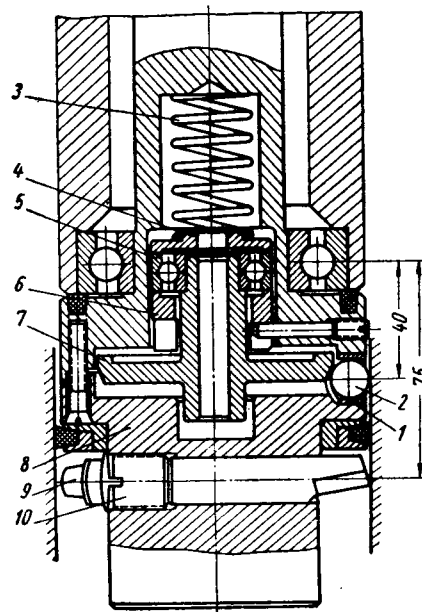


Рис. 3. Комбинированная шариковая ротационная головка.

Сравнительные стачивочные стендовые испытания двигателя ЗИЛ-120 показали, что стойкость гильз, обработанных комбинированной ротационной головкой, на 12—24% выше, чем хонингованных, при одинаковом износе поршневых колец.

## Выводы

1. Ротационную раскатку шариками можно использовать для окончательной обработки блоков и гильз цилиндров двигателей внутреннего сгорания.
2. Применение ротационной раскатки шариками в качестве окончательной обработки гильз или блоков повышает износостойкость цилиндров на 10—25%.
3. При использовании комбинированных раскатных ротационных шариковых головок отпадает необходимость в специальных хонинговальных станках, а также в абразивном материале, улучшаются возможности автоматизации процесса, повышается производительность ремонтных работ.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Белов В. А. — «Вестник машиностроения», 1963, № 1.
2. Проскуряков Ю. Г. Дорнование отверстий. Машгиз, 1961.
3. Карасев Н. А., Денщик Н. М., Сальников А. Г. — «Автомобильная промышленность», 1962, № 6.

## ПОПРАВКИ

В журнале «Автомобильная промышленность» № 8 за 1964 г. в статье Л. Л. Гинцбурга, Б. М. Фиттермана допущены следующие опечатки

Стр.	Колонка	Строка	Напечатано	Должно быть
29	Левая	3-я сверху	$\dots \frac{Q}{p\omega} \sqrt{\frac{D}{\omega}}$	$\dots \frac{Q}{pD^2} \sqrt{\frac{D}{\omega}}$
29	Правая	18-я снизу	$\dots \frac{ab - \rho^2}{a^2 + b^2} v \frac{d\theta}{dt}$	$\dots \frac{ab - \rho^2}{(a+b)^2} v \frac{d\theta}{dt}$

# Автоматизация пресса для обрезки ножки клапана

Р. И. РОМАНОВ, А. С. ПОЛЯКОВ

Горьковский автозавод

На Горьковском автозаводе с 1959 г. эксплуатируется механизированная линия штамповки заготовок клапана двигателя.

Наряду с автоматизацией подачи прутков, рубки заготовок, правки, осуществляется также автоматизация операции обрезки ножки клапана. Ранее эта операция осуществлялась вручную на кривошипных прессах усилием 35 т. Внедрение автоматического устройства для подачи заготовок в обрезной штамп позволило высвободить рабочего и повысить производительность пресса до 3000 деталей в час.

Автомат состоит из пресса 1 (см. рисунок), бункера-питателя 2, ручья-накопителя 3, отсекателя 4, винтового механизма

тирует их и направляет в ручей-накопитель 3. Привод шибера осуществляется от электродвигателя 13 через клиноременную передачу 14, червячный редуктор 15 и кривошип 16. В целях предотвращения привода от поломок в корпус редуктора вмонтирована предохранительная муфта. Звездочка 17, установленная на валу 18, вращается от того же привода через цепную передачу и сбрасывает излишние или неправильно сориентированные клапаны обратно в чашу. В случае заклинивания заготовки клапана в пазу шибера звездочка отклоняется влево относительно оси 19, вмонтированной в кронштейне 20, предохраняя тем самым механизм от поломок. По ручью-накопителю 3 заготовка подается к отсекателю 4, работающему

от пневмоцилиндра 21 одностороннего действия. Работа пневмоцилиндра, так же как и всех остальных пневматических механизмов, синхронизирована с работой пресса посредством воздухораспределительного устройства 11. Поршень цилиндра 21 возвращается в исходное положение пружиной 22.

Рычаги отсекателя задерживают заготовки в ручье-накопителе 3 и по одному пропускают их в радиусный ручей 23. При движении по радиусному ручью заготовка задерживается ножкой за упор 24, разворачивается в горизонтальное положение и укладывается на винты 25 механизма подачи. Откидная планка 26 и упор 27 удерживают заготовку в канавках винтов во время их перемещения к обрезному штампу. Шаг нарезки винтов 15 мм. Винты приводятся во вращение от вала пресса через цепную передачу и редуктор 10, который обеспечивает вращение винтов в одну и ту же сторону. За один рабочий ход пресса винты совершают четыре оборота и перемещают заготовку на 60 мм от отсекателя к редуктору.

В редуктор входит зубчатая передача и мальтийский механизм, благодаря которому движение винтов в начале и в конце замедлено, что ликвидирует возможность переноса заготовок во время их перемещения с позиции на позицию.

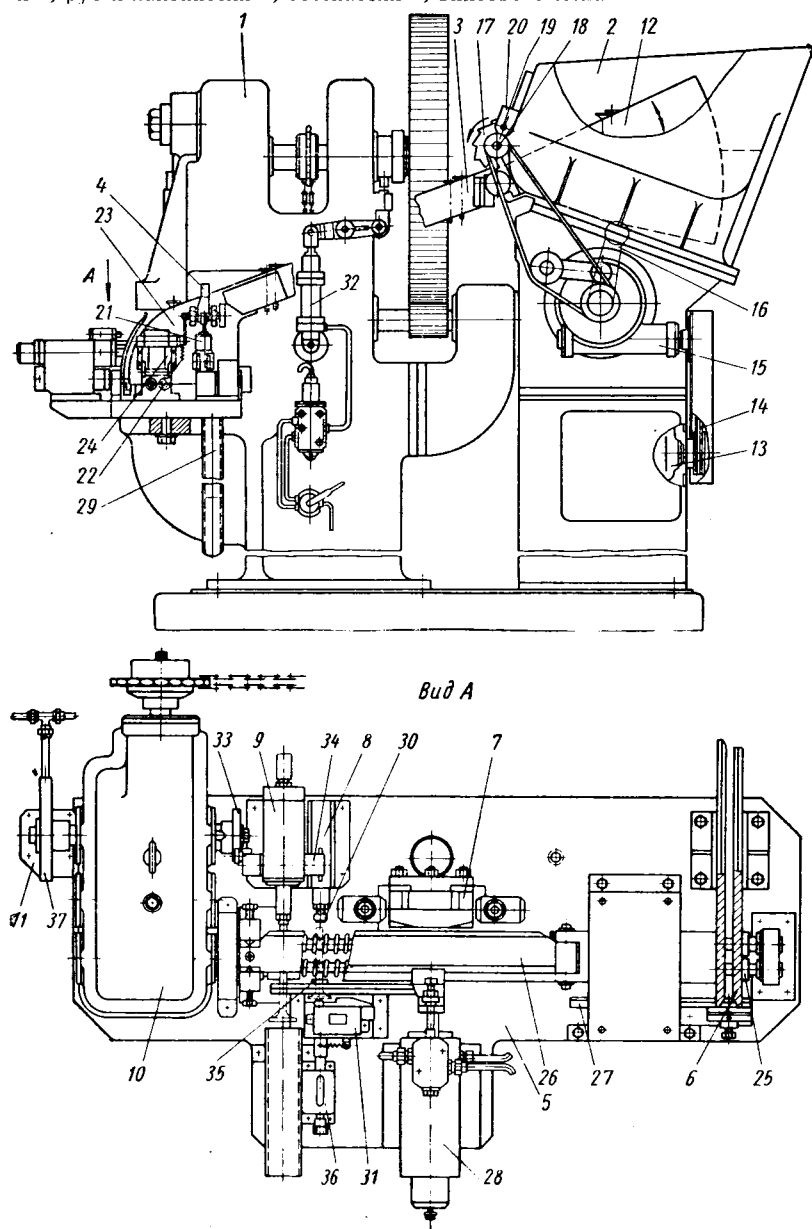
Обрезной штамп состоит из корпуса, шибера и втулок. Ход шибера вниз производится бойком пресса, возврат — пружинами. Заготовки затапливаются в штамп механизмом загрузки при верхнем положении шибера и совпадении отверстий втулок.

Механизм загрузки состоит из двух пневматических цилиндров, смонтированных в общем корпусе 28. Затапливание заготовки в штамп производится штоком нижнего цилиндра. Кронштейн, закрепленный на штоке верхнего цилиндра, служит упором и препятствует переталкиванию заготовки в штамп.

Обрезка осуществляется при ходе бойка пресса вниз. Обрезанный конец попадает в камеру и из нее по трубе 29 попадает в тару. Обрезанная заготовка вынимается из штампа при одновременном ходе поршней в исходное положение.

На следующей позиции контролируется длина заготовки. Толкатель 30 под действием пружины досылает заготовку до конечного выключателя 31, который в случае превышения длины заготовки включается и через электропневмосистему подает воздух в нижнюю полость цилиндра 32. Этот цилиндр посредством муфты отключает пресс. В исходное положение толкатель отводится от редуктора посредством копира 33 и рычага 34. Уменьшенные клапаны не контролируются, так как механизм загрузки не позволяет их получать.

При передаче заготовки с позиции контроля на позицию выталкивания она своим стержнем нажимает на шуп 35, который посредством рычагов связан со счетчиком 36, ведущим счет обрезанных заготовок. Заготовки выталкиваются с винтов выталкивателем 9, управляемым от распределительного устройства 11 и кулачка 37 редуктора 10.



подачи 5, загрузочного устройства 6, штампа 7, контрольного механизма 8, выталкивателя 9, редуктора 10 и пневматического распределительного устройства 11. После термообработки и правки заготовки клапанов фартовым транспортером подаются в чашу бункера питателя. Шиберный сектор 12 бункера качается вокруг своей оси и выбирает заготовки из чаши, ориен-

## Металлокерамические поршневые кольца

Н. В. НИКИТИНА

НИИАвтопром

В НАШЕЙ стране и за рубежом (Чехословакия, КНР, США, Англия, ФРГ, ГДР) в последние годы проводятся работы по разработке технологии изготовления поршневых колец двигателей внутреннего сгорания методом порошковой металлургии. Полученные результаты исследований говорят о перспективности этого метода.

Фирмой Маскегон Ристон Ринг после значительных исследований получены кольца (химический состав:  $\text{Fe}+1,25\% \text{C}+3\% \text{Si}+0,2\% \text{S}+0,05\% \text{P}+0,5\% \text{Mn}+0,9\% \text{Mo}$ ), износостойкость которых за пробег 63 000 миль оказалась более высокой, чем у чугунных колец, и приближающейся к износостойкости хромового покрытия.



НИИАвтопромом и Мичуринским заводом имени Ленина также проведена большая работа по созданию износостойкого материала и разработке технологии производства металлокерамических поршневых колец. Для решения этой задачи в состав исходной шихты необходимо было ввести такую добавку, которая дала бы в структуре твердые устойчивые против коррозии включения. В качестве такой добавки, после целого ряда экспериментов, в состав железо-медь-графитовой композиции был введен карбидообразующий элемент—хром. Микроструктура такого материала представлена на рисунке.

Кроме того, предполагалось, что износ металлокерамического кольца из указанного материала должен быть значительно снижен по сравнению с износом чугунного кольца и приближаться к износу колец с хромовым электролитическим покрытием. Идеальное кольцо — хромирование по наружному диаметру на глубину 0,4 мм и торцевой поверхности. Это основывалось на том, что по литературным данным, а также из практики эксплуатации допустимый износ кольца по замку составляет примерно 2,5 мм, т. е. 0,4 мм по радиальной толщине. Кроме того, кольцо изнашивается по высоте в пределах 0,175—0,2 мм.

Как известно, толщина хромового покрытия чугунных хромированных колец составляет максимально 180—200 мк. Следовательно, такое кольцо сначала работает хромовой поверхностью, а после износа 0,2 мм — чугунной поверхностью. В последнем случае износ кольца и цилиндра интенсивно возрастает.

Легированный металлокерамический материал со структурой перлит+твердые устойчивые против коррозии включения на хромокарбидной основе должен по износостойкости превосходить чугун и приближаться к хромовому электролитическому покрытию.

Для проверки возможности получения металлокерамического материала повышенной износостойкости на организованном участке производства металлокерамических поршневых колец Мичуринского завода имени Ленина были изготовлены опытные партии легированных металлокерамических колец двигателя ЗИЛ-120.

Для сравнительных испытаний кольца устанавливались в верхние канавки поршня. Эталоном служили чугунные кольца с электролитическим хромовым покрытием.

Износостойкость металлокерамических колец оказалась более, чем вдвое, превышающей износостойкость литых чугунных колец и приближающейся к износостойкости колец с хромовым покрытием. Такой же износ наблюдался и у цилиндров.

Экспериментальный участок на Мичуринском заводе имени Ленина оснащен прессами-автоматами с усилием прессования 100 и 200 т, прессом ПВ-474, генератором ЛГ-67 и станками механической обработки. На этом оборудовании изготавливались опытные партии колец на основе железного порошка марки ПЖ2М2.

Кольца прессовались из смеси железо—медь—графит, легированной хромом на автоматической прессформе пресс-автомата (относительная плотность прессовок 85%), в виде круглого заготовки с припуском на механическую обработку по наружному диаметру и высоте. Спекание осуществлялось в печи со-

противления Г-64 при температуре 1150—1300° без защитной атмосферы. Спеченная заготовка подвергалась калиброванию колец по наружному диаметру и высоте, а также дальнейшей механической обработке. Форма кольца в свободном состоянии получена путем разведения колец на шпонке при термофиксации их (температура 600°).

В технологии изготовления металлокерамических колец одним из самых трудных и до настоящего времени еще не окончательно решенным вопросом является разработка целесообразного способа спекания.

Обычно применяемые в порошковой металлургии проходные печи для такой массовой детали, как поршневое кольцо, имеющее небольшое отношение веса к объему изделия, малоприменимы, так как обладают низкой производительностью, неэкономичны и трудно автоматизируются.

НИИАвтопромом была сделана попытка применить для спекания колец токи высокой частоты.

С этой целью была проведена серия экспериментов, которые показали возможность применения т.в.ч. для нагрева-спекания металлокерамических поршневых колец. Кольца, спеченные т.в.ч., имели достаточно высокие механические свойства и требуемую структуру, ни в чем не уступая кольцам, спеченным в обычных электропечах.

В то же время спекание т.в.ч. имеет преимущества перед обычным спеканием: высокую производительность, легкость автоматизации, экономичность (расход электроэнергии сокращается более чем в 3 раза), расход электроэнергии 60 кВт·ч/1000 шт. (в случае применения печи ЦЭП-355 190 кВт·ч/1000 шт.).

Преимуществом нагрева т.в.ч. помимо экономичности, высокой производительности и легкости автоматизации является возможность спекания без защитно-восстановительной атмосферы. Образующаяся на поверхности колец окалина (20—30 мк) легко удаляется последующей механической обработкой.

Для проверки работоспособности и определения износостойкости металлокерамических поршневых колец, спеченных т.в.ч., на генераторе ЛГ-67 были спечены партии колец.

Результаты эксплуатационных испытаний этих партий колец, проводимых в 1-м автобусном парке Москвы, показали:

1. Кольца, спеченные т.в.ч., работоспособны и по износостойкости примерно равны кольцам, спеченным в электропечах, причем износ цилиндров при работе с кольцами, спеченными т.в.ч., меньше износа цилиндров с кольцами, спеченными в обычных электропечах сопротивления.

2. По техническим свойствам легированные кольца, спеченные т.в.ч., близки к чугунным хромированным кольцам, поставляемым для новых двигателей.

В 1962—1963 гг. проводились испытания металлокерамических поршневых колец в комплекте со стальными масляными кольцами. Параллельно испытывались комплекты чугунных стандартных колец. Испытания проводились в одинаковых условиях, характерных для обычной эксплуатации на изношенных двигателях ЗИЛ-158 (всего 40 двигателей).

Средний пробег автомобиля до замены чугунных стандартных колец составил 24 000 км, а до замены металлокерамических (в комплекте со стальными) — 38 000 км, причем в последнем случае 50% двигателей были сняты с эксплуатации принудительно. Следовательно, средний пробег двигателей с металлокерамическими кольцами в комплекте со стальными масляными витыми кольцами в 1,5 раза выше пробега двигателей, укомплектованных стандартными чугунными кольцами.

Проводятся также испытания металлокерамических и чугунных стандартных комплектов колец на капитально-отремонтированных двигателях.

По данным 1-го автобусного парка Москвы средний пробег 10 автомобилей с двигателями, укомплектованными металлокерамическими кольцами, составил 76 600 км (не окончательный результат) и со стандартными чугунными кольцами — 30 700 км.

В табл. 1 приведены данные об износе металлокерамического комплекта колец (пробег 43 765 км). Кроме указанных выше испытаний, в настоящее время ведутся испытания металлоке-

Таблица 1

№ цилиндра	№ кольца сверху вниз	Увеличение замка за пробег в мм	Увеличение замка на 20 000 км в мм
1	1	1,16	0,53
	2	0,60	0,275
	3	0,27	0,124
	4	—	—
	5	0,70	0,32
2	1	0,54	0,247
	2	0,51	0,233
	3	0,52	0,238
	4	—	—
	5	1,34	0,614
3	1	0,73	0,334
	2	1,20	0,548
	3	0,41	0,188
	4	0,75	0,344
	5	0,65	0,298
4	1	0,78	0,350
	2	0,35	0,16
	3	0,35	0,16
	4	0,58	0,265
	5	0,46	0,21
5	1	0,38	0,174
	2	0,51	0,223
	3	0,22	0,10
	4	0,48	0,2
	5	0,67	0,307
6	1	0,55	0,252
	2	0,32	0,148
	3	0,25	0,114
	4	0,35	0,16
	5	—	—

рамических колец в НАМИ и на Горьковском автозаводе на двигателях ЗИЛ-158 и ГАЗ-51А.

По полученным предварительным данным от НАМИ износ металлокерамических легированных хромом колец в двигателях ГАЗ-51А составляет: по радиальной толщине кольца 3,9 мк/1000 км; по высоте кольца 2,2 мк/1000 км; для чугунных хромированных колец износ соответственно составляет 5,8 мк/1000 км и 4,2 мк/1000 км (табл. 2).

Таким образом, разработанный НИИТАвтомобилей материал на основе перлитной структуры с твердыми устойчивыми против коррозии включениями обладает повышенной износостойкостью.

Необходимо также обратить внимание на качество порошков, выпускаемых отечественными заводами, так как всякие абразивные частицы снижают стойкость материала.

При исследовании порошков (в частности железного порошка производства Ново-Тулеского металлургического завода) было обнаружено наличие большого количества нерастворимого остатка до 0,75% (в основном в виде песка). Кроме песка, в порошке содержатся нерастворимые окислы, частицы невосстановленной окислы.

Так, содержание примесей в железном порошке, восстановленном твердым углеродом, составляет 0,88%; коксодоменным газом — 0,575%, конвертированным газом — 0,372%. Кроме того, допускаемые ГОСТ 9849-61 нормы содержания примесей

Таблица 2

Комплектация колец	Средний пробег в км	Износ цилиндров по диаметру на 1000 км в мм		Износ колец на 1000 км в мм		
		максимальный по одному цилиндру	средний по 6 цилиндрам	по замку	по радиальной толщине	по высоте
Верхнее—чугунное хромированное, остальные—стальные . . . . .	34 913	5,8	4,0	39,6	5,8	4,2
Верхнее—чугунное, нехромированное, остальные—чугунные . . . . .	28 045	5,6	4,0	71,6	12,9	6,2
Верхнее—металлокерамическое легированное, остальные—стальные . . . . .	32 378	5,2	3,9	25,3	3,9	2,2
Верхнее—металлокерамическое нелегированное, остальные—стальные . . . . .	28 686	4,9	3,9	80,0	14,6	6,0

уже сами по себе значительны: 0,4% нерастворимого остатка и 0,5% кислорода (марка ПЖ1), что может соответствовать до 2,0% содержания окислы. Однако и эти нормы во многих случаях превышаются. Лучшими порошками в данный момент являются порошки института металлокерамики и спечсплавов АН УССР и Днепровского алюминиевого завода. Основные же поставщики железных порошков — Сулинский и Ново-Тулеский металлургические заводы — производят значительно более загрязненные порошки и с пониженной пресуемостью, что снижает качество и стойкость металлокерамического материала.

При улучшении качества выпускаемого порошка повысится износостойкость материала колец.

Создание автоматизированного производства металлокерамических поршневых колец позволит снизить трудоемкость их изготовления примерно вдвое. Соответственно снизится себестоимость с 6,33 коп. для чугунного хромированного кольца до 3,24 коп. для легированного металлокерамического кольца (по ориентировочным расчетным данным), что даст экономии на программу 36 млн. колец 1 080 000 руб.

Таким образом, металлокерамические поршневые кольца, обладая повышенной износостойкостью, позволяют увеличить срок службы двигателя (межремонтный пробег).

УДК 621.791.037:002.5

## Установка для автоматической сварки в среде углекислого газа

Е. В. ЗАХВАТКИН, В. И. НАУМОВ

Уральский автозавод

**К**ОНСТРУКЦИЕЙ заднего и среднего мостов автомобиля Урал-375 предусмотрена электродуговая сварка упорного фланца с кожухом полуоси (сталь 35ХГ1) сплошным кольцевым швом.

Для сварки этого изделия на заводе разработана, изготовлена и внедрена в производство специальная сварочная установка типа АС-1 (см. рисунок), которая состоит из следующих основных узлов: модернизированной сварочной головки типа АД-1000; механизма вращения свариваемого изделия; механизма защиты от излучений сварочной дуги; модернизированного сварочного преобразователя типа ПС-500; газовой аппаратуры; электрооборудования и сварной станины.

Для сварки в среде углекислого газа упорного фланца с кожухом полуоси необходимо применять проволоку диаметром 2,0 мм, так как при большем диаметре не обеспечивается необходимое проплавление корня шва и резко увеличивается разбрызгивание наплавленного металла.

Серийная же сварочная головка АД-1000 предназначена для сварки проволокой диаметром не менее 3,0 мм.

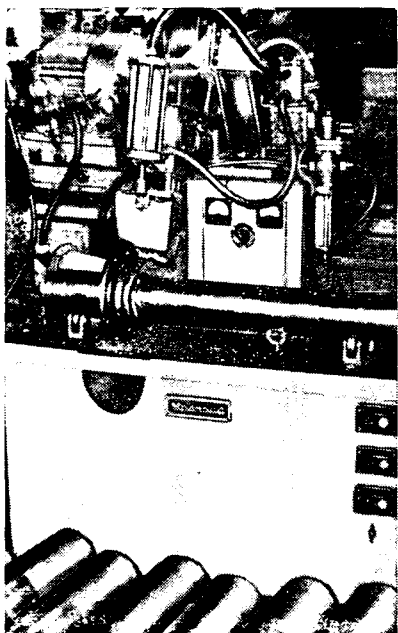
С целью возможности сварки проволокой диаметром 2,0 мм и получения оптимальной для сварки данного изделия скорости подачи проволоки модернизирована головка АД-1000. Модернизация заключалась в следующем.

Заменялась быстроходная пара цилиндрических шестерен редуктора головки для увеличения скорости подачи электродной проволоки со 120 до 352 м/ч.

Для лучшего подвода электрического тока к сварочной проволоке нижние разъемные контактные колодки заменялись неразъемной свечей с газоэлектрической горелкой.

Изменялась конструкция подающих роликов: увеличивался диаметр подающих роликов на 1 мм, уменьшался шаг насечки до 1 мм, вводилась проточка одного ролика под тарелки для предохранения соскальзывания сварочной проволоки с подающих роликов.

Механизм вращения свариваемого изделия (см. рисунок) состоит из асинхронного электродвигателя типа ДПТ-22/4 с числом оборотов 1410 в минуту, редуктора с двумя червячными передачами, двух карданных валов, двух раздаточных коробок, двух ведущих обзрезиненных роликов.



Двухступенчатый червячный редуктор расположен внутри подставки, на которой установлен кронштейн для крепления сварочной головки.

Прижатие кожуха полуоси к ведущим и опорным роликам, необходимое для равномерного вращения изделия, осуществляется собственным весом изделия.

Механизм защиты от излучения сварочной дуги (см. рисунок) состоит из двухходового электропневматического клапана, пневмоцилиндра, установленного на сварочной головке, подвижного и неподвижного кожухов.

Неподвижный кожух изготовлен из стального листа толщиной 1,5 мм с никелированной поверхностью и прикреплен тремя болтами непосредственно к станине установки.

Подвижный кожух сделан из медного листа толщиной 2,0 мм, покрытого никелем. Он укреплен на штоке пневмоцилиндра.

Преобразователь типа ПС-500\* модернизирован с целью получения плогопадающей внешней характеристики. Модернизация заключается в отключении размагничивающей последовательной обмотки возбуждения и подключении параллельной обмотки возбуждения к независимому источнику питания типа ВСА-5.

Газовая аппаратура состоит из подогревателя углекислого газа, редуктора, осушителя, наполненного силикогелем, ротаметра для настройки подачи и измерения расхода углекислого газа и газозлектрического клапана, предназначенного для включения подачи газа только во время горения дуги или наладки установки.

#### Техническая характеристика установки

Напряжения питающей сети в В . . . . .	380
Тип источника питания дуги . . . . .	ПС-500
Независимое возбуждение . . . . .	От ВСА-5
Пределы регулирования сварочного тока в А . . . . .	120—600
Пределы регулирования скорости подачи электродной проволоки в м/ч . . . . .	60—352
Максимальный вес электродной проволоки в кассете в кг . . . . .	40
Габаритные размеры (без источника тока) в мм:	
длина . . . . .	1330
ширина . . . . .	720
высота . . . . .	1950

Электрическая схема установки обеспечивает полную автоматизацию процесса сварки. С нажатием кнопки «Пуск» одновременно начинается вращение изделия, подача электродной проволоки, подача напряжения, подача углекислого газа, опускание вниз подвижного кожуха защиты от излучений дуги и включение подогревателя газа.

Через 33 сек после начала сварочного цикла прекращается вращение изделия, на 1 сек позднее (для возможности заварки кратера) отключается подача сварочной проволоки, а еще через 0,5 сек прекращается подача газа, отключается сварочный ток, подогреватель и электропневматический клапан для подъема подвижного кожуха механизма защиты от излучений дуги.

Ниже приводятся режимы сварки.

Сварочный ток в А . . . . .	400—450
Ток возбуждения генератора в А . . . . .	7,5—8
Напряжение на дуге в В . . . . .	26—28
Скорость сварки в м/ч . . . . .	51
Скорость подачи проволоки в м/ч . . . . .	280
Марка сварочной проволоки . . . . .	св. 08ГС
Диаметр сварочной проволоки в мм . . . . .	2,0
Расход углекислого газа в л/мин . . . . .	15—18

Внедрение установки в производство значительно повысило производительность труда, качество продукции, культуру производства и позволило получить годовую экономию в размере 19 932 руб.

\* Применение этого преобразователя было вызвано отсутствием на заводе во время изготовления установки преобразователя ПГ-500.

УДК 658.564

## Автоматическая линия для механической обработки пальца серьги рессоры

В. И. ЛЕОНОВ

Ульяновский автозавод

НА УЛЬЯНОВСКОМ автозаводе на базе универсального оборудования спроектирована и внедрена в производство автоматическая линия для механической обработки пальца серьги рессоры автомобиля ГАЗ-69.

Необходимо отметить, что при проектировании этой линии коренным образом была изменена действующая технология изготовления этого пальца. По старой технологии пальцы изготавливались на поточной линии, составленной из универсального оборудования.

Заготовка имеет вид заклепки с полукруглой головкой. Диаметр стержня 16 мм, а общая длина 98 мм.

Порядок операций по старой технологии следующий:

1 операция. Обсечка головки пальца с двух сторон, вызванная технологической необходимостью. Лыски при обработке

служили поводом. Операция производилась на эксцентриковом прессе.

2 операция. Зацентровка пальца с двух сторон.

3 операция. Обточка конца пальца под резьбу, снятие фаски и проточка канавки у головки.

4 операция. Накатывание шлицев.

5 операция. Накатывание резьбы.

По новой технологии операции проходят следующим образом:

1 операция. Шлифовка стержня.

2 операция. Обточка конца стержня под резьбу.

3 операция. Нарезание резьбы.

4 операция. Накатывание шлицев,

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru



Общий вид автоматической линии показан на рисунке. Спецификация станков и транспортных устройств линии приводится ниже.

Загрузочный бункер	1
Большой шлифовальный станок <sup>1</sup>	1
Загрузочное устройство	1
Агрегатно-токарный станок <sup>2</sup>	1
Транспортное устройство	1
Агрегатный резьбонарезной <sup>2</sup>	1
Привод вала питателя	1
Привод штанги транспортера	1
Привод штанги толкателя	1
Питатели	3
Люнет	1
Накатной станок	1
Разгрузочный бункер	1

<sup>1</sup> Универсальный.  
<sup>2</sup> Специальный.

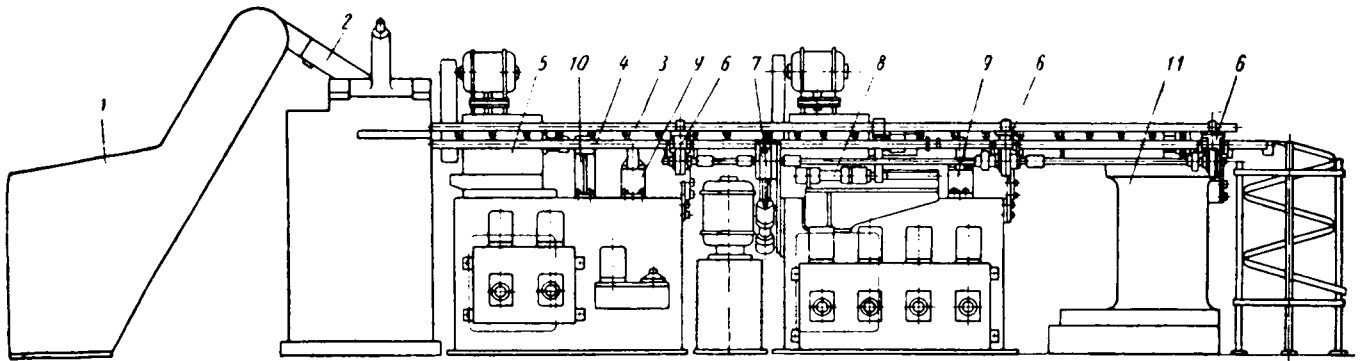
Автоматическим циклом объединены четыре станка, из которых два — обыкновенные серийные, взятые из действующего станочного парка завода и подвергнутые небольшой модернизации, и два станка (для обточки и резьбонарезной) изготовлены специально для автоматической линии с использованием силовых головок к агрегатным станкам.

С шарнирного лотка деталь первым флажком штанги транспортера 3 перемещается на лоток транспортера 4 и останавливается на позиции загрузки токарного станка 5. Токарный станок загружается посредством питателя 6. Питатели приводятся в действие рейкой гидравлического цилиндра 7, расположенного под углом 45° на станине резьбонарезного станка 8. Таким образом, деталь, попадая на призму питателя, переносится на линию центров станка. С призмы питателя деталь по промежуточному лотку толкателем, штанга которого расположена параллельно штанге транспортера, подается в губки зажимного приспособления 9.

Деталь обрабатывается вращающейся резцедержавкой с закрепленными в ней тремя резцами. Для обеспечения необходимой точности обработки детали резцедержавка закреплена в люнете 10. Вращение и подача резцедержавки осуществляются силовой головкой АУ-311 к агрегатным станкам.

После токарной обработки деталь толкателем ставится на призму питателя 6 и переносится на ось лотка транспортера 4. Перемещаясь дальше по лотку транспортера 4, деталь ставится на призму питателя 6 станка 8 для нарезания резьбы.

Резьба нарезается самораскрывающейся резьбонарезной головкой с круглыми гребенками. В качестве силовой головки применяется реверсивная резьбонарезная головка. Подача про-



Заготовки насыпаются в загрузочный бункер 1 (см. рисунок), из которого они посредством цепного транспортера с захватами поднимаются вверх и по наклонному лотку попадают на приемный горизонтальный лоток загрузочного устройства 2. Затем заготовка верхним штоком плунжерного гидравлического цилиндра загрузочного устройства проталкивается по лотку в зону шлифовального круга станка, где через прорез в лотке заготовка падает на нож станка. Отшлифованная деталь нижним штоком плунжерного гидроцилиндра выталкивается на шарнирный лоток, конструкция которого обеспечивает по мере износа рабочего круга постоянную связь ножа станка с лотком транспортера.

изводится за счет резьбового копира. Метод разгрузки резьбонарезного станка осуществляется так же, как на токарном станке.

Последняя механическая операция производится на накатном станке 11: с призмы питателя 6 деталь толкателем подается на нож, после чего происходит подача накатного ролика. Накатанная деталь толкателем ставится на призму питателя 6 и переносится на линию транспортного лотка. Следующим очередным ходом штанги транспортера обработанная деталь сталкивается на наклонный лоток разгрузочного бункера.

От внедрения автоматической линии уменьшилось количество производственных рабочих на 5 чел. Увеличилась производительность труда на 80%. Высвободилась производственная площадь. Общий экономический эффект составил 6260 руб.

УДК 621.984.1

## Некоторые вопросы технологии малоотходной штамповки

А. М. СМУРОВ

НИИТАвтопром

**БОЛЬШОЙ** масштаб и крупносерийность горячештамповочного производства в автомобильной промышленности позволяют наиболее эффективно использовать малоотходные способы штамповки. Эта задача осуществляется в направлении полной или частичной передачи функции, выполняемой облоем, конструкции штампа, повышения напряженности деформирования путем изменения профиля облойного мостика или применения штампов двойного действия, устанавливаемых на оборудовании простого действия. Для достижения ее применяют при штамповке в открытых штампах: клиновидный мостик облойной канавки, смещение к нижнему торцу поковки плоскости разреза (метод Ф. Д. Бичукина), постоянную толщину облойного мостика на протяжении всего процесса штамповки, а при штамповке в закрытых штампах: компенсацион-

ную полость, противодействующее устройство, подвижную матрицу, устанавливаемую на амортизационное устройство (например пневмогидроподушку)<sup>1</sup>.

Процессы, основанные на применении перечисленных способов, являются нестационарными. Для них характерна зависимость формы и размеров очага деформации от стадии процесса и граничных условий на контуре этого очага, а также условий на контактной поверхности. В нестационарных процессах для создания условий заполнения открытого штампа предусматривается технологический излишек металла — облой. Минимальная величина облоя  $V_0$  диктуется его технологической

<sup>1</sup> Область штамповки в разъемных матрицах здесь не рассматривается.

функцией создания сопротивления вытекающему за пределы ручья металлу, большего, чем сопротивление при заполнении гравюры. Однако при штамповке в открытом штампе фактический объем облоя  $V_{\phi}$  больше минимально необходимого  $V_0$ . Разница ( $V_{\phi} - V_0$ ) складывается из  $V_1 + V_2 + V_3 + V_4$ , где  $V_1 = V_{\max} - V_{\min}$ ;  $V_{\max}$  и  $V_{\min}$  — соответственно максимальный и минимальный объемы исходной заготовки, определяемые допусками на прокат, на резку, скос торцевой плоскости при резке;  $V_2$  — объем, вызываемый неравномерностью образования облоя по периметру поковки вследствие неточной укладки заготовки в штамп, когда только часть объема  $V_0$  выполняет свою функцию;  $V_3$  — объем, обусловленный износом штампа и, следовательно, компенсирующий увеличение полости штампа в процессе эксплуатации;  $V_4$  — объем, связанный с преждевременным вытеснением металла в облойную канавку.

Размеры статьи не позволяют привести математические выкладки, по которым можно судить о создаваемом облоем запирающем эффекте. Укажем лишь на полученные из расчета некоторые выводы. Вводя параметр  $q$ , имеющий ту же размерность, что и удельное давление ( $\text{кг/мм}^2$ ), количественно характеризующий запирающий эффект и представляющий среднюю интегральную величину подпирания сил трения на стенках облойной канавки, представляется возможным оценить профиль мостика. Применением в штампе облойной канавки, имеющей клиновидный мостик (рис. 1, б) или мостик с постоянной на

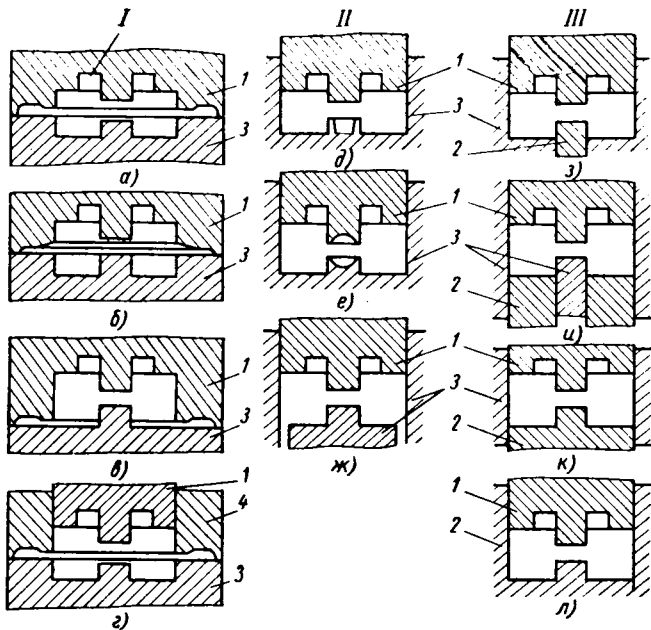


Рис. 1. Схемы штампов (а—л):

I — открытых (облойных); II — с компенсационной полостью; III — с противодавлением; 1 — подвижный давящий инструмент; 2 — противодавящий инструмент; 3 — неподвижный инструмент; 4 — инструмент, остающийся при деформировании поковки неподвижным.

протяжении всего процесса толщиной облоя (г), достигается одна и та же цель: создание более жесткого силового режима деформирования, благодаря чему требуется меньший объем  $V_3$ , чем в случае облойной канавки с параллельным мостиком (а), и снижается неравномерность образования облоя. Формоизменяющие операции в штампах с клиновым мостиком обеспечивают снижение отхода металла на 25—30% от веса облоя, получаемого в штампах с канавкой обычного профиля (а), увеличение производительности и повышение стойкости оснастки [1].

Сам факт разработки штампов, подобных схеме (рис. 1, г), свидетельствует об универсальности применяемого сейчас кузнечно-штамповочного оборудования, у которого отсутствие второго движущегося рабочего органа восполняется конструкцией штампа. Например, закрытие полости штампа двойного действия (рис. 2) осуществляется наружной облойной 1 до момента соприкосновения давящего инструмента 2 с поковкой. Движение наружной облойной, а также выталкивание поковки производится под действием подаваемого поочередно в отверстия 3 сжатого воздуха [2]. Пружины 4 помогают снятию поковки с инструмента 2.

Результатом применения штампов со смещенной (обычно к нижнему торцу поковки) плоскостью разреза (рис. 1, в) является также уменьшение объемов  $V_0$  и  $V_2$  и особенно связанного с преждевременным вытеснением металла за пределы ручья объема  $V_4$ , поскольку начало затекания металла в облойную канавку отодвигается на более позднюю стадию процесса.

Положительно оценивая рассмотренные схемы, необходимо заметить, что создание пресов двойного действия для производства определенной номенклатуры поковок является назревшей задачей, решение которой позволит упростить штамповую оснастку и повысить ее надежность в работе.

В значительной степени объем  $V_{\phi}$  удастся уменьшить в процессах, осуществляемых на кривошипных прессах в закрытых штампах с компенсационной полостью (рис. 1, д, е, ж). Вопрос, касающийся определения и назначения объема  $V_0$  в данном случае, может решаться с привлечением для анализа параметра  $q$ , характеризующего, как и в процессах облойной штамповки, запирающий эффект затекающего в компенсационную полость металла. Для круглых в плане поковок (подвергаемых в дальнейшем прошивке) с центральным расположением компенсатора (рис. 1, д) часто оказывается возможным не предусматривать не только объемы  $V_2$  и  $V_4$ , но и объем  $V_0$ , поскольку наличие в таких поковках перемычки усиливает запирающий эффект. Поэтому размеры компенсационной полости должны определяться, исходя из  $V_{\phi} = V_1 + V_3$  [3].

Компенсационная полость (рис. 1, ж), расположенная по периметру торца поковки (в частности кольцевая), при том же объеме  $V_{\phi}$ , поперечном сечении компенсатора и штамповочном уклоне, что и в случае применения схемы, приведенной на рис. 1, д, имеет меньший запирающий эффект. Схеме, изображенной на рис. 1, ж, присущи недостатки схем открытого штампа, а именно: неравномерное затекание металла по периметру, вследствие чего специально предусматриваемый отход увеличивается до величины  $V_{\phi} = V_0 + V_1 + V_2 + V_3$ . С другой стороны, процесс штамповки по схеме ж не создает таких больших нагрузок на штамп, как в случае применения схемы, приведенной на рис. 1, д.

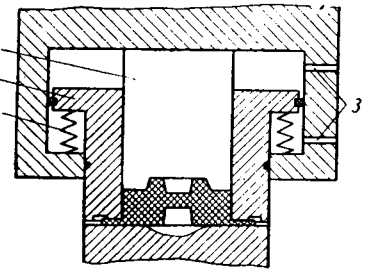


Рис. 2. Штамп двойного действия.

Окончательный ручей (рис. 1, е) целесообразно применять для симметричных поковок с небольшой толщиной. Формоизменение в таком ручье, имеющем глухую компенсационную полость, объем которой должен быть не менее  $V_{\phi} = V_1 + V_3$ , представляет по существу перемещение металла в радиальном направлении (к продольной оси).

Наименьшая величина объема  $V_{\phi}$  достигается применением закрытых штампов с противодавящим устройством и, как частный случай, — закрытых штампов с матрицей, устанавливаемой на амортизационное устройство.

Кроме экономии металла, штамповка с противодавлением позволяет использовать прокат обычной точности, получать более жесткие допуски, особенно на поперечные размеры поковки, избегать образования торцевых заусенцев и, изменяя характер формоизменения (без опасности вызвать перегрузку штампа), увеличивать степень деформации, благодаря чему появляется возможность штамповать за меньшее число переходов и прошивать поковки (в случае необходимости) на штамповочном прессе.

Наиболее важными зависимостями, которые должны учитываться при разработке процесса с противодавлением, являются влияние усилия противодавления  $P_2$  на удельное давление  $p_1$  (или усилие штамповки  $P_1$ ) и ход противодавящего инструмента  $\Delta z$ . Расчеты дают следующие зависимости, позволяющие определить верхнюю границу влияния  $P_2$ :

$$p_1 = p_0 + \frac{P_2}{F_2},$$

где  $p_0$  — удельное давление штамповки без противодавления;  $F_2$  — проекция площади контакта поковки с противодавящим инструментом, обычно выполняющим также роль выталкивателя.

Наиболее сложной задачей является определение  $P_2$ , поскольку трудно учесть все условия протекания процесса. Отметим только противоречие, которое наблюдается при стремлении добиться заполнения ручья сложной конфигурации путем увеличения противодействующей силы  $P_2$ . Легко доказать, что абсолютная величина  $P_2$  (при прочих равных условиях и, в первую очередь, равных площадях контакта противодействующего инструмента с поковкой) не может превышать некоторую предельную величину, поскольку в противном случае возможно затекание металла в зазор  $i_2$ . Поэтому разработка операции должна начинаться с определения максимально допустимой величины  $P_2$  с учетом других факторов. Возможны различные случаи, в которых на величину  $P_2$  будут влиять в большей мере те или иные параметры. Определяя максимальную величину  $P_2$ , всегда необходимо учитывать степень заполнения угла, образованного стенкой матрицы и противодействующим инструментом  $r_0$ .

Анализ напряженного состояния применительно к упомянутой схеме дает следующие зависимости между усилием противодействия  $P_2$ , степенью заполнения  $r_0$ , пределом текучести деформируемого металла  $\sigma_s$  и другими геометрическими параметрами:

для цилиндрической формы противодействующего инструмента

$$P_2 = \sigma_s \left( 2,2 + 0,5 \ln \sqrt{\frac{D_2}{r_0}} \right) F_2;$$

для кольцеобразной формы противодействующего инструмента

$$P_2 = \sigma_s \left( 1,8 + 1,5 \ln \sqrt{\frac{A_2}{r_0}} \right) F_2,$$

где  $D_2$  (или  $A_2$ ) — поперечный размер противодействующего инструмента.

В обеих формулах величина  $r_0$ , как следует из сказанного выше, не должна быть меньше величины  $i_2$ .

Ход противодействующего устройства  $\Delta l_2$ , который требуется знать при разработке штампа, целесообразно свести к минимуму, обусловленному колебанием объемов ( $V_1 + V_3$ ), т. е. принять, что  $\Delta l_2 \approx \frac{1}{F_2} (V_1 + V_3)$ .

Противодействующие устройства могут быть основаны на различных принципах создания усилия  $P_2$ . Возможно применение механических (пружинных) или гидравлических (пневматических) систем (установок), каждая из которых имеет свои преимущества.

При выборе системы (установки) должны исходить из удовлетворения оптимальных параметров разрабатываемого процесса, т. е. учитывать обеспечение полученных из расчета  $\Delta l_2$  и  $P_2$ , а также возможности конструктивного исполнения противодействующего устройства.

Наиболее компактными являются противодействующие устройства, в конструкциях которых используются механические, в частности пружинные системы. Противодействующие устройства с пружинами большой жесткости могут размещаться в пределах кузнечного пакета. Недостатком пружин, однако, является их малый прогиб, который не всегда обеспечивает необходимый ход  $\Delta l_2$ . В этом отношении выгодно отличаются гидропневматические установки, обеспечивающие  $P_2$  и  $\Delta l_2$  практически любой величины. Вместе с тем, они не встраиваются полностью в пакет штампа: противодействующий инструмент и сочлененные с ним детали размещаются в штампе, а мультипликаторы, насосы, приводы и т. д. выносятся за пределы штампового пространства пресса.

Взаимосвязанные величины  $P_2$  и  $F_2$  целесообразно подбирать с учетом размера, количества пружин и их сочленения (рис. 3). Известные характеристики, например жесткость пружины, закон изменения усилия и т. д., регламентированные ГОСТами и нормами, облегчают разработку противодействующего устройства и сводят к минимуму объем работ по освоению их.

Выпускаемые промышленностью пружины имеют приблизительно линейную зависимость между ходом (сжатием)  $\Delta l_2$  и развиваемым при этом усилием. В частности, у тарельчатых пружин (ГОСТ 3057-54) усилие с точностью 20% линейно возрастает при сжатии не менее, чем на 35% от максимального их прогиба  $\delta_{\max}$ . Если обозначить жесткость пружины через  $\eta = \frac{dP_2}{d\Delta l_2} = \text{const}$ , то представляется возможным определить

силовую характеристику пакета пружин (рис. 3), составленного из любого числа секций одинаковых пружин (а), при раз-

личных способах сочленения пружин (б) и пакета, составленного из пружин различной жесткости  $\eta$  (в).

Если полусекции содержат равное число  $n$  пружин одинаковой жесткости  $\eta$ , развиваемое ими усилие определяется по формуле

$$P_2 = P_{2 \text{ нач}} + \eta \Delta l_{20} \frac{n}{2N},$$

где  $N$  — число полусекций;

$P_{2 \text{ нач}}$  — усилие предварительной затяжки (сжатия) пакета;

$\Delta l_{20}$  — общий ход (величина сжатия) пакета.

Ход  $\Delta l_{20}$  не должен превышать величины  $\Delta l_{20} \leq \Delta l_{2 \max} = 2N \delta_{\max} - \Delta l_{2 \text{ пр}}$  (где  $\Delta l_{2 \text{ пр}}$  — величина предварительной затяжки пакета).

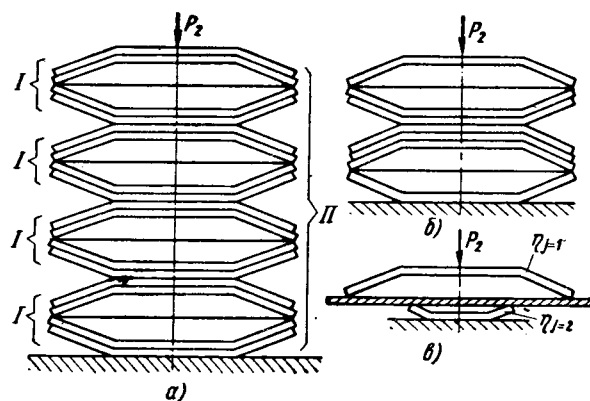


Рис. 3. Схема к расчету пружин (сечение пружин условно не заштриховано):

$I$  — секции пружин;  $II$  — пакет пружин.

Аналогично для схемы, изображенной на рис. 3, б, имеем

$$P_2 = P_{2 \text{ нач}} + \eta \Delta l_{20} \frac{1}{\sum \frac{1}{n_i}},$$

где  $n_i$  — число пружин в каждой полусекции.

При этом необходимо проверить выполнение неравенства  $\frac{P_2}{\eta n_{\min}} \leq \delta_{\max}$ , которое должно быть соблюдено ( $n_{\min}$  — минимальное число пружин в полусекции).

Наконец, для схемы, приведенной на рис. 3, в, имеем

$$P_2 = P_{2 \text{ нач}} + \Delta l_{20} \frac{1}{\sum \frac{1}{\eta_j}},$$

причем также необходимо выполнить условие

$$\Delta l_{20} \leq \Delta l_{2 \max} = \delta'_{\max} - \frac{P_{2 \text{ нач}}}{\eta_{\min}},$$

где  $\eta_{\min}$  и  $\delta'_{\max}$  — соответственно минимальная жесткость пружины и ее максимально допустимый прогиб.

Таким образом, варьируя числом пакетов и сочленением пружин (по крайней мере, с одинаковой жесткостью), можно значительно расширить диапазон величин  $P_2$  и  $\Delta l_2$ , которые удовлетворяли бы процессу штамповки.

Частный случай штамповки с противодействием — это штамповка в штампе, имеющем устанавливаемую на пневмогидроамортизационное (гидрокомпенсационное) устройство матрицу, поскольку при этом величина  $F_2$  равна проекции площади контакта давящего инструмента (пуансона) с поковкой  $F_1$ , а усилие штамповки  $P_1$  или почти равно развиваемому амортизационным устройством усилию  $P_2$  (рис. 1, к), или точно равно ему (рис. 1, л). Требованиями данного процесса является постоянство  $P_2$  в конце его независимо от хода (опускания) подвижной матрицы, вызываемого колебанием объема исход-

ной заготовки и равного  $\Delta l'_2 = \frac{1}{F_1} (V_1 + V_3)$ . Условие  $P'_2 = \text{const}$  в последней стадии штамповки исключает возможность применения известных механических систем по созданию усилий как с точки зрения их неподходящей силовой характеристики (зависимость  $P_2$  от хода  $\Delta l_2$ ), так и больших величин  $P'_2 \rightarrow P_1$ . Указанные требования удовлетворяются пневмогидравлическими системами.

Отмеченные технологические аспекты, не охватывая полностью всех сторон производства поковок, в частности конструирования оснастки, позволяют, однако, выявить преемственность различных направлений на пути совершенствования

малоотходной штамповки, вскрыть вопросы, связанные с определением возможности и целесообразности применения того или иного процесса, и дать рекомендации.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Сборник ФТИ АН БССР. Вып. 5, 1959.
2. Совершенствование кузнечно-штамповочного производства (обобщение опыта уральских заводов), под ред. Ганаго О. А., Шелехова В. А., Балясного И. М. Машгиз, 1963.
3. Смуров А. М., Морковкин Б. В. — «Автомобильная промышленность», 1962, № 3.

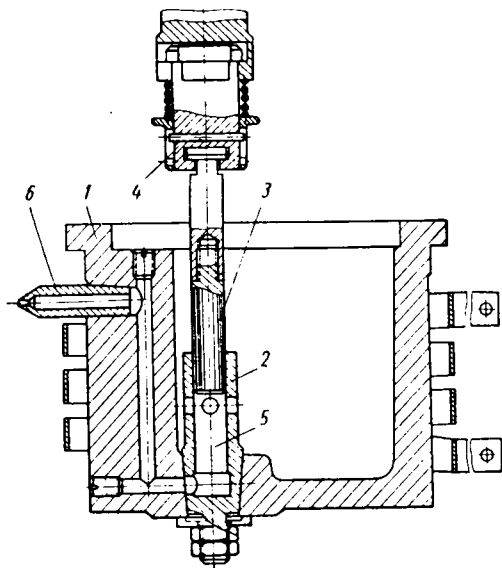
УДК 621.746.58

## Усовершенствованная конструкция горшка к машинам литья под давлением

Е. Г. ЛИПАТОВ

Владимирский завод «Автоприбор»

**О**ПЫТ работы с машинами для литья под давлением с горячей камерой прессования показывает, что в них первыми изнашиваются плунжер и горшок. Это относится к литейным машинам с ручным, полуавтоматическим и автоматическим управлением. У этих машин следующие недостатки: приходится часто менять комплект плунжер—горшок; затрачивать много времени на переналадку и доводку деталей камеры прессования; расходовать много чугуна на горшки.



Сущность усовершенствования, предложенного Р. Д. Князем и автором статьи, сводится к тому, что с целью увеличения стойкости плунжера его изготавливают из закаленной стали марки 3Х2В8 взамен углеродистой; в дно горшка монтируется буска из этой же стали (твердость деталей RC 40—46).

Длительные эксперименты показали, что плунжер и буска устойчиво работают на истирание в среде расплавленного цинкового сплава ЦА-4 в машинах литья под давлением с горячей камерой прессования.

Конструкция модернизированного узла горячей камеры представлена на рисунке.

В горшок 1 вставлена буска 2, притертая в конус днища горшка и законченная гайками. В буску 2 входит плунжер 3, который самоцентрируется специально сконструированным плунжероудержателем 4.

Особенностью конструкции горшка является смещение канала 5 от центра горшка, которое значительно сократило путь прохождения металла к мундштуку 6 по сравнению со старой конструкцией горшка.

Плунжер 3, двигаясь вниз, вытесняет металл из канала 5 к прессформе, в которой формируется готовая отливка. При обратном ходе плунжер 3 останавливается выше отверстий, через которые наполняется камера сжатия. Рассмотрим техническую характеристику горячей камеры прессования малых автоматических литейных машин.

Емкость горшка в см <sup>3</sup> . . . . .	1500
Температура нагрева сплава в °С . . . . .	410—420
Подогрев горшка:	
нихромовая лента, размер в мм . . . . .	20×2
напряжение в в . . . . .	4,5
мощность электроподогрева в кват . . . . .	8—8,5
Диаметр плунжера в мм . . . . .	17—18
Удельное давление на металл в кг/см <sup>2</sup> . . . . .	90—100
Давление воздуха в сети в атм . . . . .	5,5—6,0
Вес отливки (максимальный) в г . . . . .	15

В результате изменения конструкции горшка, материала плунжера и буски во много раз увеличился их срок эксплуатации, сократился простой машин и расход электроэнергии.

Один рабочий-самоналадчик обслуживает пять автоматических малых литейных машин, оснащенных новыми горшками и плунжерами.

Новая конструкция горшка внедрена в производство в 1963 г. в литейно-механическом цехе Владимирского завода «Автоприбор».

От внедрения предложения получена экономия 1960 руб.

## ПУСКОВЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ «СТАНДАРТ»

Для пуска газотурбинного двигателя малой мощности широко применяется низковольтная система зажигания со свечой поверхностного разряда емкостного типа.

Такая система дает возможность получать мощные конденсированные разряды, энергия которых в сотни раз превышает энергию разряда обычных высоковольтных систем зажигания, а применение свечи поверхностного разряда делает ее, в отличие от обычной свечи с воздушным искровым зазором, нечувствительной к нагарообразованию.

Примером низковольтной системы зажигания может служить система фирмы Лодж (Lodge тип Р. Е. 6(2)В), применяемая на английских газотурбинных двигателях «Стандарт».

Принципиальная электрическая схема агрегата зажигания Лодж приведена на рис. 1.

Основными элементами агрегата зажигания являются: электромагнитный ви-

братор, повышающий трансформатор, полупроводниковый выпрямитель, накопительный конденсатор, герметичный газонаполненный разрядник.

Питание агрегата зажигания осуществляется от аккумуляторной батареи при напряжении 12 в. Плюс источника подается на штепсельный разъем, минус — на корпус агрегата (массу).

Агрегат рассчитан на две свечи поверхностного разряда, соединенные последовательно. Такое соединение позволяет осуществлять питание свечи от одного комплекта элементов агрегата зажигания, что упрощает систему.

В системе зажигания Лодж постоянный ток низкого напряжения, поступающий от аккумуляторной батареи, преобразуется с помощью электромагнитного вибратора в пульсирующий ток, который подается в первичную обмотку трансформатора.

Параллельно высоковольтным проводам и массе включено защитное сопротивление  $R$ , которое служит для предохранения накопительного конденсатора от возможных перенапряжений в случае нарушения контактов в цепи свечей.

Для защиты полупроводникового выпрямителя от перегрузки в начальный период зарядки накопительного конденсатора служит ограничительное сопротивление  $R_0$ , включенное в цепь последовательно с выпрямителем.

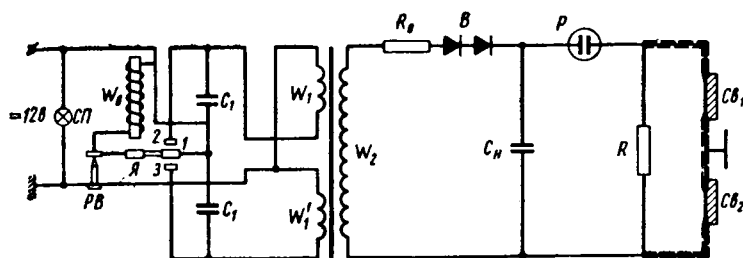


Рис. 1 Принципиальная электрическая схема агрегата зажигания Лодж:

1, 2, 3 — контакты вибропреобразователя; СЛ — сигнальная лампочка; W — обмотка вибропреобразователя; Я — якорь вибропреобразователя; РВ — регулировочный винт; C<sub>1</sub> — искрогасящие конденсаторы; W<sub>1</sub> и W<sub>2</sub> — первичные обмотки трансформатора; W<sub>2</sub> — вторичная обмотка трансформатора; R<sub>0</sub> — ограничительное сопротивление; В — выпрямитель; C<sub>н</sub> — накопительный (рабочий) конденсатор; Р — разрядник; R — сопротивление; Св<sub>1</sub> и Св<sub>2</sub> — полупроводниковые свечи;

братор, повышающий трансформатор, полупроводниковый выпрямитель, накопительный конденсатор, герметичный газонаполненный разрядник.

Питание агрегата зажигания осуществляется от аккумуляторной батареи при напряжении 12 в. Плюс источника подается на штепсельный разъем, минус — на корпус агрегата (массу).

Агрегат рассчитан на две свечи поверхностного разряда, соединенные последовательно. Такое соединение позволяет осуществлять питание свечи от одного комплекта элементов агрегата зажигания, что упрощает систему.

В системе зажигания Лодж постоянный ток низкого напряжения, поступающий от аккумуляторной батареи, преобразуется с помощью электромагнитного вибратора в пульсирующий ток, который подается в первичную обмотку трансформатора.

Параллельно контактам вибратора подключены два искрогасящих конденсатора C<sub>1</sub>.

Пульсирующий ток низкого напряжения преобразуется во вторичной обмот-

Ниже приводится техническая характеристика системы зажигания Лодж.

Напряжение питания $U$ в в . . . . .	12
Потребляемый ток $I$ в а . . . . .	3
Частота размыканий $i$ в 1/сек . . . . .	55
Пробивное напряжение разрядника $U_{пр}$ в кВ . . . . .	2
Емкость накопительного конденсатора $C_n$ в мкФ . . . . .	3
Частота искрообразования $f$ в 1/сек . . . . .	3

Запасенная в накопительном конденсаторе энергия составляет

$$Q_{зап} = \frac{C_n U_{пр}^2}{2} = \frac{3 \cdot 10^{-6} \cdot 2^2 \cdot 10^6}{2} = 6 \text{ дж.}$$

Агрегат зажигания разделен монтажной панелью на две части. В одной части агрегата расположены вибратор, трансформатор, конденсатор и ограничительное сопротивление  $R_0$ , в другой части —

разрядник, выпрямитель, защитное сопротивление и сигнальная лампочка, которая зажигается при подаче питания к агрегату.

Для исследования пусковых характеристик системы зажигания Лодж был создан экспериментальный стенд (рис. 2), в котором монтировалась камера сгорания, форсунка и свеча двигателя «Стандарт» мощностью 250 л. с.

Как известно, на двигателе «Стандарт» предусмотрены две камеры сгорания, расположенные тангенциально к газосборнику так, что подвод воздуха к ним осуществляется по схеме, близкой к противоточной.

В нашем случае камера двигателя «Стандарт» испытывалась в прямоточной схеме, что, однако, ввиду малой скорости обтекания камеры воздухом не должно было отразиться на результатах опытов.

Камера сгорания двигателя «Стандарт» рассчитана на расход воздуха на номинальном режиме  $G_a = 1,18 \text{ кг/сек}$  при давлении воздуха на входе  $p_2 = 3 \text{ кг/см}^2$ .

Средняя скорость воздуха в отверстиях камеры при этом составляет  $w_0 = 65 \text{ м/сек}$ .

Камера имеет следующие размеры:

Диаметр камеры в миделевом сечении $D_K$ в мм . . . . .	148
Длина камеры $L_K$ в мм . . . . .	223
Суммарная площадь отверстий $\Sigma F_0$ в см <sup>2</sup> . . . . .	81,3
Рабочий объем камеры $V_K$ в дм <sup>3</sup> . . . . .	2,2

В головке камеры установлен лопаточный завихритель центробежного типа, что создает интенсивную закрутку потока в первичной зоне вокруг форсунки. Проходная площадь завихрителя  $6,29 \text{ см}^2$ . В головке камеры, где установлена запальная свеча, предусмотрены отверстия диаметром 3,2 мм, расположенные в три ряда. Эти отверстия служат для охлаждения стенки и сдувания нагара. Запальная свеча поверхностного разряда системы Лодж, как и на двигателе, была установлена заподлицо с внутренней стеной камеры.

Такая установка свечи облегчает условия ее работы в смысле возможного перегрева, но и усложняет пуск, так как свеча находится в значительном удалении от топливного факела.

Как известно, на двигателе «Стандарт» применяется форсунка центробежного типа с дополнительным клапаном, который включается при большой нагрузке для снижения максимального давления топлива в системе.

Пуск двигателя осуществляется на основном канале. Расходная характеристика форсунки на этом канале приведена в таблице.

При настоящих испытаниях топливо подавалось только к основному каналу.

Опыты проводились на зимнем дизельном топливе (ГОСТ 4749-49) при температуре 20°C. Выход из камеры был открытым, поэтому давление в ней мало отличалось от атмосферного. Температу-

Параметры	Давление топлива $p_m$ в $\text{кг/см}^2$			
	1	3	5	10
Расход топлива $G_m$ в $\text{кг/ч}$	9,3	18,9	24,2	32
Угол распыла $\beta$ в град.	28	48	58	69

ра воздуха на входе в камеру составляла 30—40°C, т. е. примерно соответствовала температуре воздуха за компрессо-

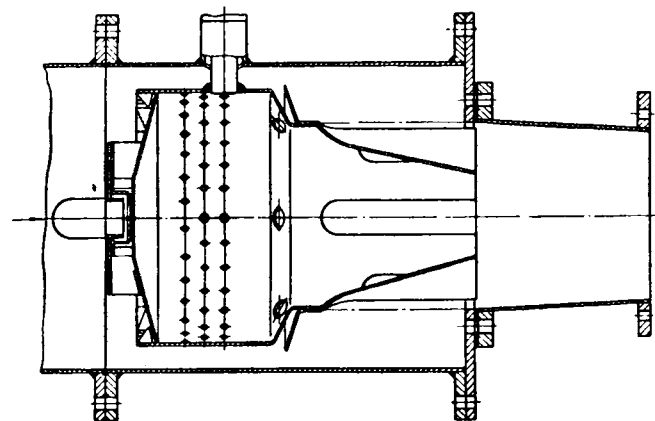


Рис. 2. Экспериментальный стенд для испытания камеры сгорания двигателя «Стандарт».

ром при зимнем пуске газотурбинного двигателя.

Испытания сводились к снятию характеристики зависимости минимального давления топлива перед форсункой  $p_m$ , при котором проходило воспламенение смеси, от средней скорости воздуха в отверстиях камеры  $w_0$ .

При испытаниях была принята следующая методика:

1. Устанавливалась постоянная скорость воздуха в отверстиях камеры  $w_0$ .
2. Создавалось определенное давление топлива перед форсункой, при этом топливо через нее не подавалось.
3. Включалось зажигание и одновременно открывался электромагнитный клапан перед форсункой. Если в течение 5 сек воспламенения не происходило, пуск считался не совершившимся.
4. Для удаления остатков топлива и охлаждения стенки камера в течение 2 мин перед каждой попыткой пуска продувалась воздухом.

5. На каждом режиме производилось по три попытки пуска, который считался успешным, если воспламенение происходило не менее чем в двух случаях.

На рис. 3 (кривая 2) приведена пусковая характеристика камеры сгорания двигателя «Стандарт», полученная с системы зажигания Лодж.

Характеристика снята для значений  $w_0$ , превышающих 50% номинальной скорости. В действительных условиях пуска двигателя скорость  $w_0$  будет значительно ниже, однако диапазон  $w_0$  при испытаниях расширен с тем, чтобы со-

Для сравнения на рис. 3 нанесены также пусковые характеристики еще двух низковольтных систем зажигания, полученные на камере сгорания двигателя «Стандарт» с той же самой свечой Лодж, а именно системы зажигания НСЗ-2АМ с запасенной энергией  $Q_{зап} = 2 \text{ дж}$  и системы зажигания английской фирмы Ротакс с  $Q_{зап} = 12 \text{ дж}$ .

Из приведенных данных видно, что снижение  $Q_{зап}$  до 2 дж значительно ухудшает пусковые качества камеры.

Наоборот, дальнейшее повышение  $Q_{зап}$  свыше 6 дж малоэффективно, особенно в области низких  $w_0$ .

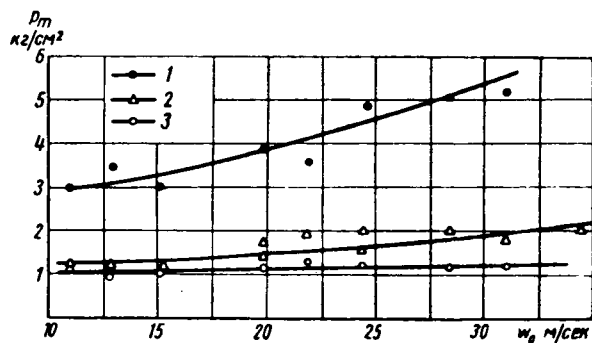


Рис. 3. Пусковые характеристики камеры сгорания «Стандарт» с различными системами зажигания: 1 — система НСЗ-2АМ; 2 — система Лодж; 3 — система Ротакс.

дать более тяжелые условия пуска, соответствующие условиям эксплуатации газотурбинного двигателя при отрицательных температурах.

Качественно на сужение границы зоны воспламенения увеличение скорости потока и снижение температуры топлива оказывают одинаковое влияние. Поэтому, как показал опыт, камера сгорания, которая пускалась при положительных температурах топлива с более высокими  $w_0$ , лучше пускалась и при отрицательных температурах.

Как видно из рис. 3, характеристики  $p_m = f(w_0)$  для камеры сгорания двигателя «Стандарт» проходят очень полого в широком диапазоне изменения  $w_0$ , что свидетельствует о высоких энергетических качествах системы зажигания Лодж.

Уровень пусковых давлений при этом довольно низкий ( $p_m = 1,2 \div 2,2 \text{ кг/см}^2$ ), что соответствует малым углам распыла.

## Выводы

1. Низковольтная система зажигания Лодж ( $Q_{зап} = 6 \text{ дж}$ ) со свечой поверхностного разряда той же фирмы, применяемая на двигателе «Стандарт», обеспечивает надежный пуск камеры сгорания при низком пусковом давлении топлива в широком диапазоне изменения  $w_0$ , несмотря на значительное удаление свечи от топливного факела и применение центробежного завихрителя с интенсивной закруткой потока.

2. Дальнейшее увеличение энергии разряда до  $Q_{зап} = 12 \text{ дж}$  (система Ротакс) не улучшает существенно пусковые характеристики камеры.

3. Снижение энергии разряда до  $Q_{зап} = 2 \text{ дж}$  (система НСЗ-2АМ) резко ухудшает пусковые характеристики камеры сгорания двигателя «Стандарт».

Канд. техн. наук А. С. ШТЕЙНБЕРГ

## ТЕРМОИНДИКАТОРЫ

ДЛЯ быстрого определения температуры различных изделий при их механической и термической обработке и других процессах, требующих соблюдения температурного режима, применяют термоиндикаторы. Действие термоиндикаторов сводится к тому, что при определенной температуре, называемой температурой перехода или критической, они резко изменяют свой цвет.

Термоиндикаторы можно использовать для измерения температур движущихся деталей, горячих поверхностей котлов, электромашин, работающих двигателей, объектов, находящихся под высоким давлением, свариваемых поверхностей, а также при термообработке металлов.

Термоиндикаторы выпускаются в ви-

де наборов 12 красок для индикации температур от 45 до 610° и термочувствительных карандашей в диапазоне 140—600°. Точность измерения в пределах  $\pm 10^\circ$ .

Термочувствительные краски, представляющие собой суспензии термочувствительного соединения и наполнителей в лаке на основе синтетических смол, наносятся кистью или пульверизатором на холодную, свободную от краски поверхность в один или два слоя до полного покрытия испытываемой поверхности. Как только окрашенная поверхность достигнет критической для данной краски температуры, цвет термочувствительной краски изменится согласно шкале.

Термочувствительные карандаши пред-

ставляют собой цилиндрические восковые палочки длиной 80 мм, диаметром 8 мм, пигментированные термочувствительными соединениями. Для измерения температур на поверхность изделия карандашом наносят штрих, который изменяет свой цвет при достижении критической температуры.

Термоиндикаторы вместе с подробной инструкцией по их использованию можно приобрести за наличный расчет или по перечислению в специализированных магазинах химреактивов треста «Союзреактив». По желанию потребителей термоиндикаторы высылаются почтовыми посылками.

**А. З. СЛАДКОВ**

## ПОЛЕЗНАЯ КНИГА

ЛИТВИНОВ А. С., РОТЕНБЕРГ Р. В., ФРУМКИН А. К.

## ШАССИ АВТОМОБИЛЯ

### Конструкция и элементы расчета

**М., Машгиз, 1963, 404 стр. Цена 2 р. 28 к.**

Книга содержит описание и анализ большого числа конструкций основных механизмов и узлов современных отечественных и зарубежных автомобилей, требования, предъявляемые к механизмам трансмиссии, рулевым управлениям, тормозным системам и подвеске автомобиля, и конструктивные меры их обеспечения. Приведены основы расчета механизмов и узлов автомобиля.

### КНИГУ МОЖНО КУПИТЬ

#### в Москве:

ул. Петровка, 15, магазин № 8; 5-я Черемушkinsкая ул., 14, магазин № 93; Ленинский пр., 40, магазин № 115; Измайловский бульвар, 60/10, магазин № 118; ул. Кирова, 6, магазин № 120.

#### в Ленинграде:

Невский пр., 28, магазин № 1; Литейный пр., 64, магазин № 5; Петроградская сторона, Б. Проспект, 19, магазин № 63, а также выписать по почте через отделы «Книга — почтой» указанных выше магазинов.

Двухнедельный научно-технический журнал

## «АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ США»

(Automotive Industries)

перевод с английского

ГОД ИЗДАНИЯ НА РУССКОМ ЯЗЫКЕ V

Подписная цена:

на год 8 р. 40 к., на 6 мес. 4 р. 20 к., на 3 мес. 2 р. 10 к. Цена одного номера 35 коп.

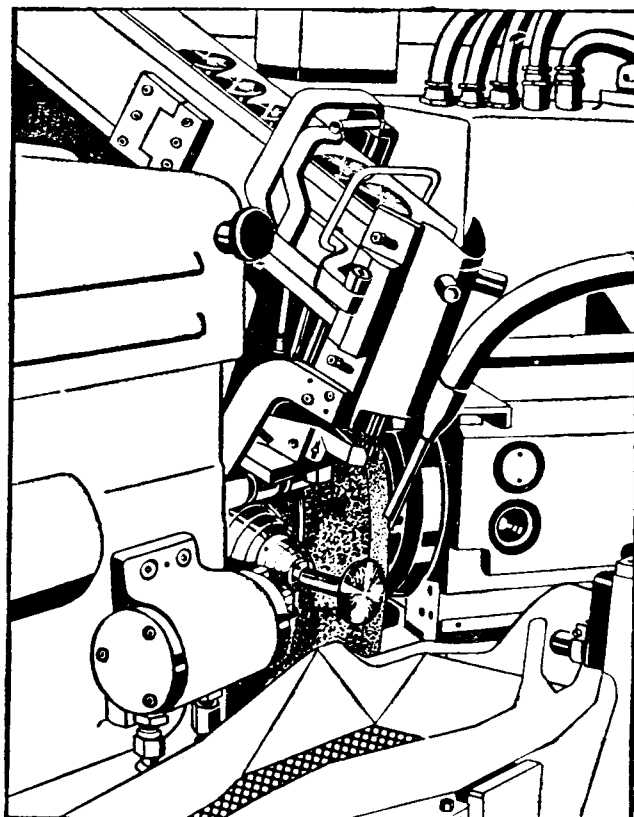
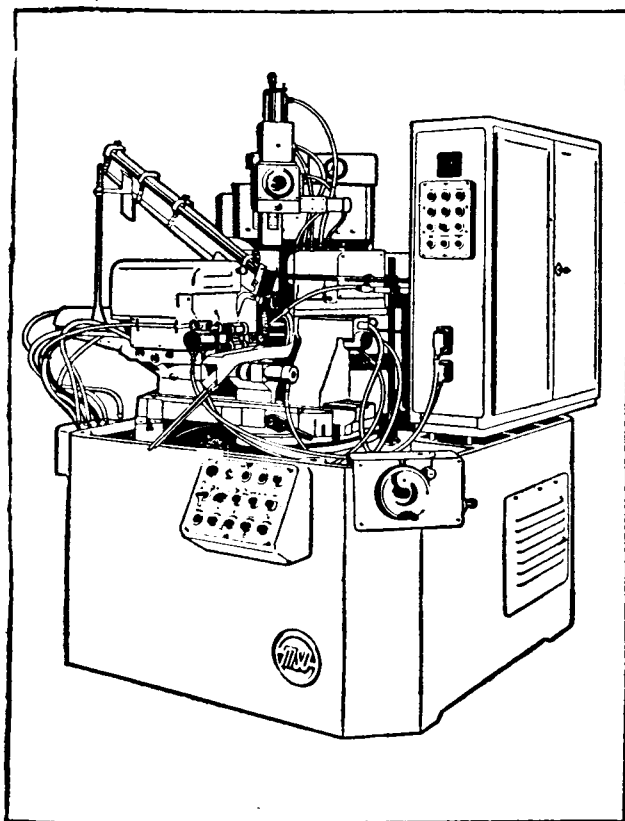
Журнал рассчитан на инженерно-технических работников заводов, научно-исследовательских институтов, лабораторий и проектных организаций автомобильной, тракторной и авиационной промышленности, а также на преподавателей и учащихся соответствующих средних и высших учебных заведений.

Журнал публикует материалы по вопросам технологии и организации производства, а также сведения, касающиеся оборудования, применяемого в автомобильной, тракторной и частично в авиационной промышленности США.

В нем освещаются достижения в области конструирования новых типов автомобилей и тракторов.



# 300 КОНУСНЫХ КЛАПАНОВ В ЧАС ШЛИФУЕТ



## Электрогидравлическая полностью автоматическая машина для шлифования седла клапана модель FHV

Подводка через стпель-магазин  
Автоматический отвод  
Автоматическая компенсация пригонки  
Возможность сцепления с другими обрабатывающими  
машинами  
Короткое время на переналадку  
Возможность обслуживания рабочего цикла у щита  
управления с хорошим обзором

Максимальная величина угла  $121^\circ$   
Максимальный диаметр диска 65 мм  
Максимальный диаметр стержня 15 мм  
Наибольшая длина 170 мм  
Эти машины работают на ведущих европейских авто-  
мобильных заводах

**mso werke OFFENBACH AM MAIN**

Senefelderstrasse 162, Postfach 37, Telefon 80 191 FRG

## НОВЫЕ КНИГИ 1965 г. ПО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЮ

АКСЕНОВ В. Ю., инж., и др. Мотоциклы К-125, К-175 и их модификации. Изд. 2-е, переработ. и доп. 15 изд. л. Цена 85 коп.

Темплан 1965 г., № 446.

БЕЛЕНЬКИЙ Ю. Б., канд. техн. наук, и др. Новое в расчете и конструкции тормозов автомобилей. 6 изд. л. Цена 40 коп.

Темплан 1965 г., № 447.

БЕЛКИН Л. И., инж., и др. Автомобиль «Москвич» модели 403. Конструкция и техническое обслуживание. Под ред. гл. конструктора А. Ф. Андронובה, 28 изд. л. Цена 1 р. 13 коп.

Темплан 1965 г., № 448

БУХАРИН Н. А., д-р техн. наук проф., ПРОЗОРОВ В. С., инж., и ШУКИН М. М., канд. техн. наук. Автомобили. Теория рабочих процессов, теория прочности агрегатов и систем автомобилей. Учебник для вузов. 25 изд. л. Цена 1 р. 03 коп.

Темплан 1965 г., № 10.

ГАВРИЛОВ А. К., канд. техн. наук. Системы жидкостного охлаждения автотракторных двигателей.

Обобщен материал по теории, конструкции, расчету и исследованиям систем жидкостного охлаждения автотракторных двигателей.

Темплан 1965 г., № 450.

ЗИЛЬБЕРБЕРГ В. И., инж., и др. Комплексная механизация и автоматизация окрасочных работ. 14 изд. л. Цена 90 коп.

Технологический процесс окраски автомобильных деталей в электрическом поле высокого напряжения и терморадикационной сушки их. Новейшее оборудование и аппаратура комплексной автоматической линии окраски и сушки. Указания по эксплуатации оборудования и уходу за ним.

Темплан 1965 г., № 309.

Каталог деталей автомобиля «Запорожец» моделей ЗАЗ-965А и ЗАЗ-965Б. 25 изд. л. (Запорожский автомобильный завод «Коммунар»). Цена 2 р. 70 к.

Технические характеристики и развернутые спецификации всех узлов и деталей автомобиля.

Темплан 1965 г., № 454.

Каталог запасных частей автобуса ЛАЗ-695Е и ЛАЗ-697Е. 35 изд. л. (Львовский автобусный завод). Цена 3 р. 70 к.

Технические характеристики и развернутые спецификации всех узлов и деталей автобусов ЛАЗ-695Е и ЛАЗ-697Е.

Темплан 1965 г., № 457.

Каталог запасных частей автомобиля-самосвала БелАЗ-540. 40 изд. л. (Белорусский автомобильный завод). Цена 4 р. 20 к.

Технические данные и развернутые спецификации всех узлов и деталей автомобиля-самосвала БелАЗ-540, сгруппированных по конструктивному и функциональному признакам.

Темплан 1965 г., № 458.

МАЛЫШЕВ Г. А., инж. Увеличение долговечности автомобильных кузовов. 15 изд. л. Цена 95 к.

Темплан 1965 г., № 460.

ПОПЫК К. Г., канд. техн. наук. Динамика автотракторных двигателей. Учебник для вузов. 18 изд. л. Цена 83 к.

Темплан 1965 г., № 42.

ПОПОВА И. В. и ДЕНИСОВ В. Н., инженеры. Таблицы для подсчета норм расхода жидкого топлива для автомобилей. Изд. 5-е, доп. 15 изд. л. Цена 58 к.

Темплан 1965 г., № 461.

РУДНИЦКИЙ Н. М., канд. техн. наук. Материалы автомобильных подшипников скольжения. 10 изд. л. Цена 65 к.

Темплан 1965 г., № 462.

ФАЙНЛЕЙБ Б. Н., канд. техн. наук, ГОЛУБКОВ И. Г. и КЛОЧЕВ Л. А., инженеры. Методы испытаний топливной аппаратуры автотракторных дизелей. 10 изд. л. Цена 65 к.

Темплан 1965 г., № 385.

ШАДРИЧЕВ В. А., д-р техн. наук проф. Ремонт автомобилей. Изд. 3-е, переработ. и доп. 40 изд. л. Цена 2 р. 20 к.

Темплан 1965 г., № 463.

Устройство автомобиля ГАЗ-53. Комплект плакатов. 31 шт. Цена 6 р. 20 к.

На плакатах даны характеристики автомобиля, узлов и агрегатов. Двигатель в продольном и поперечном разрезах, системы питания, смазки, охлаждения зажигания, электрооборудования автомобиля, стартер, механизмы сцепления, коробки перемены передач, тормозной системы и др. Новые узлы, установленные на автомобилях ГАЗ, гидраввакуумный усилитель тормозов, гидравлический усилитель руля и др.

Темплан 1965 г., № 567.

## УВАЖАЕМЫЙ ЧИТАТЕЛЬ!

Перечисленные в объявлении книги выпустит в свет в 1965 г. издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ».

Цель настоящего объявления состоит в том, чтобы своевременно оповестить читателей о новых книгах по автомобилестроению и тем самым способствовать широкому поступлению в книжные магазины предварительных заказов.

Своевременное поступление заказов необходимо для правильного определения тиражей, которые устанавливаются на основе спроса покупателей.

Предварительные заказы на литературу принимают все книжные магазины краевых, областных и республиканских книготоргов.

Предварительный заказ на книгу оформляется на обычной почтовой открытке.

Открытку заполните следующим образом: в графах «Куда» и «Кому» укажите свой адрес и фамилию, на обороте — автора и название заказываемой книги, наименование издательства и порядковый номер по темплану, указанный в нашем объявлении в конце библиографических данных. По мере поступления литературы Вы будете извещены книжным магазином по почте.

Предварительные заказы экономят время и гарантируют покупку книг в первые дни продажи!