

Автомобильная промышленность

Орган Государственного комитета Совета
Министров СССР по автоматизации
и машиностроению

Ежемесячный
научно-технический
журнал

№ 1

ЯНВАРЬ 1962

ГОД ИЗДАНИЯ — XXVIII

дис-26481.

Задачи автомобильной промышленности на 1962 год по созданию новой автомобильной техники

А. А. АНДЕРС

Государственный комитет по автоматизации и машиностроению

ЛАВНАЯ экономическая задача советского народа, определенная программой Коммунистической партии Советского Союза, принятой историческим XXII съездом, состоит в том, чтобы в течение ближайших двух десятилетий создать материально-техническую базу коммунизма. Создание материально-технической базы коммунизма потребует огромных капитальных вложений.

В программе партии подчеркивается, что максимальное усвоение научно-технического прогресса — важнейшая общенародная задача, требующая повседневной борьбы за сокращение сроков проектирования новых технических средств и освоения их в производстве.

Этими указаниями работникам автомобильной промышленности следует руководствоваться, решая поставленную парламентской задачу полного удовлетворения потребностей народного хозяйства и населения во всех видах перевозок, в которых автомобильный транспорт приобретает все больший удельный вес.

Для интенсивного развития промышленности и сельского хозяйства и прогрессивных сдвигов в их структуре требуются соответствующие изменения и в структуре автомобильного парка.

С каждым днем неизмеримо возрастает поток городских и междугородных грузовых и пассажирских автомобильных перевозок. Все больше и разнообразнее требования к автоперевозкам.

Недостаточное развитие сети дорог с усовершенствованием покрытий на необъятных просторах нашей Родины выывает необходимость развития производства двух- и трехосных автомобилей повышенной и высокой проходимости и автомобилей с активными осями прицепов и полуприцепов. Все большее применение автомобильного транспорта в наиболее отдаленные районы нашей страны для обслуживания бурно развивающейся экономики настоятельно выдвигает задачу создания автомобилей различного назначения, наиболее приспособленных для работы в климатических условиях Крайнего Севера, жарких районах Юга и Средней Азии.

Все эти условия вызывают, помимо требования абсолютного увеличения выпуска автомобилей, предусмотревшего контурными цифрами семилетнего плана, еще и необходимость качественного пересмотра структуры существующего автомобильного парка.

Как известно, в настоящее время основную часть автомобильного парка нашей страны (около 70%) составляют грузовые автомобили, причем среди них преобладают (свыше 90%) автомобили средней грузоподъемности (2,5—4,0 т). Доля автомобилей большой (6 т и выше) и малой (до 1,5 т) грузоподъемности недостаточна.

Очень мало в парке автомобилей с кузовами, специализированными для перевозки различных грузов. Более 70% всех грузовых автомобилей имеют стандартную бортовую плат-

форму, около 20% — самосвальный кузов для промышленных и строительных нужд, ничтожно количество автомобилей с кузовами-фургонами и цистернами. Количество седельных тягачей, предназначенных для работы с полуприцепами, в грузовом автомобильном парке не достигает и 1%. На каждые 100 автомобилей грузоподъемностью более 2,5 т приходится лишь 14,2 единиц прицепного состава, что значительно меньше, чем в США, Франции или ФРГ.

Преобладание в парке автомобилей сравнительно небольшой грузоподъемности (до 4 т) и недостаток прицепного состава значительно повышают стоимость перевозок автомобильным транспортом и нерационально увеличивают автомобильный парк, так как работу, выполняемую этими автомобилями, можно было бы сделать с помощью меньшего числа автомобилей при большей их грузоподъемности или применении автопоездов.

Естественно, что такая структура парка не может удовлетворить возросшие нужды промышленности и сельского хозяйства в рациональной организации автомобильных перевозок.

Расчеты, произведенные научно-исследовательскими и планирующими организациями на базе принятого направления развития различных отраслей народного хозяйства, позволяют определить необходимые изменения структуры автомобильного парка, наиболее полно отвечающие требованиям народного хозяйства в период создания материально-технической базы коммунизма.

Определив в настоящее время, какие автомобили и в каких количествах потребуются народному хозяйству на ближайшие 5, 10 и 20 лет, нужно уже сейчас определить направления, по которым следует развивать автомобильную промышленность как в области создания новых конструкций транспортных средств, так и в области промышленного производства.

Учитывая сроки, необходимые для создания новых конструкций, их испытания и постановки на массовое производство, а затем и длительность их эксплуатации в народном хозяйстве, считаем, что направления, которые принимаются сейчас в области конструирования новых автомобилей, определят структуру автомобильного парка минимум на ближайшие 10—15 лет. Эти соображения должны учитываться при разработке ежегодных государственных планов развития новой техники в автомобильной промышленности, в частности, они положены в основу разработки плана 1962 года.

Чтобы увеличить производительность автомобильного парка и снизить себестоимость перевозок, наряду с увеличением грузоподъемности грузовых автомобилей, следует применять автопоезда, состоящие из грузовых автомобилей с одним или несколькими прицепами и седельных тягачей с полуприцепами. Достигаемое при этом распределение груза на большее число осей позволяет обеспечить большую сохранность дорожных покрытий и облегчить прохождение поезда по плохим дорогам.

В то же время, несмотря на все возрастающую централизацию перевозок, укрупнение партий перевозимых грузов, непрерывно растущий удельный вес массовых перевозок, продолжает расти и потребность в перевозках мелких партий грузов, для чего нужны автомобили малой грузоподъемности (от 0,2 до 2 т). Эти виды перевозок, которые будут развиваться и дальше в связи с ростом благосостояния нашего населения, улучшением торговли и развитием сети общественного питания, совершенно недостаточно обеспечены автомобилями малого тоннажа, а перевозки малотоннажных грузов на автомобилях значительно большей, чем это необходимо, грузоподъемности иносят существенные убытки народному хозяйству.

Решая поставленную задачу увеличения грузоподъемности автомобильного парка, автозаводы Уральский, Минский и Кременчугский работают над созданием и организацией производства автомобилей большой грузоподъемности и седельных тягачей грузоподъемностью 5—12 т, а Белорусский автозавод (г. Жодино) — автомобилей-самосвалов грузоподъемностью 25—60 т. Для повышения экономичности использования грузовых автомобилей ЗИЛ, ГАЗ и УАЗ и повышения производительности при их эксплуатации Ульяновский, Горьковский и Московский имени Лихачева автозаводы работают над созданием на базе новых моделей грузовых автомобилей седельных тягачей, предназначенных для работы с полуприцепами различного назначения.

Уральский автозавод представит в текущем 1962 г. на государственные испытания грузовой автомобиль повышенной проходимости с колесной формулой 6×4 Урал-377 грузоподъемностью 7—8 т, над которым коллектив завода начал работать в 1961 г.

Коллектив Минского автозавода будет продолжать работу по доводке конструкции семейства новых грузовых автомобилей и подготовке производства для их массового выпуска. В 1962 г. будет выпущена небольшая головная партия этих автомобилей: МАЗ-500 грузоподъемностью 7,5 т, самосвала МАЗ-503 и седельного тягача МАЗ-504, предназначенного для работы с полуприцепом.

По мере окончания подготовки производства отдельных узлов новых автомобилей (рулевое управление, карданные валы, амортизаторы, подвеска и др.) эти узлы будут внедряться в текущее производство и устанавливаться на автомобили МАЗ-200 текущего выпуска. Таким путем будет осуществляться поузловая модернизация этих автомобилей, что облегчит в дальнейшем освоение производства новых грузовых автомобилей. На модернизированные грузовые автомобили будут устанавливаться и новые двигатели ЯМЗ-236, осваиваемые Ярославским моторным заводом.

Коллектив Кременчугского автозавода представит на государственные испытания образцы нового грузового автомобиля КрАЗ-250 грузоподъемностью 12 т и закончит заводские испытания создаваемых на его базе самосвала КрАЗ-251 грузоподъемностью 10 т и седельного тягача КрАЗ-252. В 1962 г. предусматривается модернизировать ныне выпускаемые автомобили и изготовить первую партию модернизированных автомобилей КрАЗ-257 и самосвалов КрАЗ-256 с установкой на них новых V-образных двигателей ЯМЗ-238.

Молодой коллектив Белорусского автозавода, специализирующийся на выпуске тяжелых самосвалов, представит на государственные испытания новый самосвал БелАЗ-540 грузоподъемностью 27 т с 12-цилиндровым двигателем ЯМЗ-240 мощностью 360 л. с., изготовит опытные образцы самосвала БелАЗ-548 грузоподъемностью 45 т с двигателем ЯМЗ-240Н (с турбонаддувом) мощностью 520 л. с. На этом заводе будет разработан проект трехосного самосвала грузоподъемностью 60 т с двумя двигателями ЯМЗ-240 мощностью 360 л. с. каждый. Заводу предстоит также изготовить и испытать в условиях эксплуатации образцы седельных тягачей БелАЗ-525 т с опрокидывающимся полуприцепом грузоподъемностью 36—40 т. Проектирование и изготовление этого полуприцепа возложено на Челябинский машиностроительный завод автомобилей и тракторных прицепов.

Кроме этого, в 1962 г. будут вестись работы над созданием седельного тягача 6×4 для буксировки полуприцепов грузоподъемностью 15 т, образцы которого представят автозавод имени Лихачева, и тягачом КАЗ с 8-цилиндровым двигателем мощностью 150 л. с., двухскоростным задним мостом и кабиной над двигателем, образцы которого на государственные испытания будут представлены Кутансским автозаводом. Горьковский, Минский и Уральский автозаводы продолжат свои работы над созданием автопоездов, состоящих из седельных тягачей и полуприцепов с приводом от тягача на ведущие оси полуприцепов.

Для комплектования создаваемых автопоездов прицепным составом Одесский автосборочный завод должен разработать и представить на испытания опытные образцы полуприцепов различного назначения и грузоподъемности.

На базе шасси этих же автомобилей, тягачей и полуприцепов создаются необходимые строительным организациям пневмовозы, цементовозы и т. п.

Для обеспечения новых грузовых автомобилей мощными двигателями на Ярославском моторном и Уральском автомобильном заводах должны быть продолжены работы над доводкой конструкции разрабатываемых ими семейств V-образных карбюраторных двигателей и двигателей с воспламенением сжатия большого литража.

Из перечисленных выше задач на 1962 г. видно, что автозаводы готовят существенное пополнение парка автомобилей и автопоездов большой грузоподъемности.

Недостаточно решается в плане 1962 г. задача создания автомобильного транспорта малой грузоподъемности, обслуживающего главным образом нужды торговли и общественного питания в перевозке грузов малыми партиями. Ввиду отсутствия производственной базы для организации выпуска разработанной Горьковским автозаводом модели грузового автомобиля ГАЗ-56 грузоподъемностью 1,5 т, разрыв в грузоподъемности между автомобилем УАЗ-451 (0,8 т) и ГАЗ-51 (2,5 т) остается незаполненным.

Для перевозки скоропортящихся продуктов планом предусматривается создание ряда рефрижераторов на шасси автомобилей и полуприцепах различной грузоподъемности.

Ульяновским автозаводом будет разработана конструкция рефрижератора на шасси УАЗ-451 грузоподъемностью 0,8 т. Образец этого автомобиля должен быть изготовлен в первом полугодии 1963 г.

Луцким машиностроительным заводом Львовского совнархоза разрабатывается автомобиль-рефрижератор грузоподъемностью 3 т на шасси ЗИЛ-130Г с навесной холодильной установкой. Образцы этих автомобилей должны быть изготовлены заводом и испытаны в 1962 г.

Одесским автосборочным заводом разрабатываются и будут испытаны в опытных образцах полуприцепы-рефрижераторы грузоподъемностью 6—8 т для буксировки за тягачом ЗИЛ грузоподъемностью 10 т за тягачами МАЗ. Холодильные установки для этих рефрижераторов поручено разработать и изготовить Одесскому заводу холодильного машиностроения. На Ульяновский завод малолитражных двигателей ложится задача создания карбюраторного двигателя мощностью 10 л. с. с автоматическим управлением для создаваемых новых холодильных установок.

До настоящего времени в нашей стране не было современных малогабаритных холодильных установок для автомобилей-рефрижераторов. В 1962 г. будет положено начало ликвидации отставания в этой области от нужд народного хозяйства.

Для перевозки других товаров и прочих грузов по государственному плану, планам республик, совнархозов и заводов будут созданы, а по ряду типов будет начат серийный выпуск значительного количества автомобилей, прицепов и полуприцепов со специализированными кузовами на шасси различной грузоподъемности для перевозки товаров общего назначения, хлебобулочных изделий, бутылочных грузов, одежды, мебели и т. п. Для лучшего обеспечения нужд сельского хозяйства планом 1962 г. ставится задача разработки конструкции специальных вариантов грузовых автомобилей ЗИЛ и ГАЗ. На автозаводе имени Лихачева ведутся работы по созданию грузового автомобиля ЗИЛ-130Н с двухскоростным задним мостом и с валом отбора мощности для привода сельскохозяйственных машин, а на Горьковском автозаводе — специального варианта грузового автомобиля ГАЗ-53 со съемным кузовом, в котором также предусмотрена возможность отбора мощности для привода сельскохозяйственных машин. Большое значение для улучшения обслуживания нужд сельского хозяйства имеет предусмотренная в плане работа по увеличению грузоподъемности автомобиля ГАЗ-53 до 4 т при работе на дорогах всех видов.

Задача создания легких и экономичных грузо-пассажирских автомобилей для сельской местности поставлена перед коллективом Запорожского автозавода. На базе узлов автомобиля «Запорожец» должен быть разработан микролитражный автомобиль рамной конструкции повышенной проходимости с приводом на все 4 колеса в двух модификациях — грузо-пассажирский с закрытым кузовом грузоподъемностью 350 кг и грузовой с кузовом-фургоном или грузовой платформой, предназначенный для перевозки двух пассажиров и 300 кг груза. Весь комплекс работ, начиная от разработки техничес-

кой документации, кончая представлением образцов на государственные испытания, должен быть закончен в 1962 г. Образцы грузовых автомобилей ЗИЛ-130 и ГАЗ-52, приспособленных для работы в условиях Крайнего Севера, должны быть изготовлены Московским имени Лихачева и Горьковским автозаводами с таким расчетом, чтобы уже в IV квартале 1962 г. можно было бы начать их испытания в наиболее тяжелых климатических условиях Севера — зимой 1962/63 г. Образцы грузового автомобиля ЗИЛ-131, приспособленного для работы в условиях жаркого климата и в районах пустыни нашего Юга и Средней Азии в I квартале 1962 г., должен изготовить автозавод имени Лихачева с тем, чтобы испытать его летом 1962 г.

Для улучшения городских и междугородных пассажирских перевозок предусматривается дальнейшее создание новых типов автобусов. Ликинский автобусный завод Московского областного совнархоза выпустит в 1962 г. промышленную партию новых автобусов ЛиАЗ-676, имеющих двигатели мощностью 150 л. с., вместимостью 70 пассажиров. Автобус ЛиАЗ-676 является промежуточной моделью Ликинского завода, которая будет выпускаться до организации производства новых городских автобусов вместимостью 80—105 пассажиров с двигателем мощностью 180 л. с., автоматической трансмиссией, пневматической подвеской, гидроусилителем рулевого управления и рядом других усовершенствований, обеспечивающих большие удобства пассажирам и облегчающих труд водителя. Опытные образцы этих автобусов будут испытаны Ликинским автобусным заводом в 1962 г.

Павловский автобусный завод будет работать над созданием нового городского автобуса вместимостью 48 пассажиров с двигателем мощностью 130 л. с. (производство Заволжского моторного завода) с пневматической подвеской. Скорость автобуса до 80 км/час.

Автобусом для внутрирайонных сообщений вместимостью 22 пассажира на базе агрегатов автомобиля ГАЗ-53 с двигателем мощностью 130 л. с. будет создан и испытан в опытных образцах Курганским автобусным заводом. Для повышения проходимости этого автобуса в условиях плохих дорог предусматривается установка на нем арочных шин.

Львовский автобусный завод, специализирующийся на выпуске комфортабельных междугородных и туристских автобусов, представит на государственные испытания головные образцы междугородних автобусов ЛАЗ-699А, имеющих 43 пассажирских посадочных места, с двигателем мощностью 180 л. с., и его модификации — автобус повышенной комфортабельности с числом мест 34, с буфетом, гардеробом, туалетом, люминесцентным освещением и радиомикрофоном; а также туристский вариант автобуса на 30 мест с двигателем мощностью 150 л. с., электропневматическим управлением коробкой передач и пневматической подвеской.

Планом 1962 г. предусматривается продолжение ведущихся на заводах работ по модернизации моделей легковых автомо-

билей, находящихся на производстве. Наибольший объем работ в этом направлении, затрагивающих компоновку автомобиля в целом, конструкцию кузова и основных агрегатов шасси, осуществляется на Московском заводе малолитражных автомобилей и Запорожском автозаводе.

Горьковский автозавод выпустит первую промышленную партию санитарных автомобилей и автомобилей с кузовом «Универсал» на базе легкового автомобиля «Волга».

Должна быть также разработана конструкция модификации легкового автомобиля «Волга» для использования в качестве такси; образцы этой конструкции должны пройти в этом году испытания в эксплуатационных условиях.

Рижский завод автобусных кузовов «РАФ» разрабатывает конструкцию нового санитарного автомобиля скорой медицинской помощи повышенной комфортабельности, рассчитанной на один носилки и три сиденья, на базе агрегатов легкового автомобиля.

Наряду с тем, что вновь разрабатываемые и модернизируемые автомобили обладают более высокими техническими и эксплуатационными показателями такими, как удельная мощность, грузоподъемность, коэффициент тары, максимальная скорость и др., в этих автомобилях все более широко будут применяться различные технические усовершенствования и прогрессивные конструктивные решения, чему способствуют проводимые в научно-исследовательских автомобильных институтах (НАМИ, ЦНИИ, НИИАвтоприборов, НИИАвтпром) и на заводах исследовательские и опытно-конструкторские работы. Среди них следует особо отметить такие работы, как создание конструкций автоматических трансмиссий, сервоусилителей рулевого управления, пневматических и гидропневматических подвесок, автоматизации тормозного привода, оборудования для кондиционирования воздуха в пассажирских салонах и кабинах водителей, применение облегченных и гнутых профилей, легированных сталей и т. д.

Помимо перечисленных основных работ по созданию новой автомобильной техники на заводах автомобильной промышленности и смежных производств, в 1962 г. будет вестись значительное количество экспериментальных, опытно-конструкторских и научно-исследовательских работ, предусматриваемых планами союзных республик, совнархозов и заводов, направленных на создание новых видов специализированного транспорта, предусмотренного утвержденным типажем, модернизацию, улучшение и усовершенствование выпускаемых заводами продукции, повышение качества, снижение себестоимости и дальнейшее совершенствование техники производства.

Перед коллективами автомобильных заводов и научно-исследовательских организаций автомобильной промышленности стоит почетная задача создания новой автомобильной техники, способствующей ускорению создания материально-технической базы коммунизма.

Конструирование Исследование Испытания

Конструкция и расчет стальных витых поршневых колец

Канд. техн. наук А. В. АДАМОВИЧ
НАМИ

СТАЛЬНЫЕ витые поршневые кольца имеют ряд конструктивных и технологических особенностей, которые должны учитываться при проектировании.

Основная конструктивная особенность стальных витых колец состоит в том, что в каждую канавку из поршень устанавливается не одно сплошное кольцо, а комплект из нескольких колец, обычно называемых сегментами. Кроме того, в канавку могут устанавливаться специальные расширители.

Такая конструкция позволяет использовать для изготовления колец-сегментов тонкую стальную ленту, которая навивается на ребро в специальном станке-автомате и разрезается на отдельные кольца. Другой механической обработке сегменты не подвергаются. Чтобы придать сегменту требуемую форму в свободном состоянии, производится термофиксация его на сухаре определенного размера. Термофиксация должна также обеспечить определенную стабильность формы кольца в рабочем состоянии. Для этого создается температура выше той, при которой кольца работают в двигателе.

На рис. 1 приведены две схемы расположения витых колец в канавках поршня, получившие наибольшее распространение в практике. В верхней канавке обеих схем устанавливается стандартное чугунное компрессионное кольцо. Во вторую и остальные компрессионные канавки устанавливаются витые сегменты тарельчатой формы. В маслосъемную канавку устанавливаются, помимо двух сегментов, еще и специальные расширители: осевой, обеспечивающий правильное расположение сегментов в канавке, и радиальный, создающий необходимое давление кольца на стенку цилиндра. Таким образом, различие в схемах *a* и *b* определяется только расположением сегментов в компрессионных канавках.

Приведенные схемы расположения колец применяются главным образом в эксплуатации при очередных переборках двигателя без расточки цилиндров, а также при капитальных ремонтах двигателей. В этих условиях стальные витые кольца дают наибольший эффект. Это объясняется тем, что кольца могут устанавливаться на поршни с изношенными по высоте канавками и благодаря осевой упругости обеспечивать при этом необходимое уплотнение; они не разбивают канавки на поршнях по высоте; лучше, чем чугунные, прилегают к стенкам цилиндров в случае искажения формы цилиндра за счет износа; быстро и хорошо прирабатываются к цилинду, так как рабочая кромка каждого кольца узкая.

Примененная сборная конструкция комплекта маслосъемного витого кольца позволяет удобно осуществлять хромированием наружной рабочей поверхности кольца, чем значительно увеличивается его износостойкость. Кроме того, маслосъемные стальные кольца, благодаря большому проходному сечению маслопроводящих отверстий в расширителе менее чугунных склонны к закоксовыванию, что исключает преждевременное увеличение расхода масла из угар. Наличие в канавке двух независимых тонких сегментов улучшает эффективность работы

комплекта, не допуская увеличения расхода масла на угар при повышенных износах цилиндров.

Установка стальных колец на двигатели ЗИЛ-120, М-20 «Победа», ГАЗ-51, «Москвич-402» показала, что мощность этих двигателей, крутящий момент, а также удельные и часовые расходы топлива, т. е. экономика двигателя, не ухудшаются при работе со стальными кольцами.

Во время работы двигателя на автомобиле никаких нарушений или ухудшений тяговых качеств последнего не наблюдалось. Отмеченные преимущества стальных колец при работе в изношенных цилиндрах позволяют существенно снизить расход масла на угар по сравнению с нормальными чугунными кольцами и увеличить пробег автомобиля до смены очередного комплекта колец. В частности, для двигателя ЗИЛ-120 установлено, что после первой замены комплект стальных колец работает на автомобиле столько же, сколько два комплекта чугунных.

Анализ имеющихся конструкций витых поршневых колец, а также опыт конструирования и изготовления колец такого типа позволяют определить ряд параметров и технических требований, которым должны удовлетворять стальные витые кольца.

Основным параметром, выдержанным в заданных пределах, является величина удельного давления кольца на стенку цилиндра.

Давление компрессионного кольца создается за счет собственной его упругости и в основном определяется величиной замка, имеющегося у кольца в свободном состоянии. Некоторое дополнительное давление у замка создается еще за счет того, что компрессионное кольцо имеет конусную (или тарельчатую) форму.

Как видно на рис. 1, тарельчатость позволяет получить некоторый натяг комплекта компрессионных колец по высоте, тем самым исключить осевое перемещение колец в канавке.

Это уменьшает износы канавки по высоте и позволяет снижать требования, предъявляемые к размеру высоты канавки.

Маслосъемные кольца проектируются таким образом, что основная часть давления на стенку цилиндра создается за счет упругости пружинного расширителя, расположенного за кольцом (рис. 1). Можно использовать маслосъемные кольца, которые вообще не имеют собственной упругости и работают только за счет расширителей (такие конструкции уже имеются).

Не исключена возможность использования стальных колец и без пружинного расширителя.

При расчете маслосъемных колец необходимо прежде всего рассчитать параметры, обеспечивающие величину удельного давления кольца на стенку цилиндра. Кроме того, необходимо определить величину напряжений в кольце и расширителе, а также усилие *Q*, обычно используемое для контроля упругости готовых колец.

Расчетная схема кольца и расширителя приведена на рис. 2. Приступая к проектированию, обычно по конструктивным причинам задаются диаметром цилиндра и сечением ленты. Тогда удельное давление определяется в зависимости от величины замка кольца в свободном состоянии.

Поскольку форма витых колец в свободном состоянии получается термофиксацией на сухарь, т. е. кольцо имеет равномерную эпюру распределения давления по окружности, величина замка может определяться исходя из формул ГОСТа 7295-54 для определения модуля упругости.

В соответствии с этой формулой получим

$$f - \Delta = 7,1 \frac{p_k}{E} \left(\frac{D}{t_k} - 1 \right)^3 D, \quad (1)$$

где f — зазор в замке кольца в свободном состоянии;
 Δ — зазор в рабочем состоянии;
 p_k — среднее удельное давление кольца на стенку цилиндра (давление определяется кольцом);
 E — модуль упругости материала;
 t_k — радиальная толщина кольца, равная ширине ленты;
 D —名义альный диаметр цилиндра.
Коэффициент, учитывающий искажение прямоугольной формы сечения кольца, принят равным единице.

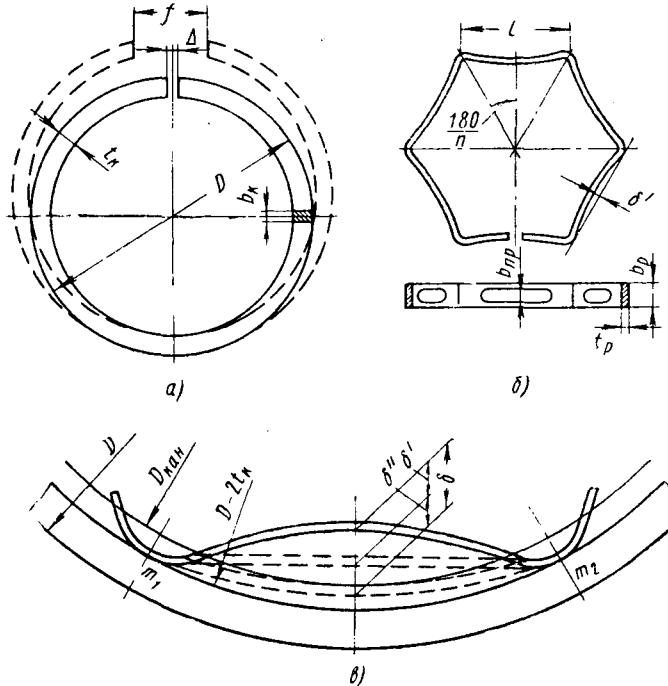


Рис. 2. Рабочие схемы кольца (а), радиального расширителя (б) и схема перехода волны расширителя из свободного состояния в рабочее (в).

Наибольшие напряжения возникают в кольце в сечении, расположенному против замка. Для рассматриваемого кольца изгибающий момент в этом сечении равен

$$M = p_k b_k \frac{D^2}{2}, \quad (2)$$

где b_k — высота кольца, равная толщине ленты, а напряжения

$$\sigma_{\text{раб}} = \frac{M}{I} = \frac{3 p_k D^2}{t_k^3}. \quad (3)$$

Подставляя в уравнение (3) величину p_k , определенную из уравнения (1), получим формулу, по которой удобно находить напряжения при проектировании кольца,

$$\sigma_{\text{раб}} = \frac{0,425 E t_k}{(D - t_k)^2} (f - \Delta). \quad (4)$$

Для контроля упругости готового кольца измеряется усилие Q_k , которое надо приложить к концам гибкой ленты, чтобы обжать кольцо до зазора Δ в стыке. Величина этого усилия равна

$$Q_k = p_k b_k \frac{D}{2}. \quad (5)$$

Значительная часть давления маслосъемного кольца на стенку цилиндра, как указывалось выше, обеспечивается расширителем. Расчетным путем параметры расширителя для стальных винтовых колец могут определяться по методике Б. Панича, разработанной в НАМИ в 1948 г. для расширителей к чугунным кольцам.

Ленточный плоский расширитель располагается в канавке на поршии между кольцами и дном канавки и состоит из нескольких (обычно из восьми или двенадцати) волн. Средней частью волны расширитель упирается в поверхность дна канавки, а углами — в маслосъемное кольцо. В зависимости от начального прогиба волны изменяется величина давления расширителя на

кольцо в рабочем состоянии. На рис. 2 показана схема расширителя в свободном состоянии.

Дополнительное удельное давление, которое каждое из двух колец, установленных в маслосъемной канавке, будет оказывать на стенку цилиндра за счет упругости расширителя, равно

$$p_p = \frac{24 k_1}{\pi} E \frac{J}{l^3 D} \cdot \frac{\delta}{b_k} n \frac{1}{\cos \frac{180}{n}}, \quad (6)$$

где J — момент инерции сечения расширителя в середине волны;
 δ — рабочий прогиб расширителя;
 l — длина волны расширителя;
 n — число волн в расширителе;
 k_1 — коэффициент, зависящий от числа волн расширителя.

Значения k_1 приведены на рис. 3. При определении прогиба расширителя δ следует учесть (см. рис. 2), что эта величина складывается из двух величин:

$$\delta = \delta' + \delta'', \quad (7)$$

где δ' — предварительный прогиб расширителя от прямой; δ'' — прогиб, определяемый соотношением диаметров кольца и дна канавки.

Обычно при расчете величина удельного давления бывает задана, а величинами l и n задаются по конструктивным причинам. Искомой является величина прогиба δ , которая обеспечивает заданное p_p . Из двух составляющих прогиб δ величин δ'' определяется заранее.

Величину δ'' можно с некоторым приближением подсчитать следующим образом:

$$\delta'' = \frac{D_k}{2} - \frac{D - 2t_k}{2} \sin \frac{180}{n}. \quad (8)$$

Формула (8) не учитывает скругления углов волны и точно дает прогиб только тогда, когда внутренняя поверхность волны расширителя лежит на прямой, соединяющей точки перегиба волны (m_1 и m_2 на рис. 2, в). Более точно величину δ можно определить графическим построением в большом масштабе.

Таким образом, из формулы (8) видно, что прогиб волны расширителя, создающий нужное усилие, может обеспечиваться только за счет величины δ'' . В этом случае волны расширителя будут плоские, так как $\delta' = 0$.

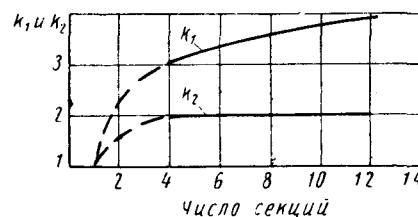


Рис. 3. График изменения коэффициентов k_1 и k_2 в зависимости от числа волн в расширителе.

В общем случае предварительный прогиб расширителя, обеспечивающий заданное повышение удельного давления каждого стального кольца на стенку цилиндра, равен

$$\delta = \frac{\pi \cos \frac{180}{n}}{24 k_1} \cdot \frac{p_p}{E} \cdot \frac{l^3 D}{J} \cdot \frac{b_k}{n} = \\ = \frac{0,131}{k_1} \cos \frac{180}{n} \frac{p_p}{E} \cdot \frac{l^3 D}{J} \cdot \frac{b_k}{n}. \quad (9)$$

Максимальное рабочее напряжение, возникающее в середине волны расширителя,

$$\sigma_{\text{раб}} = k_2 \frac{6 E t_p \delta}{l^2}, \quad (10)$$

где t_p — радиальная толщина расширителя, равная толщине ленты.

Величина k_2 определяется по графику (рис. 3) и практически для расширителей с числом волн более пяти равна двум.

Для контроля расширителя при обжиме его в гибкой ленте усилие, которое должно быть приложено к концам ленты, определяется по формуле

$$Q_p = 298 \frac{EJ\delta}{l^3}. \quad (11)$$

Расширитель обжимается вместе со специальным кольцом. Обычно для этого используют чугунное маслосъемное кольцо, внутренний диаметр которого растачивается до $D - 2t_k$, с тем, чтобы выровнять его радиальную толщину с радиальной толщиной витого стального кольца.

На рис. 4 приведена схема поворота сечения компрессионного кольца при установке его в канавку на поршень. Если принять, что поворот сечения кольца проходит относительно его середины, то увеличение радиуса Δ определяется следующей зависимостью:

$$\Delta = \frac{t_k}{2} \cos(\alpha - \beta) - \frac{t_k}{2} \cos \alpha \approx \frac{t_k}{2} \beta \left(\alpha - \frac{\beta}{2} \right).$$

При начальном угле тарельчатости $\alpha = 5^\circ$ и повороте сечения при установке в канавку на 3° увеличение диаметра кольца 2Δ составит менее 0,015 мм, т. е. очень незначительную величину.

Это является некоторым недостатком колец тарельчатой формы. Однако возможность получить осевой натяг кольца в канавке и тем самым исключить осевое перемещение кольца даже в изношенных канавках вполне оправдывает применение тарельчатых колец. Некоторые зарубежные фирмы, например Фей, применяют для компрессионной канавки комплект колец, в котором только одно кольцо тарельчатое, а остальные — плоские. С производственной точки зрения такое решение не

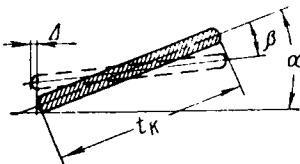


Рис. 4. Схема поворота по-перечного сечения сегмента.

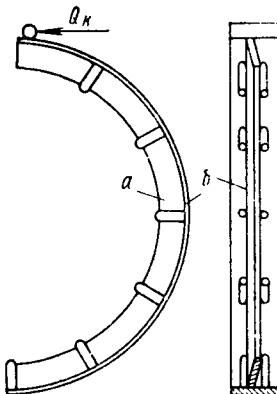


Рис. 5. Схема расположения компрессионного сегмента (а) в ленте (б) со штифтами при измерении упругости.

является удовлетворительным. Наиболее правильной будет, очевидно, разработка специальной формы кольца в свободном состоянии, которая компенсировала бы влияние тарельчатости. Такая обратная коррекция может быть легко осуществлена в том случае, когда форма колец в свободном состоянии получается не путем термофиксации на сухарь, а с помощью навивки по специальному копиру, обеспечивающему получение необходимой формы кольца. Навивка кольца по копиру в настоящее время разработана НИИАВтоПромом.

Таким образом, величины удельного давления компрессионного кольца и напряжения могут определяться по формулам (1) — (4), а контрольное усилие в гибкой ленте Q_k — по формуле (5). Однако при фактическом измерении Q_k необходимо принять меры, чтобы не было попреречного изгиба кольца. Для этого надо иметь хотя бы ленту с двумя рядами штифтов, между которыми тарельчатое кольцо помещается при измерении. Более точный результат измерения будет в том случае, если кольцо расположить в специальной канавке, но устранить трение между кольцом и канавкой, например, путем принудительной вибрации кольца или его обстукивания.

На рис. 5 приведена схема расположения кольца в ленте с двойными штифтами.

Помимо расчетных параметров, при проектировании приходится задаваться рядом конструктивных параметров, которые дают возможность колцам работать. Одним из первых вопросов является определение числа компрессионных колец в канавке и толщины ленты. На основании имеющегося опыта для этой цели рекомендуются следующие соотношения для определения толщины ленты b_k в зависимости от расположения и числа колец k в канавке (см. рис. 1):

для схемы I

$$b_k = \frac{b}{k} - (0,08 \div 0,12) \text{ мм};$$

для схемы II

$$b_k = \frac{b}{k} - (0,01 \div 0,15) \text{ мм},$$

где b — высота канавки на поршне

Эти соотношения показывают, что для нормальной работы компрессионных колец необходимо обеспечивать определенный зазор колец в канавке, предельные значения которого приведены в скобках. Уменьшение этого зазора приводит к заклиниванию колец, увеличение — к чрезмерным перемещениям по высоте. Соотношения предусматривают, что угол тарельчатости кольца $\alpha = 5^\circ \pm 30'$. Учитывая особенности процесса навивки колец, допускается в одном месте на дуге не более 90° снижение угла тарельчатости до 3° . Учитывая особенности технологии навивки и наличия нескольких колец в одной канавке, зазор в стыке Δ при измерении в кольцевом калибре устанавливается в пределах 0,9—1,5 мм.

Чтобы обеспечить работу маслосъемного кольца, необходимо предусмотреть некоторый зазор колец в канавке по высоте. Суммарный зазор в осевом направлении, обеспечивающий их свободное радиальное перемещение, должен быть не менее 0,1—0,15 мм. Учитывая допуски как на толщину ленты, так и на высоту канавки и осевого расширителя, максимальная величина зазора может доходить до 0,33—0,38 мм. Допуск на толщину ленты 0,04 мм, допуск на высоту маслосъемной канавки до 0,05 мм, допуск на высоту расширителя 0,1 мм, т. е. суммарное поле допуска может доходить до 0,23 мм. Упругость колец, измеряемая в гибкой ленте или другим способом, должна обеспечивать среднее удельное давление кольца на стенку цилиндра: для компрессионных колец 1,1—1,7 кг/см², для маслосъемных 1,0—1,5 кг/см².

Радиальные расширители должны обеспечивать повышение удельного давления кольца на стенку цилиндра до величины 6—9 кг/см², т. е. давление, создаваемое собственно расширителем, равно 5—7,5 кг/см².

Учитывая конструктивные особенности стальных витых колец и специфику метода их производства, при проверке на просвет к витым кольцам предъявляют требования, которые отличаются от принятых для чугунных колец. Так, например, при проверке стальных витых колец на просвет в кольцевом калибре, равном диаметру цилиндра двигателя, допускается для нехромированных колец просвет по периметру кольца до 0,05 мм. При наличии специальной оговорки в чертеже дополнительно допускается увеличение просвета до 0,1 мм в двух местах на дуге не более 60° каждая, но не по концам.

Испытания показали, что витые кольца с такими параметрами по просвету при установке в двигатель, имеющем небольшой износ, прирабатываются в течение 2—3 час. работы без перерасхода масла на угар.

Для колец, имеющих хромированные кромки и предназначенные к установке в новые цилиндры, допустимый просвет следует снижать или вообще исключать, добиваясь полного прилегания кольца к цилиндуру. Просвет маслосъемных колец, работающих без радиальных расширителей, не должен превышать 0,05 мм (по концам просвет не допускается).

При проектировании радиального расширителя следует стремиться к тому, чтобы число волн не превышало 8—12 и длина каждой волны составляла 25—30 мм. Высота просечки в волнах для отвода масла должна быть не менее 1 мм, а длина — не менее половины длины волны. Увеличение длины волны способствует получению более «мягкой» характеристики расширителя, что обеспечивает большее постоянство давления по мере износа маслосъемного кольца и является положительным фактором. Однако при значительном удлинении волны закономерность, даваемая формулой, нарушается, так как расширитель опирается в этом случае не короткими участками в углах и в середине волны, а облегает поршень на значительной длине, что заметно искажает расчетную схему. При проектировании радиального расширителя следует проверять суммарную длину его периметра с тем, чтобы не допустить стыка концов расширителя.

Основная задача осевого расширителя — обеспечить правильное расположение маслосъемных колец по высоте канавки, для чего высота волн расширителя выдерживается в пределах допуска —0,1 мм. Расширитель должен проходить между двумя параллельными поверхностями, расстояние между

Марка автомобилей	Тип двигателя	Тип кольца или расширителя	Диаметр цилиндра в мм	Диаметр дна канавки на поршне в мм	Высота канавки в мм	Число колец в канавке	Толщина ленты в мм	Ширина ленты в мм	Размер волны			Упругость в ленте в кг	Удельное давление в кг/см²	Расчетный замок в мм	Зазор на одно кольцо в мм	
									Число	Шаг	Высота в мм					
ЗИЛ-150, ЗИЛ-164	ЗИЛ-120	Компрессионное, маслосъемное, радиальный, осевой	101,6	91,5	3,0	4	0,7-0,03 —0,07	4,3-0,1	5	—	—	0,475-0,600	1,34-1,70	7-9,3	0,08-0,123	
				91,0	4,81	2	0,7-0,04 1 0,45-0,03	3,6-0,1 4,7-0,1	—	—	—	0,350-0,475	0,99-1,33	8,9-12,1	—	
				—	—	1	0,7-0,04	2,5-0,3	—	11	26,6	—	4,5-5,5	—	—	—
				—	—	1	0,7-0,04	—	—	20	15,15	3,3	—	—	—	—
ГАЗ-51 М-20 «Победа»	ГАЗ-51 ГАЗ М-20	Компрессионное, маслосъемное, радиальный, осевой	82,0	72,7	2,4	3	0,7-0,04	4,0-0,1	5	—	—	0,400-0,550	1,4-1,9	8,5-11,5	0,1-0,144	
				72,5	4,0	2	0,7-0,04	3,0-0,1	—	—	—	0,300-0,450	1,05-1,55	7,0-10,4	—	
				—	—	1	0,45-0,03	3,9-0,1	—	9	26,3	—	3,0-4,5	—	—	—
				—	—	1	0,7-0,04	2,5-0,3	—	18	13,5	2,5	—	—	—	—
ЗИЛ-130, ЗИЛ-131	ЗИЛ-130	Компрессионное, маслосъемное, радиальный, осевой	100,0	88,6	2,0	3	0,6-0,03 —0,07	4,5-0,1	5	—	—	0,38-0,50	1,27-1,67	5,7-7,8	0,09-0,134	
				89,0	5,0	2	0,7-0,04	4,0-0,1	—	—	—	0,36-0,48	1,06-1,35	7,1-10,9	—	
				—	—	1	0,45-0,03	4,9-0,1	—	10	28,5	—	4,5-5,5	—	—	—
				—	—	1	0,7-0,04	2,5-0,3	—	19	15,5	3,5	—	—	—	—
ГАЗ-52	ГАЗ-52	Компрессионное, маслосъемное, радиальный, осевой	82	72,7	2,4	3	0,7-0,04	4-0,1	5	—	—	0,40-0,55	1,4-1,9	8,5-11,5	0,1-0,144	
				72,5	5,0	2	0,7-0,04	3,0-0,1	—	—	—	0,30-0,45	1,05-1,55	7,0-10,4	—	
				—	—	1	0,45-0,03	4,9-0,1	—	9	25,8	—	3,0-4,5	—	—	—
				—	—	1	0,7-0,04	2,5-0,3	—	19	14,5	3,5	—	—	—	—
ГАЗ-21	ГАЗ-21	Компрессионное, маслосъемное, радиальный, осевой	92	82,5	2,5	3	0,75-0,04	4,0-0,1	5	—	—	0,35-0,47	1,26-1,7	5,8-8,0	0,083-0,127	
				82,5	5,0	2	0,7-0,04	3,0-0,1	—	—	—	0,33-0,4	1,03-1,4	10,6-14,7	—	
				—	—	1	0,45-0,03	4,9-0,1	—	9	29,2	—	3,3-4,5	—	—	—
				—	—	1	0,7-0,04	2,5-0,3	—	19	14,5	3,5	—	—	—	—
МЗМА-407	МЗМА-407	Компрессионное, маслосъемное, радиальный, осевой	76	68,2	2,2	3	0,71-0,03 —0,07	3,5-0,1	5	—	—	0,320-0,450	1,2-1,7	4,0-5,9	0,066-0,107	
				67,2	4,0	2	0,7-0,04	3,0-0,1	—	—	—	0,200-0,300	0,75-1,12	4,1-6,2	—	
				—	—	1	0,45-0,03	3,9-0,1	—	9	24,0	—	3,0-4,1	—	—	—
				—	—	1	0,7-0,04	2,5-0,3	—	18	12,6	2,5	—	—	—	—

которыми на 0,05 мм превышает номинальную высоту расширителя в случае приложения усилия не более 50 г. Расхождение концов расширителя по высоте не превышает 3 мм.

Должен быть предусмотрен контроль периметра расширителя, чтобы не было стыка концов расширителя в рабочем состоянии.

По изложенной выше методике рассчитаны и спроектированы стальные витые кольца для основных отечественных автомобильных карбюраторных двигателей. В таблице приведены основные конструктивные размеры и расчетные параметры этих колец.

С использованием имеющегося опыта проектирования и эксплуатации витых колец в 1961 г. разработана и выпущена ведомственная нормаль № Н8021-61 на технические условия для стальных витых поршневых колец автотракторных двигателей.

Нормаль является основным руководящим материалом при проектировании, изготовлении и приемке стальных витых колец, и в сочетании с описанной в настоящей статье методикой позволяет спроектировать витые кольца практически для любого двигателя.

Экспериментальное исследование прочности кузова автомобиля «Запорожец»

Ю. Н. СОРОЧКИН, канд. техн. наук А. М. ЧАПКА

Автозавод «Коммунар», Запорожский машиностроительный институт имени В. Я. Чубаря

АВТОМОБИЛЬ «Запорожец» является первым отечественным микролитражным автомобилем. С целью создания относительно равнопрочной конструкции исследовался его кузов.

Проводились статические испытания на изгиб и кручение с измерением напряжений датчиками сопротивления и применением лаковых покрытий; дорожные испытания и динамические стендовые испытания с определением возникающих переменных напряжений и доведением кузова до усталостного разрушения. Разрабатывались также конструктивные мероприятия по усилению выявленных слабых элементов кузова.

Статические испытания кузова проводились на специальном стенде, аналогичном стенду НАМИ [1]. Для регистрации показаний датчиков сопротивления разрабатывалась измерительная схема, состоящая из измерителя деформации ИДД-3 системы ОРГРЭС, электронного потенциометра ЭПП-09 и блока переключателей. Установка тарировалась на тарировочной балке по схеме чистого изгиба.

На кузов наклеивалось 180 рабочих датчиков, частичное размещение которых показано на рис. 1.

Напряжения при испытании кузова на изгиб и на изгиб с кручением измерялись при следующей последовательности дозагружений до полной нагрузки (в кг):

Нагружение постоянным весом (вес двигателя, сидений и других элементов) P_0 240
дозагружение весом:

водителя P_1	75
пассажира рядом с водителем P_2	75
весом пассажира P_3	75
весом пассажира P_4	75

Перед испытанием кузова на изгиб с кручением предварительно измерялся угол «естественного» закручивания, для чего автомобиль устанавливался двумя колесами по диагонали на подставке. При этом угол закручивания по длине кузова как разность углов поворота передней и задней траверс составил $1^{\circ}14'$. Напряжения измерялись при повороте подвижной траверсы стендса на величину «естественного» угла закручивания.

Результаты статических испытаний кузова на изгиб и на изгиб с кручением приведены в табл. 1 и 2.

Таблица 1

Значения напряжений в наиболее нагруженных элементах при статических испытаниях кузова на изгиб (в $\text{kг}/\text{см}^2$).

Наименование элемента	№ датчи-ка	Варианты нагружений* в кг				
		$P_0=240$	$P_1=75$	$P_2=75$	$P_3=75$	$P_4^{**}=75$
Порог пола	28	0	+80	+130	+150	+160
: : : : :	27	0	+60	+120	+150	+150
: : : : :	26	+40	+120	+170	+230	+240
: : : : :	24	-90	-100	-110	-110	-120
Брызговик боковины (внутренняя часть) .	108	-130	-120	-150	-160	-180
Стенка отсека двигателя с усилителем .	125	+80	+80	+80	+90	+110
Передняя часть пола со стороны днища .	155	-20	0	-10	-120	-120
То же	171	+40	+80	+150	+150	+150
: : : : :	175	+50	+60	+120	+120	+130
: : : : :	176	+80	+20	+200	+200	+210
: : : : :	177	+30	+40	+120	+120	+130
Третья поперечина .	149	+40	+50	+60	+100	+120
Задний пол	141	+50	+70	+100	+130	+150
: : : : :	142	+40	+50	+60	+100	+120

* Напряжения, измеренные другими датчиками, не превышают $100 \text{ кг}/\text{см}^2$.

** Величины напряжений при максимальной нагрузке.

Так как различные элементы кузова находятся в условиях плоского напряженного состояния, главные напряжения определялись дельта-розетками датчиков сопротивления [2], а оцен-

ка напряженного состояния наиболее нагруженных элементов производилась по энергетической теории прочности.

Эпюры полученных напряжений приведены на рис. 1.

Помимо датчиков сопротивления, напряженное состояние кузова исследовалось с помощью хрупкого лакового покрытия, составленного по методике, предложенной ИМАШ АН СССР [3].

Таблица 2

Значения напряжений в наиболее нагруженных элементах при статических испытаниях кузова на изгиб с кручением (в $\text{kг}/\text{см}^2$)

Наименование элемента	№ датчи-ка	Варианты нагружений* в кг				
		$P_0=240$	$P_1=75$	$P_2=75$	$P_3=75$	$P_4^{**}=75$
Панель крыши	76	+200	+200	+310	+330	+340
: : : : :	74	+280	+290	+340	+360	+420
Боковая наружная панель вокруг оконного проема	64	+150	+80	+210	+220	+220
: : : : :	24	+260	-260	-350	-350	-380
Внутренняя панель боковины окна	31	+150	+170	+200	+200	+200
: : : : :	106	-70	+70	+110	+150	+160
Третья поперечина	107	-160	-170	-220	-250	-260
: : : : :	108	-360	-360	-480	-540	-540
Стенка отсека двигателя (передняя часть) .	43	-120	-130	-160	-180	-210
: : : : :	119	+100	+100	+140	+160	+200
: : : : :	120	+110	+120	+150	+160	+200
Передняя часть пола со стороны днища .	175	+50	+70	+180	+170	+200
: : : : :	176	+20	+30	+240	+240	+260
Задняя часть пола	131	-110	-140	-170	-190	-220
: : : : :	132	+250	+320	+330	+360	+460
: : : : :	133	+100	+120	+120	+140	+200
Третья поперечина	162	+320	+400	+490	+720	+800

* Напряжения, измеренные другими датчиками, оказались менее $200 \text{ кг}/\text{см}^2$.

** Величины напряжений при максимальной нагрузке.

Вследствие недостаточной чувствительности лака для получения трещин потребовалась значительная перегрузка, угол закручивания поворотной траверсы стендса был удвоен по сравнению с «естественному», т. е. составил $2^{\circ}28'$.

Трещины лака появились при напряжениях $800-1200 \text{ кг}/\text{см}^2$, измеренных датчиками на стальной граничной половине кузова.

По направлениям полученных трещин можно судить о направлении главных напряжений, причем как методом датчиков сопротивления, так и методом лакового покрытия выявлены примерно одни и те же зоны с наибольшими напряжениями.

Как следует из результатов статических испытаний, напряжения, возникающие под действием весовых нагрузок при испытании на изгиб с кручением, не превышают $800 \text{ кг}/\text{см}^2$. Указанная величина меньше допустимых напряжений, установленных на основании опыта экспериментальных испытаний автомобилей Горьковского автозавода, в пределах $1000-1500 \text{ кг}/\text{см}^2$ [4].

Это объясняется тем, что по сравнению с другими моделями автомобилей «Запорожец» отличается меньшей базой и изгибающие моменты от весовых нагрузок относительно невелики. Кроме того, при заднем расположении двигателя нагрузка от последнего передается задним элементам боковины, что целесообразно с точки зрения прочности, так как передние элементы кузова значительно ослабляются дверными проемами.

Наиболее напряженными оказались элементы задней части пола (в местах крепления двигателя), датчики 162, 163, 164, 131, 132, 133; элементы брызговика боковины (внутренняя часть — датчики 106; 107, 108) и в нижнем углу дверного проема (датчики 24, 25, 26).

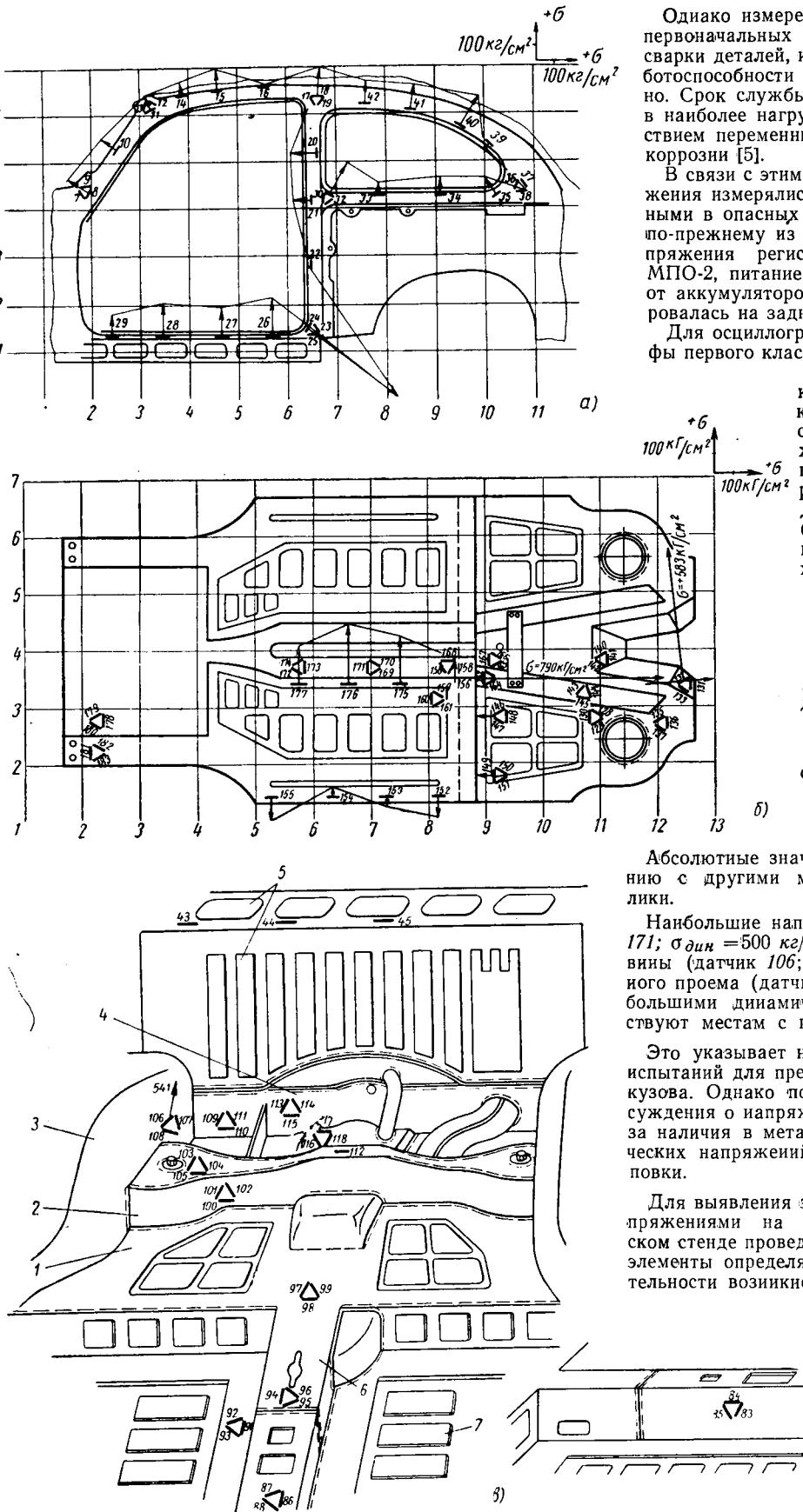


Рис. 1. Размещение датчиков по кузову:

a — на элементах дверного и оконного проемов изнутри кузова; *б* — по переднему и заднему полу; *в* — по тоннели третьей поперечины и усилителю отсека для двигателя; *1* — задний пол; *2* — третья поперечина; *3* — брызговик боковины; *4* — усилитель стенки отсека для двигателя; *5* — передняя стенка отсека для двигателя; *6* — тоннель пола; *7* — передний пол.

Однако измеренные величины напряжений не учитывают первоначальных напряжений, полученных от штамповки и сварки деталей, и поэтому для полного представления о работоспособности кузова статических испытаний недостаточно. Срок службы кузова определяется появлением трещин в наиболее нагруженных элементах при эксплуатации действием переменных напряжений в условиях атмосферной коррозии [5].

В связи с этим проводились дорожные испытания. Напряжения измерялись тридцатью четырьмя датчиками, выбранными в опасных элементах. Измерительная схема состояла по-прежнему из усилителя и блока переключателей, но напряжения регистрировались шлейфовым осциллографом МПО-2, питание схемы постоянным током осуществлялось от аккумуляторов через умформер. Вся аппаратура монтировалась на заднем сиденье автомобиля.

Для осциллографирования напряжений выбирались шлейфы первого класса.

Испытания проводились с полной нагрузкой на участке булыжного шоссе низкого качества с максимально допустимыми скоростями 40—50 км/час. Осциллограммы напряжений, возникавших в кузове при проведении дорожных испытаний, статистически обрабатывались по наибольшим амплитудам. Для этого на каждой из осциллограмм выбиралось не менее четырех пиков напряжения и по ним определялось среднее напряжение

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{\sigma_{\text{max}_1} + \sigma_{\text{max}_2} + \sigma_{\text{max}_3} + \sigma_{\text{max}_4}}{4}$$

Полученные средние напряжения приведены в табл. 3. Как следует из результатов дорожных испытаний, значение динамического коэффициента $K_{\text{дин}} = \frac{\sigma_{\text{дин}}}{\sigma_{\text{ст}}}$ оказывается различным для различных элементов кузова. Это обуславливается различным распределением весовых и инерционных нагрузок.

Абсолютные значения динамических напряжений по сравнению с другими моделями автомобилей относительно невелики.

Наибольшие напряжения возникают в полу кузова (датчик 171; $\sigma_{\text{дин}} = 500 \text{ кг}/\text{см}^2$), во внутренней части брызговика боковины (датчик 106; $\sigma_{\text{дин}} = 300 \text{ кг}/\text{см}^2$) и в нижнем углу дверного проема (датчик 24; $\sigma_{\text{дин}} = 410 \text{ кг}/\text{см}^2$), т. е. места с наибольшими динамическими напряжениями примерно соответствуют местам с наибольшими статическими напряжениями.

Это указывает на целесообразность проведения статических испытаний для предварительного выявления слабых элементов кузова. Однако полученных данных для более объективного суждения о напряжениях в элементах кузова недостаточно из-за наличия в металле кузовного листа начальных технологических напряжений, остающихся от сборки, сварки и штамповки.

Для выявления элементов со значительными начальными напряжениями на специально сконструированном динамическом стенде проведены усталостные испытания кузова, опасные элементы определялись на нем соответственно последовательности возникновения усталостных трещин.

Конструкция динамического стенда (рис. 2) позволила воспроизвести как изгибные, так и крутильные вибрации, а также изгибно-крутильные вибрации одновременно, причем для приближения условий стендовых испытаний к эксплуатационным частота изгибных вибраций составляла 10,0, а крутильных — 2,0 периода в секунду.

Предварительно измерялись напряжения теми же датчиками, что и в дорожных условиях, с той лишь разницей, что блок переключателей выносился из кузова и закреплялся на стенде, а осциллограф и усилитель устанавливались на столе.

Средне-статические величины напряжений в элементах кузова, полученные в условиях дорожных испытаний в кг/см²

Наименование элемента	№ датчика	$P_0=240$	№ датчика	$P_1=75$	№ датчика	$P_2=75$	№ датчика	$P_3=75$	№ датчика	$P_4=75$
Панель крыши	81	+290 -260	55	+240 -140	49	+240 -285	76	+160 -165	74	+240 -145
Панель боковины наружная (вокруг окна) . .	62	+110 -80	64	+190 -150	67	+340 -190	69	+160 -40	70	+20 -115
Порог пола, средняя стойка с усилителем; внутренняя панель по окну боковины . .	28	+240 -110	24	+210 -410	26	+260 -240	27	+180 -155	31	+240 -145
Третья поперечина, брызговик боковины (внутренняя часть)	103	+165 -80	106	+300 -130	108	+180 -145	-	-	-	-
Передняя стенка отсека двигателя с усилителем	43	+190 -90	119	+130 -190	111	+160 -180	-	-	-	-
Передняя часть пола (снизу)	171	+500 -220	175	+250 -190	176	+220 -180	-	-	-	-
Задняя часть пола (снизу)	131	+220 -95	132	+115 -80	133	+210 -105	135	+180 -40	136	+130 -95

Стендовые динамические испытания, в отличие от дорожных, обеспечили идентичность внешних силовых факторов на протяжении периода испытаний. Кроме того, на стенде была создана перегрузка для форсированного усталостного разрушения кузова.

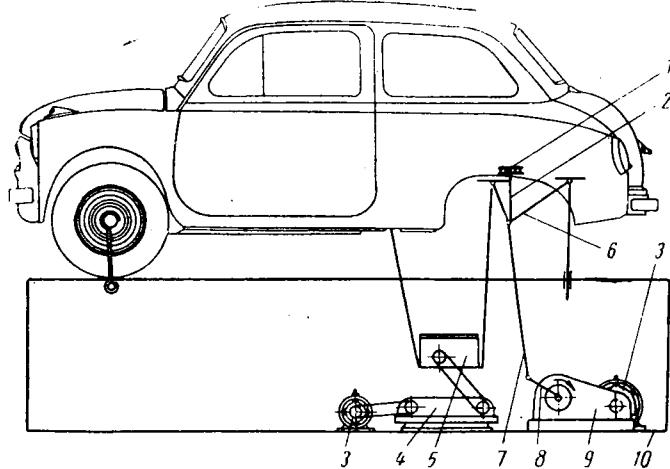


Рис. 2. Схема динамического стенда:

1 — резиновая прокладка; 2 — распорная труба; 3 — электродвигатель; 4 — вариаторы; 5 — вибратор; 6 — рычаг задней подвески; 7 — шатун; 8 — кривошип; 9 — редуктор; 10 — рама стенда.

Использование датчиков сопротивления при динамических испытаниях позволило не только определить напряжения в опасных элементах перед возникновением усталостных трещин, но и оценить величину перегрузки стендового режима по сравнению с дорожным.

Наиболее обоснованным является программный режим работы динамического стенда [6], но так как осциллограммы напряжений измерялись в тридцати четырех точках, а вследствие неопределенности начальных напряжений положение опасного элемента заранее неизвестно, оказывается неизвестной также и та осциллограмма, подобие которой следует воспроизвести программой.

Так как значения динамических коэффициентов, полученных при проведении дорожных и стендовых динамических испытаний, вследствие различных условий нагружения оказались различными, интенсивность нагрузочного режима оценивалась сопоставлением средне-статических коэффициентов динамики.

Нагрузочный режим на динамическом стенде задавался величиной радиусов кривошипов эксцентриков, вызывавших закручивание, и амплитудой вибраторов, обусловивших изгиб кузова.

Для раздельной оценки влияния этих факторов напряжения измерялись сначала от изгибных, затем от крутильных и

окончательно от совместного воздействия изгибиочно-крутильных вибраций.

Осциллограммы напряжений, измеренных датчиком 24 в нижнем углу дверного проема, приведены на рис. 3.

Осциллограмма *a* соответствует изгибным, *b* — крутильным, *c* — изгибиочно-крутильным вибрациям. Аналогичный вид имеют осциллограммы напряжений, измеренных другими датчиками.

При проведении форсированных испытаний на усталость автомобиль устанавливался на раму стенда, задние колеса его снимались для подсоединения штанг эксцентриков, а в кузове помещались гиры, имитировавшие вес водителя и пассажиров.

Для обеспечения перегрузки по сравнению с дорожными испытаниями рессорные пружины задней подвески

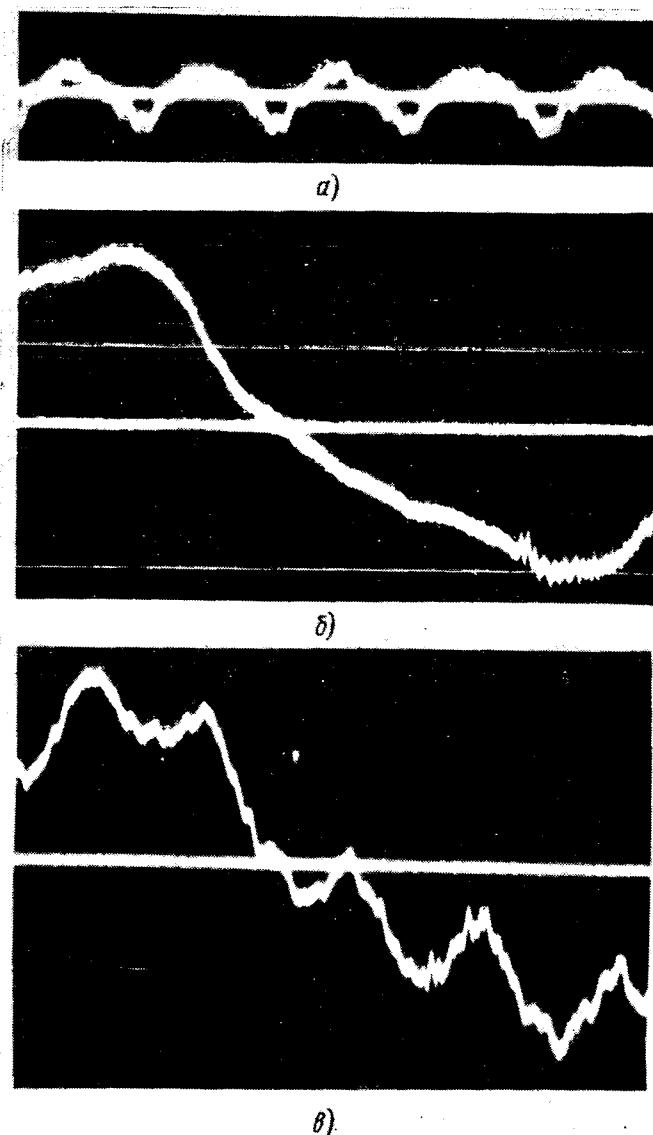


Рис. 3. Осциллограммы напряжений, возникающих при испытании на динамическом стенде от вибраций:
a — изгибных; *b* — крутильных; *c* — изгибиочно-крутильных.

снимались, а передняя подвеска полужестко соединялась с рамой стенда.

Это обстоятельство определило значительное превышение напряжений от кручения над напряжениями от изгиба; так как кузов оказался в условиях стесненного кручения, обусловливающего возникновение дополнительных нормальных напряжений, уравновешивающих бимомент [1].

Таким образом, наиболее опасным в условиях эксплуатации является такое положение, когда в силу тех или иных обстоятельств, кузов работает на кручение при ограничении угловых перемещений передней или задней подвески.

После определения напряжений, возникающих в кузове при испытаниях на динамическом стенде, измерительная аппаратура отключалась и кузов подвергался усталостному разрушению.

В процессе этих испытаний стенд периодически останавливался для обнаруживания трещин усталости.

Через 2 ч. 38 м. после начала испытания при очередном осмотре были обнаружены отрыв точечной сварки на правом дверном проеме в углу у заднего сиденья и трещина в средней части правого заднего внутреннего брызговика.

Через час произошел отрыв верхней полки поперечины пола задней части кузова в месте упора стаканов задней подвески, а после заварки трещин через 3 ч. 38 м. испытания были прекращены из-за отрыва по месту точечной сварки левого заднего кронштейна и отрыва от лонжерона, причем на лонжероне оказались три расходящиеся трещины.

Кроме того, обнаружены трещины на скобе третьей поперечины, усиленной при предыдущем ремонте.

Таким образом, как следует из проведенного исследования, ввиду конструктивных особенностей автомобиля «Запорожец» наиболее нагруженными элементами кузова оказываются третья поперечина, участок крепления кронштейна рычага подвески, внутренняя часть брызговика и нижний угол дверного проема.

Кронштейн рычага подвески в настоящее время прикрепляется к лонжерону двумя заклепками, причем усилия передаются от рычага подвески на заклепочное соединение с некоторым эксцентрикитетом. Под действием переменных напряжений заклепочное соединение расшатывается, что увеличивает толчки и удары, передающиеся на кузов.

В связи с этим для большей равнопрочности кузова разработаны следующие элементы усиления.

1. Дополнительное крепление кронштейна рычага задней подвески одной заклепкой к полу и двумя заклепками к щекам, у которых удлинены фланцы для увеличения площади приварки.

2. Третья поперечина для повышения прочности и жесткости делается в местах крепления упорных стаканов двойной, одна заготовка вставляется во вторую с зазором по верхнему основанию.

Эти дополнения не изменяют значительно конструкцию кузова в целом, но существенно усиливают перенапряженные

элементы и повышают, таким образом, срок службы автомобиля. Необходимость усиления третьей поперечины подтверждается также тем, что в условиях эксплуатации наблюдалась потеря устойчивости этого элемента как под действием внешних силовых факторов, так и под влиянием значительных начальных напряжений, остающихся от штамповки.

Выводы

1. Абсолютные значения напряжений, возникающих в кузове автомобиля «Запорожец» как под действием статических нагрузок, так и в дорожных условиях, относительно невелики.

2. Статические стендовые испытания кузова целесообразны для предварительного выявления наиболее напряженных элементов, поскольку динамические испытания в общем подтверждают их расположение.

3. Значения динамических коэффициентов для разнообразных элементов кузова различны, поэтому определение запаса прочности по результатам статических испытанийносит несколько условный характер. Ввиду того что возникновение трещин на кузове определяется действием переменных напряжений в условиях атмосферной коррозии, более обоснованным представляется определение запаса прочности по усталостным характеристикам материала кузовного листа.

4. На прочность кузова влияют начальные остаточные технологические напряжения, поэтому для более объективного представления о распределении опасных элементов целесообразно проводить стендовые динамические испытания, выявляющие эти элементы последовательностью возникновения усталостных трещин.

5. Наиболее напряженными элементами кузова автомобиля «Запорожец» являются пол задней части, внутренняя часть брызговика и нижний угол дверного проема. Предложенные усиления этих участков способствуют созданию более равнoprочной и долговечной конструкции.

6. В связи с тем что абсолютные значения в кузове относительно невелики, представляется возможным в будущем получить более облегченную конструкцию, если удастся обеспечить достаточную жесткость для предотвращения перекосов дверных и оконных проемов и исключить возможность возникновения резонанса в каком-либо элементе кузова.

ЛИТЕРАТУРА

- Гельфгат Д. В. и Ошников В. А., Рамы грузовых автомобилей, Машгиз, М., 1959.
- Перни К. и Лиссиер Г., Осины тензометрирования, изд-во иностр. лит., М., 1957.
- Пригородский Н. И. и Прейс А. К., Исследование напряжений и жесткости деталей машин на тензометрических моделях, изд-во АН СССР, М., 1958.
- Тарасов А. Я., «Автомобильная промышленность» № 1, 1961.
- Липгард А. А., Продление долговечности автомобилей и уменьшение их веса. Сб. статей МВТУ, вып. 91, 1959.
- Серенсен С. В., Вухарин Н. А., Буглов Е. Г., Сныгин М. Е., «Вестник машиностроения» № 1, 1961.

О ПОВЫШЕНИИ НАДЕЖНОСТИ СИСТЕМЫ ОХЛАЖДЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ

Канд. техн. наук А. К. ГАВРИЛОВ, П. Л. ШЕВЧЕНКО

Сибирский автомобильно-дорожный институт имени В. В. Куябышева

ПОВЫШЕНИЕ тепловой эффективности системы охлаждения двигателей представляет значительный практический интерес.

Это объясняется увеличением мощности выпускаемых и подготовляемых к производству автомобильных двигателей. При этом условия для просасывания воздуха через радиатор в связи с применением V-образных двигателей, установкой декоративных решеток перед радиатором значительно ухудшились, а подкапотное пространство для размещения элементов системы охлаждения осталось почти прежним. В связи с этим невозможно и нецелесообразно повышать тепловую эффективность системы охлаждения путем простого увеличения элементов последней.

Существующие в настоящее время методы повышения тепловой эффективности системы охлаждения в основном заключаются в следующем: оставляя неизменной конструкцию радиатора, увеличивают количество просасываемого воздуха через сердцевину последнего путем увеличения числа оборотов или диаметра вентилятора.

На Московском автозаводе имени Лихачева и в НАМИ эффективность системы охлаждения автомобиля ЗИЛ-130 повышена на 28% за счет применения вентилятора с отогнутыми лопастями при увеличении затраты мощности на его привод на 15% по сравнению со стандартным вентилятором при равном числе оборотов [1].

Тепловую эффективность системы охлаждения повышают путем улучшения теплорассеивающей способности радиатора

за счет увеличения коэффициента компактности радиатора (уменьшают шаг охлаждающих пластин, увеличивая их число). Такой способ использован при модернизации системы охлаждения двигателя ЗИЛ-120.

Этот способ, использованный при создании радиатора для автомобиля УралЗИС-375, способствует увеличению абсолютной теплоотдачи радиатора. Однако с повышением компактности радиатора увеличивается аэродинамическое сопротивление последнего, а это связано с повышенным расходом мощности на привод вентилятора. Уменьшение шага охлаждающих пластин повышает теплоотдачу радиатора только в том случае, когда увеличение аэродинамического сопротивления не вызывает такого уменьшения количества проходящего воздуха, которое в итоге уменьшит теплоотдачу. Чрезмерно малый шаг пластин ухудшает условия работы радиатора в процессе эксплуатации ввиду быстрого засорения сердцевины. Вследствие этого резко снижается тепловая эффективность системы охлаждения. Такой способ приводит только к нерациональному расходу цветного металла и удешевлению радиатора.

Замена трубчато-пластинчатого радиатора на трубчато-ленточный, осуществленная Московским автозаводом имени Лихачева, позволила значительно повысить использование веса и объема радиатора и тем самым получить экономию цветных металлов и снизить стоимость радиатора [2].

Значительное улучшение условий работы системы охлаждения, а также снижение температуры воздуха в подкапотном пространстве достигаются созданием организованного потока воздуха через капот за счет использования динамического давления встречного потока воздуха при движении автомобиля [3].

Тепловую эффективность системы охлаждения можно также повысить за счет модернизации жидкостного тракта.

При модернизации системы охлаждения во всех случаях не учитывается один очень важный фактор — обеспечение соответствия размеров вентилятора размерам лицевой поверхности радиатора. Это приводит к уменьшению тепловой эффективности радиатора ввиду очень большой неравномерности обдува его сердцевины.

Коэффициент обдува радиатора K_L , представляющий собой отношение охвачиваемой лопастями вентилятора площади F_b к фронтовой площади радиатора F_p , колеблется в выполненных конструкциях радиаторов от 0,47 до 0,65, что показывает различную степень эффективного использования сердцевины радиаторов.

В Сибирском автомобильно-дорожном институте имени В. В. Куйбышева проведены экспериментальные исследования по повышению тепловой эффективности системы охлаждения двигателей ЗИЛ-164, ЯАЗ-204, ГАЗ-51, УралЗИС-375 и др. за счет обеспечения оптимального отношения площади F_b к площади F_p и использования трехлопастной конструкции радиаторного вентилятора повышенной удельной производительности.

С этой целью были созданы экспериментальные установки для испытаний радиаторов без двигателя и с двигателем. Во время испытаний без двигателя определялись расход воздуха через сердцевину радиатора и мощность, расходуемая вентилятором на различных скоростных режимах. Привод вентилятора осуществлялся с помощью балансирного динамика, что позволяло бесступенчато регулировать обороты вентиляторов.

На установке без двигателя продувалась сердцевина радиатора двигателя ЗИЛ-164, которая прикрывалась с лицевой стороны так, что продуваемая часть ее получила форму квадрата размером 497×497 мм. Скорость воздуха измерялась перед радиатором в 90 точках. В процессе испытаний размеры квадратной сердцевины радиатора оставались постоянными, а менялись диаметр вентилятора и диаметр кожуха вентилятора, выполненного в виде кольца. Зазор между кожухом вентилятора и наружными концами лопастей вентилятора, равный 23,5 мм, при различных диаметрах вентилятора оставался постоянным. Расстояние от входной кромки лопастей вентилятора до сердцевины радиатора составляло 40 мм.

Оценочным параметром в процессе испытаний принял удельный расход воздуха через сердцевину радиатора $\frac{W_b}{N_b}$ (W_b — расход воздуха в м³/час; N_b — мощность, расходуемая вентилятором в л. с.) при постоянном расходе воздуха в зависимости от коэффициента обдува радиатора.

В результате многочисленных опытов, выполненных при исследовании нескольких радиаторов различной формы и раз-

меров, установлено, что наибольший удельный расход воздуха через сердцевину радиатора в зависимости от коэффициента обдува при постоянном расходе воздуха происходит при $K_L=1$ (рис. 1), обеспечивая при этом наибольшую равномерность обдува сердцевины радиатора ($\frac{W}{N}$ — удельная производительность вентилятора).

На основании полученных экспериментальных данных проведена работа по повышению тепловой эффективности системы охлаждения двигателя ЯАЗ-204.

Стандартный радиатор со стандартным вентилятором и кожухом испытывался на установке без двигателя. Вся лицевая сторона радиатора была разбита на 70 прямоугольных площадок, в центре которых измерялась скорость воздуха. Измерения осуществлялись в диапазоне оборотов вентилятора 1200—2400 об/мин.

После этого сердцевина стандартного радиатора с лицевой стороны была прикрыта на 10% и продувалась опытным трехлопастным вентилятором с кожухом, выполненным в виде кольца.

Параметры, которые принимались во внимание в процессе испытания без двигателя, приведены в таблице.

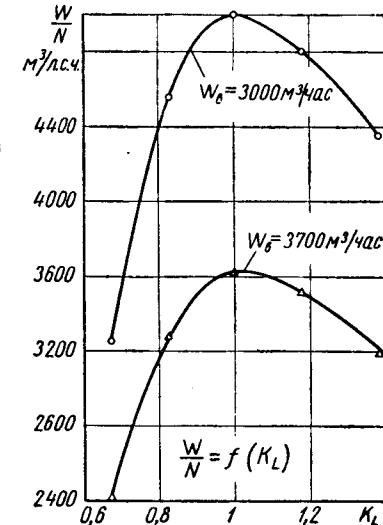


Рис. 1.

Назначение параметров	Стандартная система	Опытная система
Поверхность радиатора в м ²	0,308 (0,495×0,62)	0,273 (0,495×0,558)
Диаметр вентилятора в мм	468	550
Число лопастей	6	3
Угол наклона лопастей в град.	30	30
Длина лопасти в мм	171	212
Ширина лопасти по хорде в мм	96	96
Зазор между кожухом и наружными концами лопастей вентилятора в мм	29,5	23,5
Расстояние между сердцевиной радиатора и входной кромкой лопастей в мм	40	40

Диаметр опытного трехлопастного вентилятора выбран с таким расчетом, чтобы при высоте радиатора, равной его ширине, коэффициент обдува сердцевины был равен единице. Размеры опытного вентилятора с кожухом, выполненным в виде кольца, позволяют устанавливать его на стандартные автомобили без каких-либо дополнительных изменений.

Трехлопастной вентилятор выбран потому, что удельная производительность его (как показали исследования) выше шестилопастного при прочих равных параметрах [4].

Результаты испытаний без двигателя стандартного шестилопастного (а) и опытного трехлопастного (б) вентиляторов двигателя ЯАЗ-204 в зависимости от числа оборотов приведены на рис. 2. Данные этого графика показывают, что при одной и той же мощности, расходуемой стандартным и опытным вентиляторами, достигается повышение расхода воздуха на 18% через сердцевину радиатора, уменьшенную на 10% по сравнению со стандартным. При этом передаточное отношение привода вентилятора от двигателя снижается с 1,28 до 1,14.

На рис. 3 приведено сравнение потребляемой вентиляторами мощности и удельной производительности опытной и стандартной системы охлаждения двигателя ЯАЗ-204 в зависимости от расхода воздуха через радиатор. При одном и том же расходе воздуха через радиатор удельная производительность вентилятора $\frac{W}{N}$ опытной трехлопастной системы (а) выше почти

на 50% по сравнению с удельной производительностью шестилопастного вентилятора стандартной системы (б) охлаждения двигателя ЯАЗ-204.

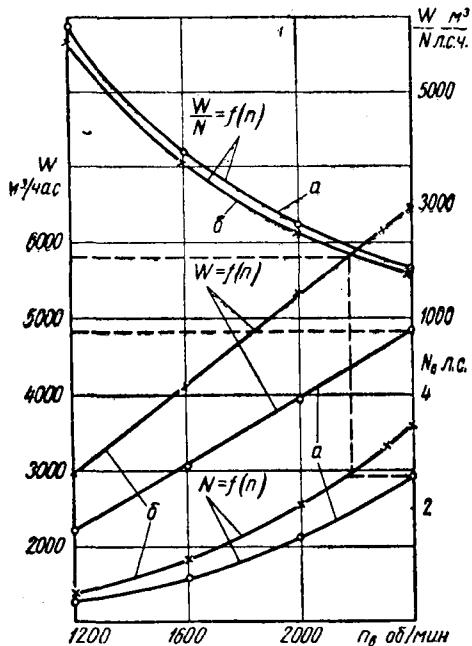


Рис. 2.

Скоростное поле воздушного потока по высоте радиатора H стандартной (а) и опытной (б) системы показано на рис. 4.

Экспериментальные данные исследований воздушного потока перед радиатором позволили определить коэффициент не-

поверхности радиатора изменяется в зависимости от скорости воздуха пропорционально $v^{0.73}$ и уменьшена неравномерность обдува радиатора, то уменьшение размеров сердцевины стандартного радиатора на 10% не должно вызвать снижения тепловой эффективности системы охлаждения двигателя. Мощность, затрачиваемая на привод вентилятора, при этом остается неизменной.

Результаты испытаний без двигателя опытной и стандартной систем охлаждения двигателя ЯАЗ-204 проверены испытаниями с двигателем. Установлено, что вода в стандартной системе охлаждения двигателя ЯАЗ-204 закипает при 2000 об/мин через 25 мии. работы двигателя (подача топлива полная, температура воздуха t_b , поступающего в радиатор, +43°).

Во время испытаний с двигателем вначале проверялся следующий вариант: на двигатель ЯАЗ-204 устанавливается стандартный радиатор (а), но в сочетании с опытным трехлопастным вентилятором и кожухом, выполненным в виде

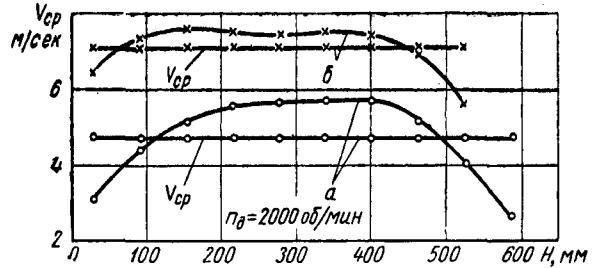


Рис. 4.

кольца (б). Двигатель ЯАЗ-204 при установке нового трехлопастного вентилятора испытывался с измененным (уменьшенным) передаточным отношением в приводе вентилятора от двигателя.

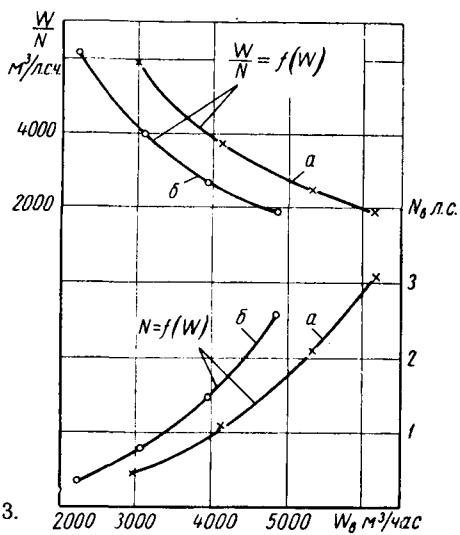


Рис. 3.

равномерности обдува радиатора обеих систем по высоте. Коэффициент неравномерности обдува радиатора определялся из выражения

$$\eta_H = \frac{v_{\max} - v_{\min}}{v_{cp}} 100\%,$$

где v_{\max} и v_{\min} — максимальная и минимальная скорость воздуха в м/сек;

v_{cp} — средняя скорость воздуха перед радиатором в м/сек.

Обработка полученных экспериментальных данных показала, что неравномерность обдува радиатора снизилась у опытной системы почти в 2 раза (с 65 до 33%) по сравнению со стандартной системой. Неравномерность обдува радиатора по ширине практически не изменилась и составляла 33%.

Если принять во внимание, что коэффициент теплопередачи

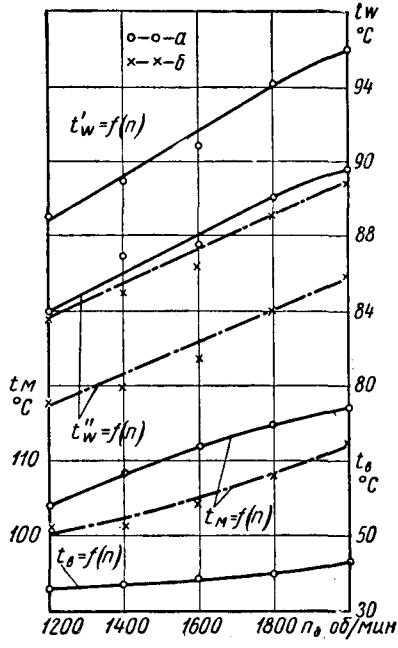


Рис. 5.

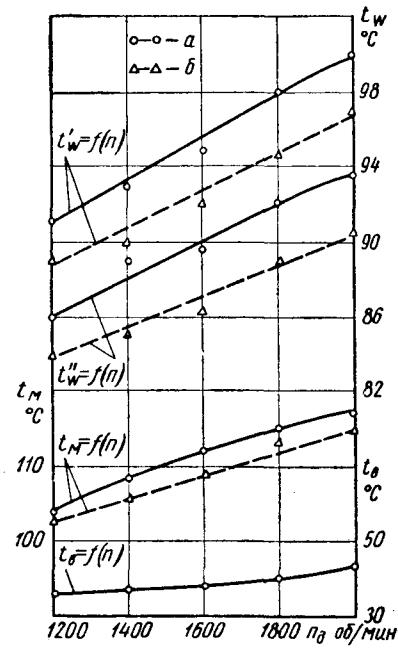


Рис. 6.

Из сравнения результатов этих испытаний (рис. 5) установлено, что при одинаковых условиях работы двигателя температура воды, выходящей из двигателя t_w с новым трехлопастным вентилятором и новым кожухом на всех скоростных режимах, ниже в среднем на 7°. На режиме $n=2000$ об/мин при работе двигателя ЯАЗ-204 в течение часа температура выходящей из двигателя воды не поднималась выше +93° (t_w — температура воды, входящей в двигатель).

Следовательно, если тепловая эффективность системы охла-

ждения двигателя ЯАЗ-204 оказывается в определенных условиях недостаточной, то, не изменяя габаритов радиатора, можно повысить ее за счет использования трехлопастного вентилятора с параметрами, указанными в таблице, и кожухом, выполненным в виде кольца.

После этих испытаний стандартный радиатор двигателя ЯАЗ-204 был уменьшен по высоте сердцевины на 60 мм и испытывался на двигателе с опытным трехлопастным вентилятором и кожухом, выполненным в виде кольца.

Полученные результаты испытаний с двигателем показали (рис. 6), что при уменьшенном на 10% радиаторе температура

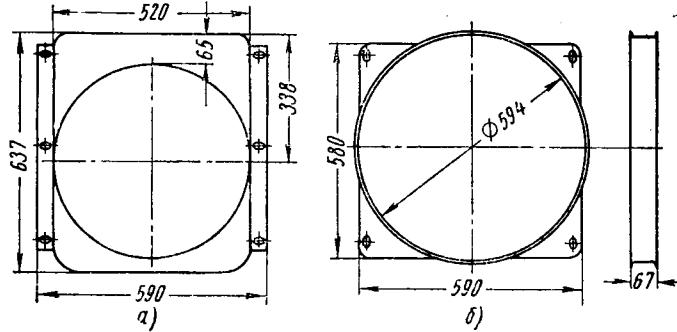


Рис. 7.

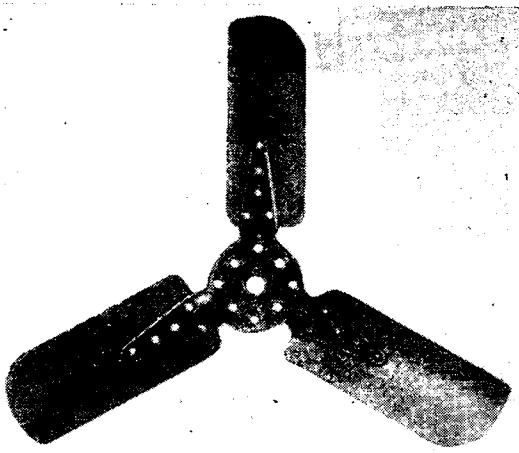


Рис. 8.

воды, выходящей из двигателя ЯАЗ-204, в среднем ниже на 3° воды в стандартной системе охлаждения (а).

Таким образом, надежность опытной системы охлаждения (б) не ухудшилась, а даже несколько повысилась. Следовательно, при правильном сочетании диаметра вентилятора с размерами сердцевины радиатора можно без снижения тепловой эффективности системы охлаждения высвободить 1,1 кг латуни с каждого радиатора двигателя ЯАЗ-204. Кроме того, новый трехлопастный вентилятор, изготовленный в заводских условиях, почти вдвое дешевле стандартного шестилопастного. Вес нового вентилятора на 30% меньше веса стандартного вентилятора.

Схемы кожухов для стандартного (а) и нового (б) вентиляторов двигателя ЯАЗ-204 приведены на рис. 7.

Общий вид нового трехлопастного вентилятора двигателя ЯАЗ-204 показан на рис. 8.

Выводы

1. Автомобильные радиаторы в настоящее время проектируются, как правило, без учета соответствия размеров лицевой поверхности радиатора диаметру вентилятора, что приводит к неравномерному (до 70%) обдуву сердцевины радиатора и, вследствие этого, к малоэффективному, использованию единицы веса сердцевины радиатора.

2. Наилучшее использование веса сердцевины радиатора достигается при условии, если радиатор имеет квадратную форму, а охватываемая вентилятором площадь равна лицевой поверхности радиатора, т. е. если коэффициент обдува радиатора равен единице (см. рис. 1).

3. При обеспечении оптимального сочетания размеров вентилятора и фронтовой площи радиатора можно высвободить 10% сердцевины стандартного радиатора двигателя ЯАЗ-204 без снижения его тепловой эффективности или значительно повысить надежность стандартной системы охлаждения этого двигателя.

4. Применение трехлопастной конструкции вентилятора увеличенного диаметра для двигателя ЯАЗ-204 позволяет уменьшить размеры сердцевины радиатора без увеличения затрат мощности двигателя на охлаждение за счет повышения удельной производительности вентилятора и увеличения равномерности обдува радиатора, резко снизить вес вентилятора и стоимость его изготовления, уменьшить передаточное отношение привода вентилятора от двигателя.

5. Конструкция кожуха вентилятора, выполненного в виде кольца, увеличивает расход воздуха через радиатор на 4—6% по сравнению со стандартным кожухом.

ЛИТЕРАТУРА

1. Минкин М. Л., Хмельницкий Э. Е., Шаевич А. Г., Караваев Б. И., «Автомобильная промышленность» № 9, 1960.
2. Минкин М. Л., Хмельницкий Э. Е., Шаевич А. Г., Караваев Б. И., Папин А. А., «Автомобильная промышленность» № 2, 1961.
3. Гаврилов А. К., «Лесная промышленность» № 9, 1960.
4. Гаврилов А. К., Шевченко П. Л., Вестник «Автомобильный транспорт Казахстана» № 7, 1961.

Масла для V-образных двигателей грузовых автомобилей

О. С. ОБЛЕУХОВА, В. В. ПРОТИЯСОВ

Московский автозавод имени Лихачева

СЕМИЛЕТИМ планом развития народного хозяйства предусмотрен выпуск автомобилей с новыми V-образными карбюраторными двигателями, имеющими более высокую мощность и оборотность, чем серийные двигатели.

Конструктивные особенности этих двигателей (малые размеры, меньшая поверхность шеек коленчатого вала, верхнее расположение клапанов, большее наполнение, повышение степени сжатия и т. п.) обусловили увеличение нагрузок на контактные поверхности деталей, а также повышение теплового режима работы двигателя.

В связи с этим возникла необходимость существенного улучшения качества применяемых масел.

Получение высококачественных масел для двигателей обеспечивается не только качеством базового масла, но и подбо-

ром к нему присадок, повышающих противоизносные, антикорозийные, моющие и другие эксплуатационные свойства.

Для новых двигателей было взято масло Дс-8 (с 14% остаточного компонента).

Это масло по вязкостным свойствам при рабочих температурах соответствует машинному маслу СУ, применяемому автомобилистами в качестве лучшего сорта. При низких температурах ($-10 \div -15^\circ$) масло Дс-8 имеет вязкость в 2,5 раза меньшую, чем машинное масло СУ, что положительно сказывается на пуске двигателя.

В целях подбора к маслу наиболее эффективных многофункциональных присадок были проведены не только лабораторные исследования, но и стендовые испытания на двигателях, а также эксплуатационные испытания на автомобилях ЗИЛ-110.

Эти испытания позволили выявить отфильтровываемость присадок центрифугой, отрицательное влияние некоторых присадок на работу механизма газораспределения (присадки ЦИАТИМ-339, ИП-22к вызывают питтинг гидравлических толкателей) и т. п. В результате этих испытаний были выявлены наиболее эффективные присадки, которые вводились в масло для испытаний на V-образных двигателях:

- 1) присадка ДФ-1 (3,5%), разработанная ИНХС АН ССР;
- 2) присадка ВНИИ НП-360 (3,5%) в смеси с депрессатором АЗНИИ-ЦИАТИМ-1 (1%);
- 3) смесь присадок: СБ-3 (3%), разработанная ИХНП АН Азербайджанской ССР, ДФ-11 (2%), разработанная ИНХС АН ССР, и депрессор АЗНИИ-ЦИАТИМ-1 (0,5%).

Показатели качества масла Дс-8 с присадками и без присадок в сравнении с машинным СУ приведены в табл. 1.

Показатели качества масла	Машинное масло СУ (ГОСТ 1707-51)	Масло Дс-8 без присадок	Масло Дс-8 с присадками		
			ДФ-1	ВНИИ НП-360*	СБ-3 ДФ-11*
Вязкость кинематическая: при 100°	47,2		42,93	44,34	42,61
при 50°	8,22		8,29	8,50	8,24
Индекс вязкости	58	85	85	85	85
Кислотное число в мг КОН	0,15		0,10	0,05	1,06
Содержание золы в %	0,005		0,34	0,47	0,51
Температура вспышки в °C	200		198	195	202
Температура застывания в °C	-15	-15	-25	-28	-29
Водорастворимые кислоты и щелочи		Отсутствуют			
Содержание серы в %	До 0,1	1,00	1,01	1,08	1,19
Коррозия свинцовых пластин в г/м² (ДК-2) после испытаний:					
10 час.	50,0	2,1	0,1	0,5	1,4
20 час.	82,4	3,6	1,1	1,0	6,2
Моющие свойства по ПЗВ в баллах	3,5	3,5	1,5	1,5	0,5-1,0
Термоокислительная стабильность T_{250} в мин.	19	19	66	42	31
Содержание присадок в %:					
бария	-	-	0,18	0,30	0,14
цинка	-	-	-	0,03	0,10
фосфора	-	-	0,05	0,03	0,10

* В масло введен депрессор АЗНИИ-ЦИАТИМ-1.

Из таблицы видно, что масло Дс-8 отличается от машинного масла СУ лучшими вязкостными и хорошими антикоррозийными свойствами.

Моющие свойства масла, характеризующие его склонность к лакообразованию на поршне и поршневых кольцах, оценивались по методу ПЗВ (ГОСТ 5726-53). Испытанные присадки значительно улучшают моющие свойства масел.

Кроме того, были проверены противоизносные, деэмульгирующие свойства масел, а также характеристики их вязкостных свойств при низких температурах. По всем этим показателям масло Дс-8 с присадками значительно превосходит масло машинное СУ.

Испытания масел на V-образных двигателях ЗИЛ-130, ЗИЛ-131, ЗИЛ-375 проводились в стендовых условиях на режимах, предусмотренных ГОСТом 491-55, в течение 600 час.

Перед началом испытаний и в конце их детали двигателей подвергались микрометражу. Каждый двигатель предварительно обкатывался в течение 51,5 час. на режиме, приведенном в табл. 2 (цикл повторяется 8 раз).

Таблица 2

Продолжительность обкатки в мин.	Число оборотов вала двигателя в мин.	Мощность двигателя в л. с.	Продолжительность обкатки в мин.	Число оборотов вала двигателя в мин.	Мощность двигателя в л. с.
Холодная обкатка			Горячая обкатка		
30	500	-	30	1000	Холостой ход
30	500	-	30	1200	12
30	1000	-	60	1400	21
30	1200	-	90	1600	27
90	1500	-	60	1800	36
			60	2000	50

Примечание. Масло меняется после работы двигателя в течение 30 мин. на 500 об/мин и после холодной обкатки.

Испытания двигателей (после обкатки и снятия характеристики) проводились в течение 600 час. повторяющимися цик-

лами на следующем режиме (продолжительность каждой операции дана в миц.):

Пуск и прогрев двигателя	15
Холостой ход, $n = 500$ об/мин	10
$n = 1600$ об/мин, мощность 75 л. с.	35
$n = 2400$ об/мин, мощность 102 л. с.	35
Полное открытие дроссельной заслонки $n = 3200$ об/мин	15
Холостой ход, $n = 500$ об/мин	10
$n = 3200$ об/мин, мощность 102 л. с.	35
Полное открытие дроссельной заслонки $n = 1800$ об/мин	15
Холостой ход, $n = 500$ об/мин	10
Остановка и охлаждение двигателя до температуры воды 40° и температуры масла 50°.	10

Смена масла производилась через 51 час работы двигателя, при этом отбиралась проба для анализа.

Центрифуги очищались через каждые 200 час. работы двигателя, осадок взвешивался и отбиралась проба для его анализа.

По окончании испытаний двигатели разбирались и детали подвергались микрометражу.

Оценка эксплуатационных свойств масла проводилась по следующим показателям:

а) состоянию деталей двигателя, что характеризовало в первую очередь моющие и антикоррозийные свойства масел;

б) износу деталей по данным их микрометражи;

в) изменению качества масла в процессе его работы в двигателе и по результатам анализа сажевых в центрифуге.

Опытные образцы масел испытывались на следующих двигателях: масло Дс-8 с присадкой ДФ-1 на двигателях ЗИЛ-130 и ЗИЛ-375; масло Дс-8 с присадкой ВНИИ НП-360 на двигателе ЗИЛ-131; масло Дс-8 с присадкой СБ-3 в смеси с ДФ-11 на двигателе ЗИЛ-375.

Данные визуального осмотра деталей двигателей после 6000-часовых испытаний представлены в табл. 3.

Из таблицы видно, что моющие свойства всех масел удовлетворительные. Лакообразование на юбке поршня имелось практически только в зоне холодильников. Явлений пригорания колец, образования смолистых и лаковых отложений в кольцевых канавках и прорезях маслосъемных колец не наблюдалось.

Лучшими моющими свойствами обладает смесь присадок СБ-3 и ДФ-11, испытанная на наиболее напряженном двигателе ЗИЛ-375.

При использовании этого образца масла наблюдалось и наилучшее состояние толкателей двигателя.

Вкладыши шатунных и коренных подшипников были в удовлетворительном состоянии, так как очаги усталостных разрушений на некоторых шатунных подшипниках были незначительными.

Износы деталей двигателей, по данным микрометражных измерений (табл. 4, рис. 1-3), по абсолютным значениям невелики и практически одинаковы.

Качество масла (вязкость) в процессе его работы в двигателе (табл. 5) практически не изменилось. Кислотное число масел с присадками ДФ-1 и ВНИИ НП-360 несколько возрастает, в случае применения смеси присадок СБ-3 с ДФ-11 — уменьшается. Это объясняется некоторой срабатываемостью присадки ДФ-11 (диалкилдитиофосфат цинка). Коксование всех работавших масел незначительно отличается от коксования свежих масел. Содержание примесей (органических продуктов окислительной полимеризации масла и неорганических продуктов износа) во всех образцах работавших масел невелико.

Содержание золы в работавших маслах несколько уменьшается, что объясняется как срабатываемостью присадок, так и эффективной работой центробежного фильтра.

Для определения срабатываемости присадок в пробах свежих и работавших масел определялось содержание основных компонентов (металла) присадки. В табл. 6 показано содер-

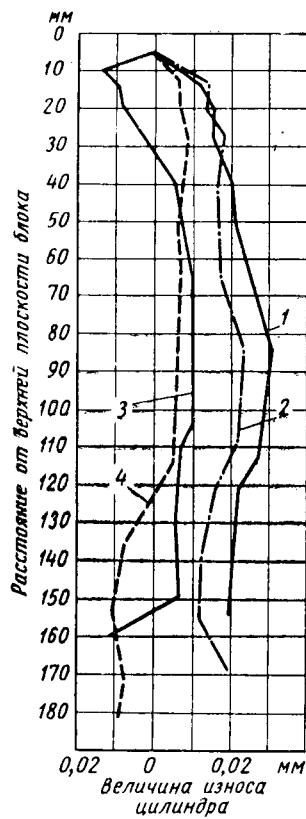
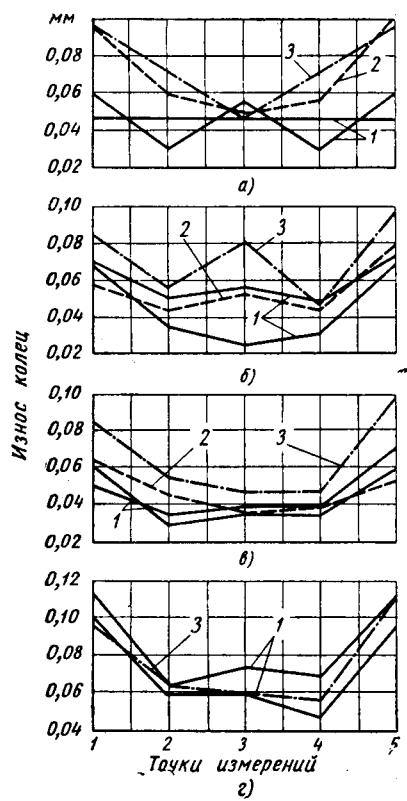


Рис. 1. Средний износ гильз цилиндров (масло Дс-8):

1 — двигатель № 9 (с присадкой ДФ-1); 2 — двигатель № 40 (с присадкой ДФ-11 и СБ-3); 3 — двигатель № 35 (с присадкой ДФ-1); 4 — двигатель № 57 (с присадкой ВНИИ НП-360).



жение основного компонента в %. Как видно из таблицы, концентрация присадки в работавших маслах снижается лишь на 15—30%.

Очень небольшой расход масла на долив в процессе испытаний (0,25—0,35% от расхода топлива) свидетельствует о незначительной срабатываемости всех испытанных присадок.

Характерно, что отмеченное ранее понижение кислотного числа масла, содержащего присадку ДФ-11, пропорционально уменьшению концентрации основного компонента этой присадки (цинка) в масле.

За 200 час. испытаний двигателя вес осадка, отлагающегося в центрифуге, достигал 100—200 г. Анализ осадков приведен в табл. 7.

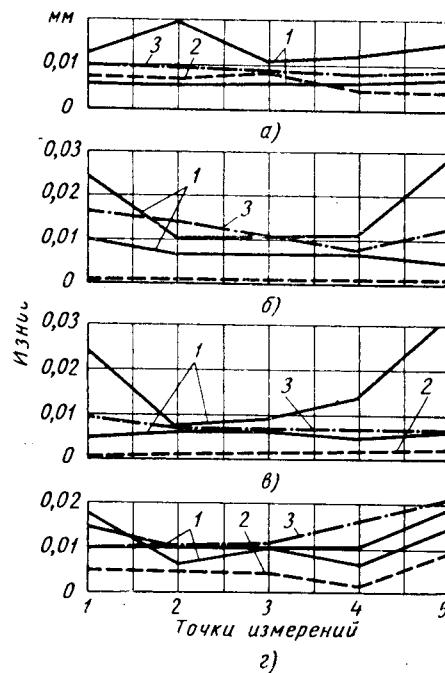


Рис. 2. Средний износ поршневых колец по радиальной толщине:

а — первые компрессионные кольца; б — вторые компрессионные кольца; в — маслосъемные кольца: 1 — масло Дс-8 с присадкой ДФ-1; 2 — масло Дс-8 с присадкой ВНИИ НП-360; 3 — масло Дс-8 с присадкой ДФ-11 и СБ-3.

Рис. 3. Средний износ поршневых колец по высоте (обозначения те же, что на рис. 2).

Таблица 4

Детали двигателей	ДФ-1		ВНИИ НП-360	СБ-3; ДФ-11
	ЗИЛ-130	ЗИЛ-375		
Гильза цилиндров	0,031	0,010	0,009	0,024
Поршень (верхняя часть юбки)	0,011	0,068	0,011	0,049
Кольцевые канавки:				
первая	0,009	0,0012	0,015	0,000
вторая	0,003	0,007	0,010	0,007
третья	0,004	0,001	0,010	0,002
Маслосъемные канавки	0,003	0,002	0,007	0,005
Поршневой палец	0,004	0	0	0,002
Шейки:				
шатунные	0,004	0,002	0,000	0,000
коренные	0,009	0,009	0,005	0,000
Вкладыши:				
шатунные (верхние)	0,010	0,007	0,009	0,007
коренные (нижние)	0,019	0,015	0,001	0,003
Распределительный вал (высота кулачков):				
впускной	—	0,008	0,068	0,006
выпускной	—	0,008	0,049	0,018
Клапаны (стержни):				
впускной	0,012	0,008	0,003	0,009
выпускной	0,026	0,009	0,005	0,006
Направляющие клапана:				
впускного	0,030	0,008	0,027	0,035
выпускного	0,030	0,008	0,020	0,010

Таблица 5

Показатели качества масла	ДФ-1		ВНИИ НП-360	СБ-3; ДФ-11
	ЗИЛ-130	ЗИЛ-375		
Вязкость при 50° в ссм:				
свежее масло	42,93	42,93	44,34	42,61
после 50-часовой работы	44,4	43,29	44,05	41,11
Кислотное число КОН в мг на 1 г масла:				
свежее масло	0,10	0,10	0,05	1,06
после 50-часовой работы	0,44	0,36	0,32	0,77
Кокс в %:				
свежее масло	0,46	0,46	0,67	0,58
после 50-часовой работы	0,64	0,49	0,83	0,60
Содержание примесей (нерасторимых в бензине "Калоша"):				
после 50-часовой работы	0,12	0,09	0,20	0,11
из них неорганических	0,07	0,03	0,11	0,07
Зола в %:				
свежее масло	0,34	0,34	0,47	0,51
после 50-часовой работы	0,28	0,24	0,44	0,50

Таблица 6

Основной компонент присадки	Масло Дс-8 с присадкой		
	ДФ-1	ВНИИ НП-360	ДФ-11 с СБ-3
Барий:			
свежее масло	0,183	0,296	0,135
отработавшее масло ..	0,140	0,230	0,115
Цинк,			
свежее масло	—	0,028	0,100
отработавшее масло .	—	0,024	0,070

Таблица 7

Масло Дс-8 с присадкой	Количество примесей в %				
	Нерастворимые в бензине "Калоша"	Органические	Неорганические		
			Всего	Барий	Цинк
ДФ-1	54,1	36,8	17,3	4,4	—
ВНИИ НП-360	54,5	22,1	32,4	2,1	2,0
ДФ-11 с СБ-3	59,0	19,9	39,1	2,13	2,35

Из приведенных данных видно, что содержание основного компонента присадки (барий, цинк) в осадках невелико. Следовательно, центрифуга извлекает из масла сравнительно небольшое количество присадки.

Выводы

1. Масло Дс-8 с испытанными присадками (ДФ-1; ВНИИ НП-360 и смесь ДФ-11 с СБ-3) обладает удовлетворительными моющими, антиокислительными и антакоррозийными свойствами.

2. Износы основных деталей двигателей ЗИЛ-130, ЗИЛ-131 и ЗИЛ-375 за время 600-часовых испытаний в стендовых условиях невелики и практически одинаковы на всех опытных образцах масел.

3. Масло Дс-8 с присадками СБ-3 и ДФ-11 обладает несколько более высокими моющими свойствами, чем другие испытанные масла, а также более эффективно снижает износ кулачков, предотвращает питтинг и задиры толкателей. В связи с этим масло Дс-8 с присадками СБ-3 и ДФ-11 может быть рекомендовано для испытаний на более напряженных двигателях, имеющих гидравлические толкатели.

4. Рекомендация производства и применения масла с некоторыми присадками позволяет значительно расширить сырьевые ресурсы присадок и облегчает возможность организации производства новых масел.

В настоящее время производство указанных масел с присадками организовано на Ленинградском нефтемаслозаводе имени Шаумяна.

Электростатическое зажигание в карбюраторных двигателях

Е. Н. НЕВСТРУЕВ

Томский политехнический институт

В НАСТОЯЩЕЕ время наибольшее распространение в карбюраторных двигателях получили две системы зажигания: батарейная и магнетная. Обе системы зажигания являются электромеханическими и различаются между собой только способами питания первичным током. Однако это различие проявляется в характеристиках систем, выражающих зависимость высокого напряжения на выходе высоковольтного аппарата от числа оборотов коленчатого вала двигателя.

Высокое напряжение обеих систем зажигания не остается постоянным с изменением числа оборотов коленчатого вала двигателя (рис. 1, кривые а и б). Из характеристик видно, что высокое напряжение системы батарейного зажигания снижается с увеличением числа оборотов вала двигателя, а у систе-

мы зажигания от магнето высокое напряжение мало при низких числах оборотов коленчатого вала [1].

Поскольку скоростной режим современных двигателей весьма высок и достигает 5—6 тыс. об/мин, то оказывается, что ни одна из указанных систем не является вполне удовлетворительной для столь значительного интервала оборотов [2].

Системы зажигания, широко применяемые в автомобильных и авиационных поршневых двигателях, весьма чувствительны к загрязнению изоляции свечей и экранировке вторичной цепи.

С целью повышения надежности зажигания делаются попытки улучшить характеристики существующих систем. Повышение надежности батарейного зажигания при высоких числах оборотов достигалось, например, благодаря увеличению пер-

вичного тока, поступающего в катушку зажигания с помощью сопротивления, зависящего от температуры, применению двойного прерывателя, а также применению двух параллельно работающих систем и т. д. Несколько исправлена рабочая характеристика и повышена надежность работы контактов прерывателя в батарейной системе зажигания в результате применения транзисторов.

Подобные усовершенствования улучшают работу аппаратов зажигания, но зачастую приводят к значительным усложнениям и повышают стоимость электрооборудования двигателя, не устраяя присущих ему недостатков. Поэтому появляется необходимость в новых, принципиально отличных, способах получения высокого напряжения, позволяющих со-

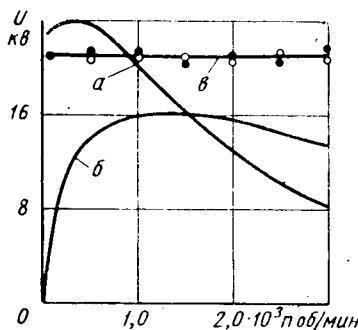


Рис. 1. Рабочие характеристики систем зажигания:
а — батарейной; б — магнетной;
в — электростатической.

здать надежную систему зажигания для современных форсированных двигателей.

В последние годы появились сообщения о возможности использования электростатических генераторов в качестве источника высокого напряжения для зажигания в двигателях внутреннего сгорания [3]—[5]. В Томском политехническом институте разработаны и исследованы две модели электростатического генератора зажигания.

Наиболее компактную конструкцию электростатического генератора зажигания можно создать по принципу электростатической машины цилиндрического типа с транспортерами-проводниками.

Общий принцип, на котором основана работа любого электростатического генератора, заключается в повышении потенциала электрических зарядов за счет их перемещения механическими силами против действия сил поля. Перемещение зарядов осуществляется путем связи их с материальными телами,

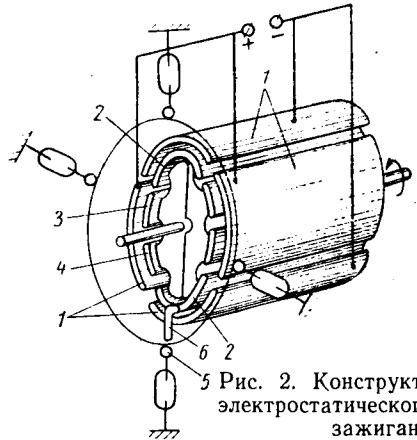


Рис. 2. Конструктивная схема электростатического генератора зажигания.

движущимися в диэлектрической среде, причем затрачиваемая на их перемещение работа превращается в электрическую энергию. Наличие коммутирующих приспособлений позволяет использовать это явление для получения электрических импульсов высокого напряжения без постороннего источника питания.

Следует отметить, что электростатический генератор зажигания с транспортерами-проводниками можно создать самовозбуждающимся. Такой генератор после длительного бездействия получает полное напряжение возбуждения после нескольких оборотов ротора за счет быстрой мультиплексации небольшой контактной разности потенциалов, всегда существующей при наличии металлических kontaktов-щеток.

Сравнительная оценка различных конструкций электростатических машин показывает, что наибольшую компактность генератора (при заданных энергетических параметрах) можно получить при размещении пластин возбуждения между пластинами индукторов. Конструктивная схема указанного генератора дана на рис. 2. В металлическом корпусе цилиндрической

формы на изоляционных фланцах укреплены четыре металлических индуктора 1, попарно электрически соединенные между собой. Внутри пространства, образованного индукторами, помещен ротор из изоляционного материала, на котором укреплены две металлические пластины-транспортеры 2, а между ними по две пластины возбуждения 3 и 4. Поскольку генератор проектировался для работы с четырехцилиндровым двигателем, он имеет четыре выводных электрода 5, соединяемых проводами со свечами зажигания. За один оборот ротора вращающийся электрод 6, соединенный с транспортерами, 4 раза проходит вблизи электродов 5. Совпадение осей электродов происходит в момент максимального перекрытия транспортеров пластинами индукторов.

Для наглядности процесс образования высоковольтного импульса и последовательность разрядов рассмотрим на развернутой схеме генератора, представленной на рис. 3.

С целью некоторого упрощения допустим, что на индукторах уже имеется возбуждающее напряжение u_0 .

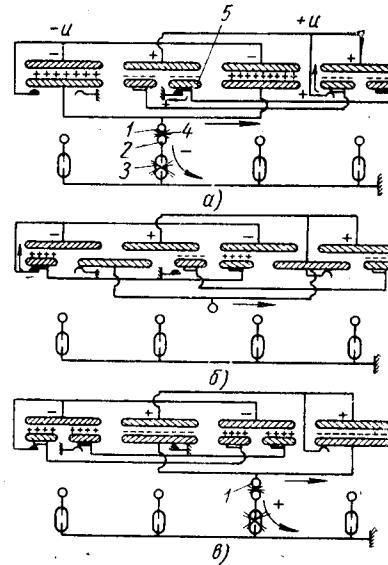


Рис. 3. Линейная развертка электростатического генератора зажигания.

В первом положении (рис. 3, а) транспортеры полностью перекрыты отрицательными индукторами, а разносчик 1 совпадает с одним из электродов 2, соединенным со свечой 3 зажигания.

В таком положении возбужденный полем индуктора отрицательный заряд отводится с пластин ротора через искровой промежуток 4 и электроды свечи на массу. В дальнейшем транспортеры, на которых остался положительный заряд, при своем движении подходят под положительно заряженные пластины индукторов.

Если заряд транспортеров q за время перемещения ротора на $1/4$ оборота считать неизменным, а емкость системы, несущей этот заряд, уменьшается, то потенциал заряда, равный по величине потенциалу индукторов u_0 , возрастает до u_1 согласно уравнению [6]

$$u_1 = u_0 \frac{C_0}{C_1},$$

где C_0 и C_1 — соответственно максимальная и минимальная емкости между транспортерами и отрицательно заряженными индукторами.

Потенциал транспортеров достигает максимальной величины при положении пластин, показанном на рис. 3, в, т. е. в момент наименьшей емкости относительно отрицательных индукторов. В этот момент электрод 1 подходит к очередному электроду 2 настолько близко, что между ними происходит разряд, в результате которого на свечу поступает импульс высокого напряжения, а положительно заряженные пластины ротора становятся отрицательными за счет поля положительных индукторов. В дальнейшем процесс повторяется.

Таким образом, поочередно к каждому из четырех неподвижных электродов подводятся высоковольтные импульсы электричества чередующейся полярности, которые могут быть использованы для воспламенения рабочей смеси внутри цилиндров двигателей.

Однако генератор будет работать до тех пор, пока существует заряд на индукторах. Последний в результате несовершенства изоляции стечет на массу и в конечном итоге упадет настолько, что генератор прекратит работу. Чтобы этого не произошло, электростатический генератор зажигания имеет систему возбуждения.

Назначение пластин возбуждения состоит в создании зарядов на индукторах в начальный период работы генератора и пополнении утечек этих зарядов в процессе работы генератора. Каждая пара пластин возбуждения при помощи щеточной системы коммутации дважды за один оборот соединяется с «землей» и с какой-либо одной парой пластин индукторов. Расположение щеток и коллекторных пластин выбирается таким, что одна пара пластин возбуждения заряжает две пластины индукторов электричеством одного знака, а другая пара пластин возбуждения — другие две пластины индукторов зарядами противоположного знака.

Рассмотрим работу генератора возбуждения при все еще существующем допущении о наличии зарядов на индукторах. В положении, показанном на рис. 3, а, обе пары возбудителей находятся под положительными индукторами. Полем индукторов на пластинах 5 удерживается отрицательный заряд, а положительный заряд, находящийся на внутренней стороне этих пластин, будет нейтрализован, так как щетка соединяет ее в это время с «землей». К моменту отрыва щетки от коллектора обе пластины 5 окажутся отрицательно заряженными и при дальнейшем их движении потенциал этого заряда будет возрастать согласно уравнению (1).

По мере продвижения возбудителей под отрицательные пластины индуктора коллектор коснется щетки, соединенной с отрицательными индукторами, и за счет разности потенциалов, которая по мере вращения ротора продолжает расти, заряды с пластин возбудителя перетекают на пластины индуктора. Это происходит на протяжении контактирования щетки, равного 15° поворота ротора, пока пластины 5 полностью не перекрываются отрицательными индукторами (рис. 3, б). После этого потенциал заряда возбудителя перестает расти, происходит его выравнивание с потенциалом индуктора и щетка «отрывается» от коллектора. При следующем повороте на 45° они входят в поле положительных индукторов, под которыми расположена щетка, соединенная с массой. К моменту начала выхода из под положительных индукторов и отрыва щетки от коллектора пластины 5 вновь окажутся заряженными отрицательным электричеством. На этом цикл заканчивается.

Точно таким же образом работает вторая пара пластин возбуждения, пополняя два других индуктора положительным электричеством.

Из рассмотренного следует, что электростатический генератор зажигания представляет собой совмещение двух электростатических генераторов, один из которых работает на внешнюю нагрузку (свечи зажигания), а второй — на внутреннюю, поддерживает требуемый потенциал индукторов. Оба генератора имеют общую статорную систему.

Для самопуска генератора используется контактная разность потенциалов, которая всегда существует при наличии металлических щеток и коллекторов. Появление даже весьма незначительного потенциала на индукторах приводит к самовозбуждению генератора, как описано ранее.

Умножение потенциалов на индукторах происходит очень быстро: например, для данного электростатического генератора уже после трех оборотов ротора величина их достигала требуемого значения (около 15 кВ). После этого пластины возбуждения продолжают пополнять некоторую, всегда имеющуюся, утечку заряда.

В первой модели генератора коммутация осуществлялась восемью щетками, расположенным по четыре с каждого торца ротора. Это позволяло избавиться от перекрецивающихся соединений между пластинами, имеющих высокие потенциалы. Но наличие восьми щеток значительно усложняло коммутационную часть генератора.

Во второй модели удалось число щеток сократить в 2 раза, а с применением соответствующей формы ротора стало возможным исключить взаимное влияние перекрецивающихся соединений. Схема электрических соединений генератора и расположение коллекторов и щеток по отношению к статорным и роторным пластинам дано на рис. 4.

Генератор рассчитан на нормальное возбуждение при самых малых числах оборотов ротора (число пусковых оборотов вала двигателя), поэтому при больших числах оборотов пополнение зарядов будет больше, чем их утечка.

С целью предупреждения перевозбуждения индукторов в генераторе имеется система стабилизации напряжения. Эта

система представляет собой два острия (рис. 4), соединенные с массой, расположенные на некотором расстоянии от индукторов. При превышении расчетного потенциала заряда на индукторах острия вызывают корону и часть зарядов стекает на массу, понижая их потенциал.

Наличие стабилизирующей системы напряжения в электростатическом генераторе зажигания обязательно, — в данном случае стабилизация короной является наиболее целесообразной, поскольку она включается в работу только при наличии перевозбуждения и совершенно не оказывает влияния в период самопуска генератора, когда нежелательна какая-либо потеря заряда. Кроме того, эта система очень проста.

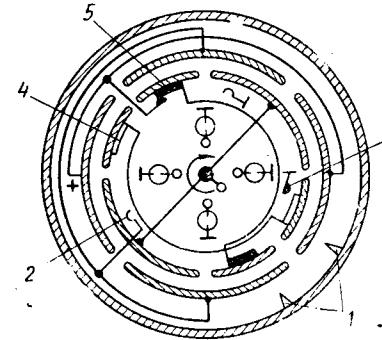


Рис. 4. Схема электрических соединений пластин и системы коммутации ЭСГЗ:

1 — острия; 2 и 3 — щетки; 4 и 5 — коллекторы.

Чтобы создать приемлемый по размерам электростатический генератор зажигания требуемой мощности, необходимо выполнить ряд условий [6], важнейшим из которых являются: 1) создание (насколько это возможно) большой рабочей поверхности пластина генератора в заданном объеме; 2) приданье высокой однородности электрическому полю, нормальному к поверхности транспортеров; 3) наличие внутри генератора с высокой электрической прочностью.

Два первых условия в генераторах подобного типа сравнительно легко выполняются: первое за счет правильной компоновки рабочих пластин, второе — приданiem определенной формы лобовой поверхности пластинам, отвечающей требованию гомогенности поля. Для выполнения третьего условия приходится внутреннюю полость генератора заполнять электрически прочными газами.

Поставленным требованиям удовлетворяют газы под повышенным давлением: азот, углекислота, а также обычный воздух и др. Были попытки применения жидких диэлектриков, в частности керосина, но по электрической прочности сжатые газы значительно превосходят жидкые диэлектрики.

В качестве диэлектрической среды использован воздух под давлением $20-22 \text{ кг}/\text{см}^2$ без какой-либо предварительной очистки.

Так как в корпусе генератора высокое давление, требуется специальная герметизация выходящего наружу валика ротора. Уплотнение практически не должно допускать утечки газа, и только при этом условии может быть обеспечена надежность работы системы зажигания с электростатическим генератором.

Разработанное двухступенчатое гидравлическое уплотнение вращающегося валика ротора успешно выполняет свои функции, незначительно повышая сопротивление вращению.

Созданный генератор имеет следующие технические данные:

Число искр	4
Направление вращения со стороны валика	Правое
Развиваемое напряжение в kV	25
Энергия разряда искры в дж	0,02
Длина генератора в мм	180
Диаметр генератора в мм	75
Вес генератора в кг	2

Внешний вид электростатического генератора зажигания, установленного на двигателе М-21, показан на рис. 5.

Стендовые испытания показали ряд преимуществ электростатической системы перед электромеханическими системами зажигания существующих конструкций.

Одним из основных положительных качеств электростатического генератора зажигания следует считать постоянство напряжения, развиваемого генератором на любом скоростном режиме работы.

Вторым очень важным свойством электростатического генератора зажигания является его очень малая чувствительность к сравнительно высокой шунтирующей проводимости свечей по изоляции.

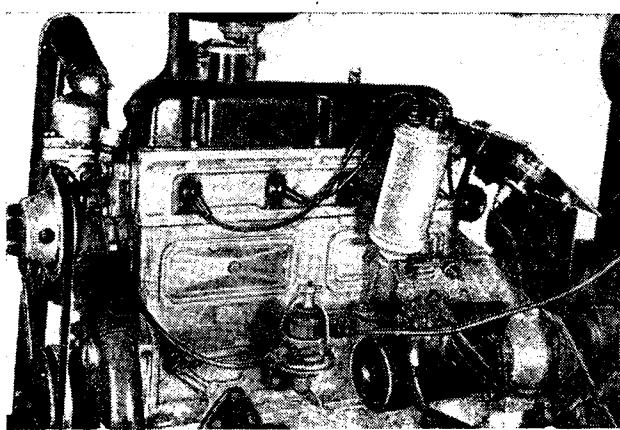


Рис. 5. Электростатический генератор зажигания, установленный на двигателе М-21.

На рис. 6, а дана осциллограмма высоковольтного импульса электростатического генератора зажигания, полученная при помощи высоковольтного осциллографа ОК-19М. Для сравнения на рис. 6, б дана осциллограмма вторичного напряжения индукционной катушки батарейного зажигания.

Как видно из приведенных осциллограмм, длительность импульса от электростатического генератора зажигания, равная $1,25 \cdot 10^{-9}$ сек., в десятки тысяч раз меньше, чем от индукционной катушки.

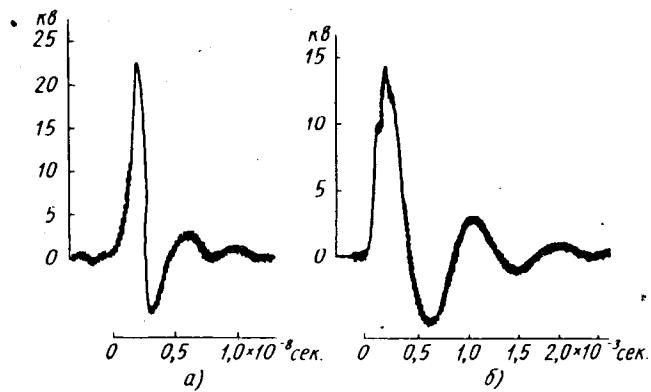


Рис. 6. Осциллограммы высокого напряжения.

Вследствие малой длительности импульса скорость нарастания напряжения на свече настолько велика, что даже наличие значительной шунтирующей проводимости по изоляции не успевает снизить его настолько, чтобы сорвать разряд между электродами свечи.

Проведенные опыты показывают, что при работе с электростатическим генератором зажигания свечи зажигания дают устойчивое искрообразование при ухудшении их изоляции до 500 ом и ниже, в то время как в случае батарейной системы зажигания они не могут работать при шунтирующем сопротивлении $0,5 \text{ мгом}$.

Электростатическая система зажигания не нуждается в стороннем источнике электроэнергии, что ставит ее вне зависимости от состояния батарей и прочего электрооборудования двигателя.

Генератор обладает высокой точностью подачи импульса напряжения относительно заданного момента подачи искры по цилиндром. Разброс искры для каждого цилиндра, по отношению к заданному моменту, весьма незначителен и не превышает $0,5^\circ$.

Высокая точность подачи искр объясняется тем, что первый пробой между подвижным и приемным электродами происходит внутри генератора, т. е. в атмосфере скатого газа. Расстояние между этими электродами, на котором происходит пробой, чрезвычайно мало и возможные отклонения от этого расстояния в следующих друг за другом разрядах оказываются незначительными.

Проведенные исследования электростатического генератора зажигания позволяют сделать некоторые выводы.

1. Исследования электростатического генератора зажигания позволили получить количественные величины электрических показателей электростатической системы зажигания, которые свидетельствуют о хорошей работе этой системы.

2. Напряжение, развиваемое электростатическим генератором, практически остается постоянным в широком интервале чисел оборотов вала двигателя, что принципиально отличает электростатическую систему зажигания от электромеханических систем.

3. Незначительная чувствительность электростатического генератора к шунтирующему сопротивлению позволяет поставить свечи двигателя в менее жесткие температурные условия, что снизит возможность калильного зажигания, уменьшит износ электродов свечей и сократит отложение солей свинца на изоляторах. Кроме того, электростатический генератор зажигания исключает возможность перебоев в работе свечей при временном их загрязнении, например топливом, маслом, влагой и т. п. в пусковой период.

4. В эксплуатации генератор прост, не требует периодической регулировки. Угол подачи высоковольтного импульса напряжения по отношению к в.м.т. задается технологически, ввиду чего установка генератора на двигателе производится по меткам и точность этой установки легко контролируется при эксплуатации.

5. Одним из существенных недостатков генератора является наличие скатого газа в корпусе, для чего требуется специальное уплотнение, которое усложняет и несколько удороожает его конструкцию. Но даже при наличии уплотнения стоимость электростатического генератора ниже, чем стоимость батарейной системы и тем более магнето.

Несмотря на это, потребность в замене скатого газа-диэлектрика, например на жидкость, является все же желательной.

Оценивая в целом результаты, полученные от первых экспериментальных электростатических генераторов зажигания, можно заключить, что электростатическая система зажигания является перспективной. Она с успехом сможет заменить обычную систему зажигания на многоцилиндровых высокооборотных поршневых и роторных двигателях, а также на двигателях, работающих в особых условиях (на больших высотах, при наличии щадительной экранировки и т. п.).

ЛИТЕРАТУРА

- Основы электрооборудования самолетов и автомашин. Под ред. чл.-корр. АН СССР А. И. Ларионова. Госэнергоиздат, 1955.
- Галкин Ю. М., Автотракторное электрооборудование, Машгиз, 1948.
- Фелиси Н. Руант М., «Журнал де ла Соснет дес Энженер де Лотомобиль», Октябрь, 1950.
- Фелиси Н., «Директ Каррент» 1, № 5, 1953.
- Неуберт У., Электростатик ин дер Техник, Мюнхен, 1954.
- Иоффе А. Ф., Электростатический генератор. Журнал технической физики, т. IX, вып. 23, 1939.

О выборе рациональной конструкции автомобильного подкачивающего бензонасоса

Канд. техн. наук Н. Н. ГИТЛИН, К. П. КАЛУГИН
ЧИИТА

В СЛЕДСТВИЕ повышения степени сжатия у автомобильных двигателей в автомобильном транспорте все больше применяются высокооктановые, а следовательно, более легкие бензины. Эти бензины имеют большую склонность к испарению в бензопроводе и в рабочей камере бензонасоса с образованием паровоздушных пузырей в движущейся массе топлива, в результате чего бензонасос работает в более тяжелых условиях. Требования к конструкции бензонасоса стали выше, особенно для автомобилей, которые направляются в страны с субтропическим и тропическим климатом.

В ЧИИТА были проведены сравнительные испытания бензонасосов, а также сравнительный анализ их конструкций, имеющие целью:

- определение требований к гидравлическим параметрам вновь создаваемых бензонасосов и их характеристикам;
- определение требований к некоторым основным конструктивным параметрам бензонасосов.

Сравнительным испытаниям были подвергнуты следующие бензонасосы: бензонасос Горьковского автозавода, хорошо зарекомендовавший себя простотой устройства и обслуживания, и новый бензонасос Б-9 Московского карбюраторного завода, показавший в эксплуатации повышенную надежность работы в условиях высоких температур.

В программу исследований этих двух насосов входили стендовые испытания со снятием следующих характеристик:

1. Скоростная характеристика

$$Q = f(n),$$

где n — число оборотов эксцентрика в минуту;
 Q — производительность бензонасоса при свободном выходе топлива в л/час.

При снятии скоростной характеристики также измерялись и наносились на график давление нулевой подачи p_0 , т. е. давление, создаваемое бензонасосом при полностью закрытом

одной из важнейших качественных сторон конструкции бензонасоса является его способность сохранять давление при увеличении производительности.

3. Кавитационная характеристика

$$Q = f(p_{vac}),$$

где p_{vac} — величина разрежения на входе в бензонасос, задаваемая в условиях стендовых испытаний степенью открытия дросселирующего вентиля в мм рт. ст.;

$$Q — производительность бензонасоса в л/час.$$

Кавитационная характеристика оценивает способность насоса к работе в высокотемпературных условиях, так как сущность явлений, имеющих место при снижении давления топлива в бензосистеме, и явлений, происходящих от повышения давления паров топлива в паровоздушных пузырях, одна и та же [1], [2].

Снятие характеристик производилось на специально оборудованном испытательном стенде. Привод насоса осуществлялся от электродвигателя постоянного тока. Гидравлическая схема стенда обеспечивала дросселирование входа и выхода топлива, а также измерение расхода топлива расходомером объемного типа. Электрические приборы позволяли измерять электрическую мощность, расходуемую на привод бензонасоса. Измерение давления и разрежения производились ртутными манометром и вакуумметром с ценой деления 1 мм рт. ст.

Все испытания были проведены на бензине А-72 с началом кипения 40—44° и 10-процентной точкой разгонки 57—65°. При выходе показателей топлива за указанные пределы оно заменялось свежим. Температура топлива при испытаниях была в пределах 15—20°. Высота всасывания и высота нагнетания при снятии скоростной характеристики составляли 0,5 м.

Сравнительные испытания бензонасосов ГАЗ и Б-9. Характеристики бензонасосов ГАЗ и Б-9 даны на рис. 1. В целях лучшей сравнимости результатов показатели по нагрузочной и кавитационной характеристикам приведены

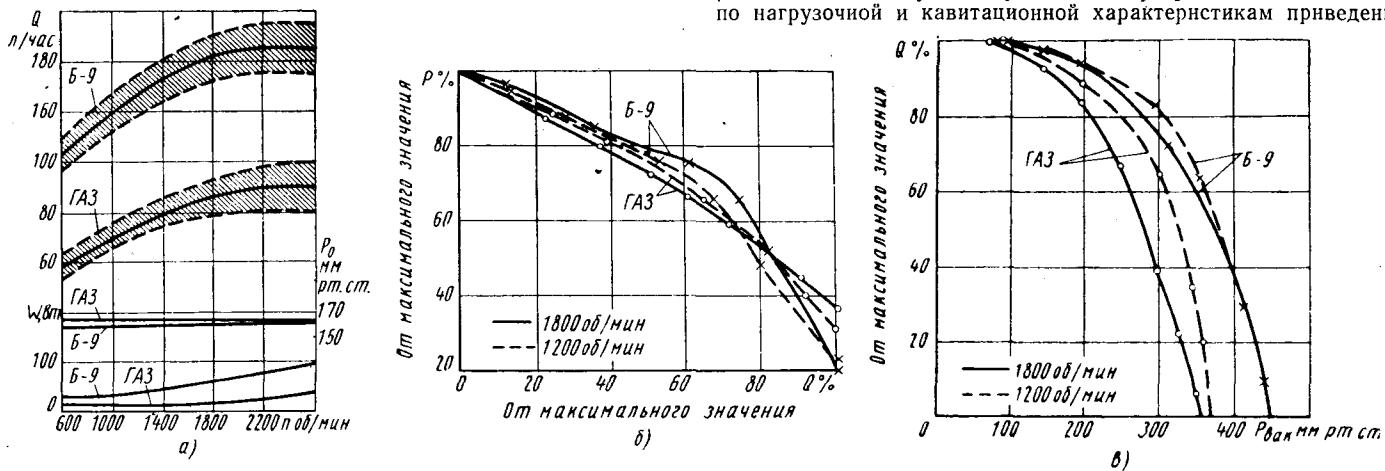


Рис. 1. Характеристики бензонасосов ГАЗ и Б-9:
 a — скоростная; b — нагрузочная; c — кавитационная

кранике на выходе, и электрическая мощность W , затрачиваемая на привод насоса.

2. Нагрузочная характеристика

$$p = f(Q),$$

где p — давление, задаваемое различными степенями открытия краника на выходе из бензонасоса в мм рт. ст.;

Q — производительность при данной величине давления на выходе в л/час.

Нагрузочная характеристика показывает связь между производительностью бензонасоса и давлением на входе в карбюратор, которое, в свою очередь, зависит от типа игольчатого клапана и режима работы двигателя.

в процентах (рис. 1, b , c). Приведенные кривые представляют собой результат осреднения ряда кривых, полученных при отдельных испытаниях. Даже в стендовых условиях при температуре 15—20° поток топлива представляет собой двухфазную среду: жидкость и некоторое количество паровоздушных пузырей. Неодинаковая насыщенность паровоздушными пузырями отдельных порций топлива приводит к нестабильности параметров бензонасоса. Однако все измерения укладываются в вполне определенную полосу разброса значений, которая на рис. 1, a показана для производительности насоса по скоростной характеристике.

В исследованном диапазоне чисел оборотов давление нулевой подачи практически остается постоянным. Производи-

тельность насоса растет при увеличении числа оборотов эксцентрика, однако темп роста неравномерный, уменьшающийся при увеличении числа оборотов. Расход мощности на привод насоса невелик (не более 100 вт) и в балансе мощности двигателя ощущимо значения иметь не может. Разброс значений производительности у бензонасоса ГАЗ составляет 25% от величины производительности, а у насоса Б-9 — около 10%.

Для сравнения качественных показателей были приняты следующие критерии:

- по скоростной характеристике — удельная производительность на 1 см² рабочей площади диафрагмы;
- по нагрузочной характеристике — снижение давления по сравнению с давлением нулевой подачи при производительности бензонасоса 35% от максимальной (что соответствует обычному проценту использования производительности бензонасоса на двигателе);

Таблица 1

Параметры	Бензонасос ГАЗ		Бензонасос Б-9	
	1200 об/мин	1800 об/мин	1200 об/мин	1800 об/мин
Удельная производительность на 1 см ² рабочей площади диафрагмы в л/час.см ²	3,05	3,5	5,8	6,4
Понижение давления при производительности насоса 35% от максимальной в % от давления нулевой подачи	17	19,5	16	14
Понижение производительности при разрежении на входе в насос 300 мм рт. ст. в %	35	61	17	23
Предельное разрежение, создаваемое насосом, в мм рт. ст.	380	365	450	450

в) по кавитационной характеристике — снижение производительности при разрежении 300 мм рт. ст., а также предельное разрежение, создаваемое насосом. Численные значения этих показателей приведены в табл. 1. Качественные показатели бензонасоса ГАЗ значительно ниже показателей, которые могут быть достигнуты в современных бензонасосах, а

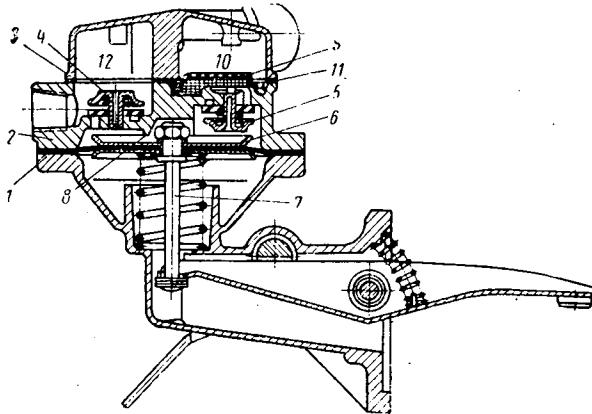


Рис. 2. Бензонасос Б-9 (продольный разрез).

потому построение унифицированного ряда бензонасосов на базе насоса ГАЗ, как это предполагалось ранее [3], в настоящее время нецелесообразно. Для унифицированного ряда должна быть создана базовая модель, соответствующая новым возросшим требованиям.

Сравнительный анализ конструкций бензонасосов Б-9 и ГАЗ. Для установления причин, обусловливающих более высокие качественные показатели насоса Б-9, был произведен анализ его конструкции сравнительно с конструкцией бензонасоса ГАЗ. Корпус насоса Б-9 (рис. 2) состоит не из двух, а из трех частей: нижней (собственно корпуса 1), средней (головки 2) и верхней (крышки головки 3). Благодаря этому представилась возможность применить клапаны с грибообразными обоймами, имеющие меньшее гидравлическое сопротивление: один нагнетательный 4 и два всасывающих 5. Особенностью насоса Б-9 также являются форма рабочей камеры и относительная величина ее объема.

Рабочая камера бензонасоса ГАЗ имеет форму простого цилиндра, причем для всасывающего и нагнетательного кла-

панов предусмотрена общая овальная выемка. Поэтому поток топлива может перемещаться в основном по средней части камеры, почти не охватывая зон меньшей оси овальной части выемки.

В этих зонах могут образовываться и надолго задерживаться скопления паровоздушных пузырей, всегда в каком-то количестве имеющихся в топливе, и именно это является главной причиной плохой стабильности параметров бензонасоса ГАЗ.

Рабочая камера насоса Б-9 имеет две отличительные особенности. Вся внутренняя конфигурация средней части корпуса насоса воспроизводит форму шайбы диафрагмы 6 и резьбовой части толкателя 7; это дает возможность иметь уменьшенный объем рабочей камеры. Между выемками нагнетательного и всасывающих клапанов имеется порог 8, и в то же время выемки соединены кольцевой канавкой. Часть потока топлива перемещается по канавке; таким образом, исключается возможность образования скоплений паровоздушных пузырей у стенок рабочей камеры. Объемы рабочих камер были измерены методом проливки (табл. 2).

Таблица 2

Параметры	Бензонасос ГАЗ	Бензонасос Б-9
Рабочая площадь диафрагмы $F_{раб}$ в см ²	24,2	28,3
Объем рабочей камеры V в см ³	30	26
$v = \frac{V}{F_{раб}}$	1,24	0,92

Одновременно при проведении испытаний были установлены и слабые стороны насоса Б-9 (рис. 2):

- доступ к сетчатому фильтру 9 неудобен, для его осмотра или очистки требуется разборка всего насоса;
- отсутствует отстойник, в результате чего наблюдаются случаи отложения грязи в камере 10;
- конструкция корпуса, состоящего из трех частей, очень сложна; в случае износа прокладки 11 получается совершен-

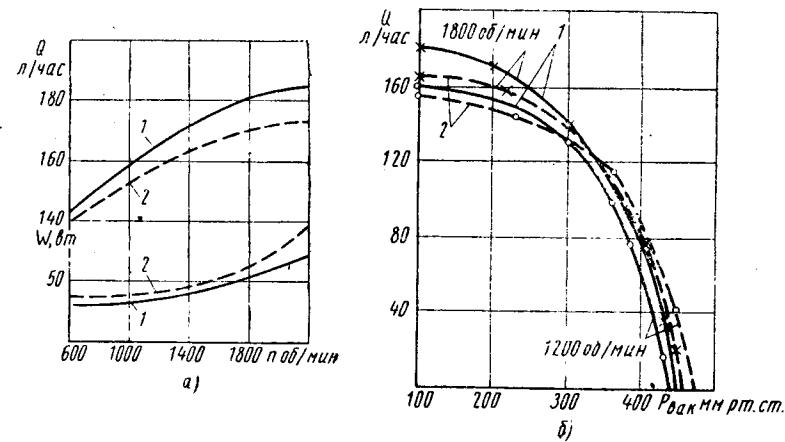


Рис. 3. Характеристики бензонасоса Б-9 с одним и двумя всасывающими клапанами:

а — скоростная; б — кавитационная; 1 — два всасывающих клапана; 2 — один всасывающий клапан.

но незаметное при внешнем осмотре насоса сообщение между нагнетательной 12 и всасывающей 10 камерами.

Испытания насоса Б-9 с измененными конструктивными элементами. На рис. 3 даны результаты испытания насоса Б-9. Производительность его с одним всасывающим клапаном понижается не более чем на 10%, с некоторым ростом расхода мощности на привод. Показатели по кавитационной характеристике даже несколько улучшаются, по-видимому, за счет уменьшения утечки через всасывающие клапаны в такте нагнетания. Таким образом, наличие второго всасывающего клапана не может являться основной причиной высоких качественных показателей насоса Б-9.

Для исследования влияния объема рабочей камеры на показатели бензонасоса были сняты характеристики насоса Б-9 с

проставками различной толщины между средней частью насоса и диафрагмой. Для удобства анализа было введено понятие относительного объема рабочей камеры:

$$\nu = \frac{V}{F_{раб}},$$

где V — объем рабочей камеры насоса;
 $F_{раб}$ — рабочая площадь диафрагмы.

Показатели бензонасоса по скоростной, и особенно по кавитационной характеристике, находятся в непосредственной зависимости от величины ν . Давление нулевой подачи и характер протекания нагрузочной характеристики от величины ν не зависит. Характерно, что при $\nu=1,23$, что примерно соответствует величине ν для насоса ГАЗ, показатели насоса Б-9 по кавитационной характеристике становятся весьма близкими к соответствующим показателям бензонасоса ГАЗ (табл. 1 и 2).

Полученные результаты не могут быть объяснены законами гидравлики, так как для несжимаемых и нерастягиваемых жидкостей подача насоса не зависит от объема его рабочей камеры. Однако явление легко объясняется, если учитывать и здесь, что поток топлива представляет собой двухфазную среду. Одной из фаз является смесь воздуха и паров бензина, и происходящие явления аналогичны явлениям, наблюдющимся в поршневых компрессорах, предназначенных для газообразных сред, где величина вредного пространства существенно влияет на производительность.

Выводы

1. Снятие характеристик, дающих зависимость производительности от числа оборотов эксцентрика, недостаточно для полной оценки конструкции бензонасоса. Необходимо также снятие нагрузочных и кавитационных характеристик. Значение кавитационной характеристики особенно велико для оценки приспособленности насоса к работе в условиях высоких температур.

2. Гидравлические показатели бензонасоса ГАЗ намного уступают соответствующим показателям насоса Б-9. Создание унифицированного ряда бензонасосов на базе существующей конструкции насоса ГАЗ в настоящее время нецелесообразно.

3. Вновь создаваемые бензонасосы и унифицированные ряды бензонасосов должны иметь гидравлические показатели не худшие, чем достигнутые в насосе Б-9. Однако нецелесообразно механическое переенесение всей конструкции насоса Б-9 на автомобили среднего класса, где бензонасос должен быть прежде всего простым и удобным для обслуживания.

4. Объем рабочей камеры бензонасоса должен всегда предусматриваться минимальным, для чего рабочая камера должна иметь соответствующую конфигурацию.

ЛITERATURA

1. Ирисов А. С., Испаряемость топлив для поршневых двигателей и методы ее исследования. Гостоптехиздат, 1955.

2. Калугин К. П., Работа автомобильного бензинового подкачивающего насоса в высокотемпературных условиях. Труды ЦНИИ № 8, 1961.

3. Чапаев А. А., Усанов А. Д., Миняйлов В. Ф. «Автомобильная промышленность» № 5, 1954.

Движение автомобиля МАЗ-501 на арочных шинах по снегу

Канд. техн. наук Ю. Д. СИЛУКОВ

Уральский лесотехнический институт

СПОСОБНОСТЬ автомобилей надежно работать на снежной целине и занесенных снегом дорогах имеет большое народнохозяйственное значение. Замерзшие реки и болота становятся проходимыми, скрашиваются расстояния перевозок, ледяные переправы заменяют мосты, — все это значительно удешевляет зимние перевозки.

При движении по рыхлому снегу колеса автомобиля вследствие большого удельного давления в контакте вызывают значительную деформацию снега. Они глубоко погружаются в снег, в результате чего резко возрастает сопротивление движению. Это приводит к уменьшению скорости движения автомобиля, увеличению расхода топлива и часто к остановке.

Сопротивление движению автомобиля можно снизить, уменьшив деформацию снега. Для этого при одной и той же грузоподъемности автомобиля необходимо увеличивать опорную поверхность шин.

Наиболее простым и сравнительно дешевым способом повышения проходимости серийных автомобилей на снежной целине является применение арочных шин, имеющих большую опорную площадь.

Арочные шины могут монтироваться на обычных автомобилях без переделки ступиц колес. Обычно они устанавливаются только на заднюю ось.

С целью изучения возможности использования арочных шин в лесной промышленности кафедрой сухопутного транспорта Уральского лесотехнического института разработана конструкция лесовозного тягача на базе автомобиля МАЗ-501. На автомобиле монтировалось самопогружающее устройство, состоящее из погрузочного щита, грузовой лебедки с механическим приводом и системы управления. На заднюю ось автомобиля устанавливались арочные шины 1300×750 модели Я-169.

Во время работы переоборудованного автомобиля сначала двигался по укатанному снегу до лесосеки, а затем задним ходом заезжал по снежной целине к месту погрузки деревьев. При движении вперед из-за наличия деревьев автомобиль не всегда мог развернуться. Для погрузки деревьев щит опускался и деревья с помощью лебедки затачивались сначала на щит, а потом вместе со щитом на автомобиль. Деревья транспортировались в полуподвешенном состоянии.

Для выявления способности автомобиля с арочными шинами двигаться по снежной целине проведены динамометрические испытания. Методика испытаний исходила из технологии ра-

боты переоборудованного автомобиля па вывозке леса. Автомобиль сзади прикреплялся тросом к трактору и последний тянул его по снегу. Между автомобилем и трактором устанавливалася динамометр. Таким образом, задние колеса с арочными шинами прокладывали в снегу колею, а передние колеса со стандартными шинами двигались по уже уплотненной колее. Это позволяло автомобилю двигаться по снежной целине любой глубины. Очевидно, такой метод работы автомобиля на арочных шинах может применяться и в других отраслях народного хозяйства, например в сельском хозяйстве, когда автомобиль с твердой укатанной дороги съезжает на снежную целину или сильно размытый мягкий грунт.

Динамометрические испытания переоборудованного автомобиля МАЗ-501 проводились на снегу глубиной 50 см плотностью 0,2 г/см³ и на глубине 20 см — 0,3 г/см³. Температура окружающего воздуха была —11°.

Внутреннее давление воздуха в арочных шинах менялось от 2,5 до 1,0 кг/см². Вес автомобиля с грузом составлял 11 т. Давление воздуха в стандартных шинах передних колес оставалось постоянным и равнялось 4,5 кг/см².

После проезда по снегу колес с арочными шинами брались пробы для определения плотности снега ρ_c на дне колеи. На рис. 1 показано изменение плотности снега ρ_c на дне колеи в зависимости от давления воздуха в арочных шинах p_w . С увеличением давления воздуха снег на дне колеи уплотнялся лучше. При давлении воздуха 1,5—2,5 кг/см² плотность снега составляла 0,423—0,493 г/см³. В этом случае арочные шины хорошо проходили по снегу, оставляя колею глубиной примерно 20 см. Такая плотность снега вполне достаточна для нормального движения передних колес автомобиля на стандартных шинах.

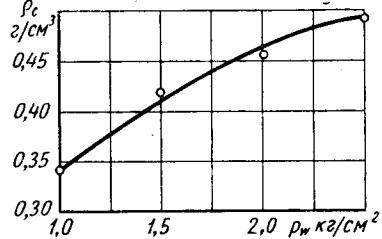


Рис. 1. Изменение плотности снега в зависимости от давления воздуха в арочнойшине.

При снижении давления воздуха в арочных шинах ниже $1,5 \text{ кг}/\text{см}^2$ снег на дне колен уплотняется меньше. Это объясняется тем, что при низких давлениях воздуха значительно увеличивается опорная часть шины. Давление на снег в центре контакта уменьшается и снег уплотняется хуже.

На рис. 2 показана зависимость силы сопротивления движению ведомого автомобиля в зависимости от давления воздуха в арочных шинах на снежной целине и укатанной снежной дороге.

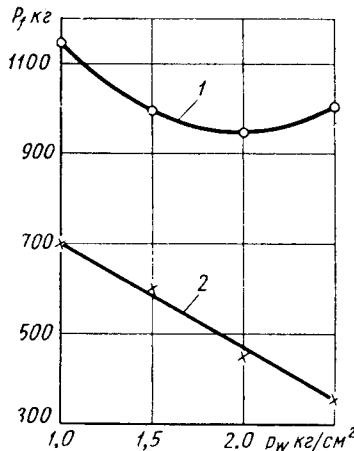


Рис. 2. Изменение силы сопротивления движению в зависимости от давления воздуха в арочных шинах при движении автомобиля:

1 — на снежной целине глубиной 50 см; 2 — на снежной укатанной дороге.

Увеличение глубины колеса. Увеличение глубины колеса и уменьшение радиуса качения колес с арочными шинами при снижении давления воздуха уменьшают дорожный просвет автомобиля. В этом случае затрачивается энергия на деформацию снега картерами мостов и другими выступающими элементами ходовой части автомобиля.

При увеличении давления воздуха в арочных шинах больше $2,0 \text{ кг}/\text{см}^2$ уменьшается опорная поверхность шины и, следовательно, увеличивается удельное давление на снег. Условия взаимодействия арочной шины со снегом ухудшаются и сопротивление движению растет.

На снежной очень хорошо укатанной дороге снижение давления воздуха в арочных шинах прогрессивно увеличивает сопротивление движению автомобиля (рис. 2). Так, при уменьшении давления воздуха от 2,5 до $1,0 \text{ кг}/\text{см}^2$ сила сопротивления движению автомобиля возрастает в 2 раза (с 350 до 700 кг). Кроме того, значительно деформируются шины. Площадь контакта шины при этом увеличивается. В данном случае рост силы сопротивления движению объясняется значительным увеличением затраты энергии на их перекатывание и на трение в контакте шин с дорогой.

На рис. 3 показано возрастание касательной силы тяги на колесах и силы тяги на крюке автомобиля при понижении давления воздуха в арочных шинах. Сила тяги измерялась на крюке по ее максимальной величине у ведущего автомобиля при равномерном движении последнего с частичной пробуксовкой колес.

Касательная сила тяги на колесах автомобиля вычислялась как сумма величин силы тяги на крюке и силы сопротивления движению автомобиля.

Со снижением давления воздуха максимальная сила тяги на колесах автомобиля увеличивалась.

Сцепление колеса зависит от плотности снега; чем больше плотность, тем лучше сцепные качества колеса. При снижении давления воздуха в арочных шинах плотность снега уменьшается (рис. 1), однако сцепление колеса растет. Это объясняется тем, что уменьшение давления воздуха в арочнойшине

приводит к значительному увеличению ее опорной поверхности, и грунтозачепы захватывают больший объем снега. Это ведет, несмотря на уменьшение плотности снега, к улучшению сцепных качеств колеса.

На рис. 4 показано изменение длины периметра сечения колеса L у арочной шины при ее качении по снегу в зависимости от давления воздуха. Со снижением давления воздуха в шине увеличиваются длина периметра сечения колеса и длина опорной поверхности шины. Это приводит к увеличению площади опорной поверхности арочной шины и улучшению ее сцепных качеств.

Сила тяги на крюке автомобиля при понижении давления воздуха в арочных шинах возрастает медленно по сравнению с силой тяги на колесах автомобиля, причем чем ниже давление воздуха в шинах, тем медленнее увеличивается сила

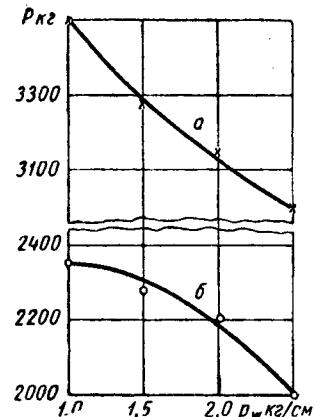


Рис. 3. Изменение касательной силы тяги на колесах (а) и силы тяги на крюке (б) в зависимости от давления воздуха в арочных шинах при движении автомобиля с частичной пробуксовкой на снежной целине глубиной 50 см.

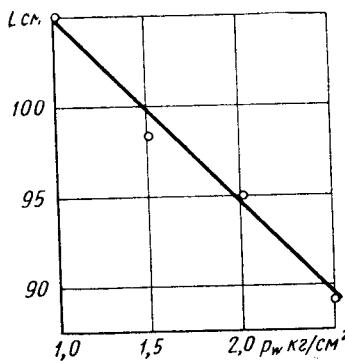


Рис. 4. Изменение длины периметра сечения колеса в зависимости от давления воздуха в арочной шине при движении автомобиля по снежной целине глубиной 50 см.

тяги на крюке. Происходит это потому, что с уменьшением давления воздуха в шинах растет сопротивление движению передних колес автомобиля, и преодоление которого затрачивается все больше касательной силы тяги на колесах автомобиля. В результате избыток силы тяги, реализуемый на крюке автомобиля, уменьшается.

График (рис. 3) показывает, что арочные шины на снежной целине в условиях, когда движение автомобилей на стандартных шинах невозможно, обеспечивают значительную силу тяги на колесах автомобиля от 3000 до 3500 кг и имеют при этом избыточную силу тяги на крюке от 2000 до 2350 кг. Благодаря этому становится возможной нормальная работа автомобилей МАЗ-501, оборудованных арочными шинами, на снежной целине глубиной 50 см и более.

Арочные шины 1300×750 модели Я-169 допускают вертикальную нагрузку от 4 до 5 т при давлении воздуха соответственно $1,5-2,0 \text{ кг}/\text{см}^2$.

Установлено, что на снежной целине плотностью $0,2-0,3 \text{ г}/\text{см}^3$ глубиной 50 см и более автомобиль МАЗ-501 на арочных шинах имеет минимальное сопротивление движению при внутреннем давлении воздуха $2,0 \text{ кг}/\text{см}^2$. При этих же условиях сила тяги автомобиля на крюке 2200 кг. Сила сопротивления движению автомобиля на снежной укатанной дороге при давлении воздуха в шинах $2,0 \text{ кг}/\text{см}^2$ небольшая (450 кг).

Все это позволяет сделать вывод о том, что при работе автомобилей МАЗ-501 с арочными шинами на снежной целине и снежных укатанных дорогах наиболее целесообразно устанавливать внутреннее давление воздуха в шинах $2,0 \text{ кг}/\text{см}^2$. В данном случае обеспечивается нормальная эксплуатация этих автомобилей на снежной целине и зимних укатанных дорогах.

Поперечная устойчивость автопоезда на уклоне

М. Н. ЗАКС

Мытищинский машиностроительный завод

ПОПЕРЕЧНАЯ устойчивость полуприцепов общего назначения с невысоким расположением центра тяжести (менее 1500 мм при колесе 1740—1800 мм) вполне обеспечивается в эксплуатации и при конструировании не рассчитывается. Для полуприцепов специального назначения с высоко расположенным центром тяжести (около 2 м и выше) вопрос поперечной устойчивости имеет существенное значение, особенно для полуприцепов-самосвалов при сбрасывании груза. В случае сбрасывания слежавшегося или смерзшегося груза автопоезд может потерять устойчивость даже на горизонтальной площадке, если не будут приняты предохранительные меры.

Помимо расположения центра тяжести и ширины колеи колес, на устойчивость автопоезда оказывает влияние деформация рессор и шин, которая создает дополнительный наклон кузова (или рамы с платформой) и тем самым уменьшает угол поперечной устойчивости. В теории автомобиля [1] при определении поперечной устойчивости деформация рессор и шин не учитывается, вследствие чего получаемый по известным формулам угол поперечной устойчивости больше действительного на несколько градусов. С увеличением высоты центра тяжести автомобиля эта ошибка возрастает, поэтому при определении поперечной устойчивости автопоезда необходимо учитывать деформацию рессор и шин.

Поперечная устойчивость полуприцепа хуже устойчивости тягача. Седельно-опорное устройство тягача имеет возможность бокового покачивания относительно его рамы. Максимальный угол бокового покачивания θ у седельно-опорных устройств различных конструкций колеблется в пределах 7—15°. Разница в углах наклона рам полуприцепа и тягача в момент потери полуприцепом устойчивости составляет обычно 3—5°, поэтому с полным основанием можно рассматривать полуприцеп при определении его поперечной устойчивости как трехпорную конструкцию.

Определение устойчивости полуприцепа. Рассмотрим положение полуприцепа на наклонной площадке при его опрокидывании в сторону уклона (рис. 1). Предположим, что потеря устойчивости полуприцепа произойдет при угле наклона площадки α_n^0 , при котором реакция разгруженного колеса полуприцепа равна нулю. В общем случае на полуприцеп, кроме собственного веса, веса груза и реакции седельно-опорного устройства R_0 , действует центробежная сила C_n , направленная против опрокидывания (формулу для определения центробежной силы можно найти в книге Б. В. Гольда и Б. С. Фалькевича [1]).

Боковая жесткость рессоры значительно больше ее жесткости в вертикальной плоскости, поэтому для упрощения расчета можно пренебречь деформацией рессор в горизонтальной плоскости. Кроме того, условимся, что боковые реакции левой и правой рессор одинаковы. В трехпорной конструкции кручение рамы полуприцепа невелико, им также можно пренебречь.

При одинаковой жесткости рессор продольной осью поворота кузова полуприцепа является линия, соединяющая продольную ось седельно-опорного устройства с точкой поворота кузова O в плоскости оси колес. Точка O находится по оси симметрии кузова на уровне крепления к нему рессор [2]. Точной поворота оси колес полуприцепа O_1 в вертикальной плоскости является пересечение плоскости симметрии этой оси с линией, соединяющей точку контакта шин с опорной площадкой. Рассмотрим раздельно равновесие кузова и оси колес полуприцепа относительно и собственных осей и точек поворотов.

Момент сил, действующих на кузов, относительно точки O (в сокращенном виде)

$$M_{k,n} - A_n \tau_n = 0, \quad (1)$$

где $M_{k,n}$ — опрокидывающий момент кузова полуприцепа;

$$M_{k,n} = (G_n \sin \gamma_n - C_n \cos \gamma_n) H_n - (R_0 \sin \gamma_n - C_1 \cos \gamma_n) h_n;$$

$A_n \cdot \tau_n$ — восстанавливающий момент рессорного подвешивания; A_n — угловая жесткость рессорного подвешивания;

$$A_n = 0,5 \mathcal{K}_{p,n} L_n^2 + j_{cm} \text{ (подробнее об определении угловой жесткости подвески см. в работе [3])}$$

жесткости подвески см. в работе [3]; τ_n — угол между кузовом (рамой) и осью колес полуприцепа; G_n — вес кузова полуприцепа с грузом; γ_n — угол наклона кузова полуприцепа к горизонту; H_n — расстояние от центра тяжести кузова полуприцепа до точки поворота кузова O в плоскости оси колес; C_1 — реакция в седельно-опорном устройстве полуприцепа от действия центробежной силы C_n ; $\mathcal{K}_{p,n}$ — жесткость рессор с одной стороны колес полуприцепа; L_n — рессорная колея полуприцепа; j_{cm} — угловая жесткость стабилизатора.

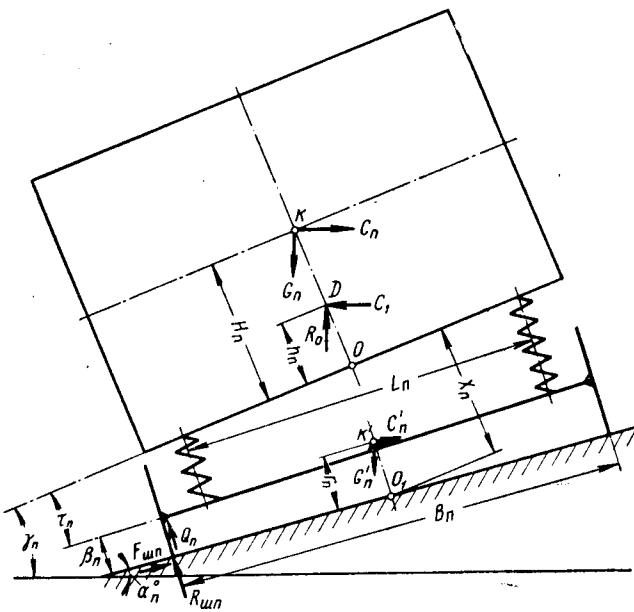


Рис. 1. Положение полуприцепа на наклонной площадке.

Момент сил, действующих на ось колес, относительно точки O_1 в сокращенном виде

$$A_n \tau_n + M'_n + F_n X_n - 0,5 \mathcal{K}_{w,n} B_n^2 \beta_n = 0, \quad (2)$$

где M'_n — опрокидывающий момент оси колес полуприцепа;

$$M'_n = [G'_n \sin (\gamma_n - \tau_n) - C'_n \cos (\gamma_n - \tau_n)] r_n;$$

$\mathcal{K}_{w,n}$ — средняя жесткость шин колес полуприцепа; B_n — колея колес полуприцепа; β_n — угол наклона оси колес полуприцепа к площадке; G'_n — вес оси полуприцепа с колесами (неподрессоренная часть); r_n — расстояние от центра тяжести оси колес до точки O_1 на горизонтальной площадке

$$F_n = (G_n - R_0) \sin (\gamma_n - \tau_n) - (C_n - C_1) \cos (\gamma_n - \tau_n)$$

— боковая сила воздействия кузова на ось колес, прикладываемая в точке O .

Из геометрической связи между углами получим

$$\gamma_n = \alpha_n + \tau_n + \beta_n. \quad (3)$$

Эти три уравнения определяют положение полуприцепа при заданном угле наклона площадки α_n^0 . Из уравнений (1) — (3) можно получить углы наклона кузова и оси колес γ_n , τ_n и β_n , с помощью которых легко найти перегрузку рессор и шин.

По условию потери устойчивости полуприцепа в момент начала опрокидывания реакция разгруженного колеса равна нулю и вся нагрузка Q_n приходится на другое колесо

$$Q_n = (G_n + G'_n - R_0) \cos (\gamma_n - \tau_n) + (C_n + C'_n - C_1) \sin (\gamma_n - \tau_n).$$

По определению

$$\beta_n = \frac{Q_n}{J_{w,n} B_n}. \quad (4)$$

Подставив значение β_n в уравнение (2), получим систему двух уравнений поперечной устойчивости полуприцепа с двумя неизвестными γ_n и τ_n :

$$M_{k,n}(\gamma_n) - A_n \tau_n = 0; \quad (1')$$

$$A_n \tau_n + M'_n(\gamma_n, \tau_n) + F_n(\gamma_n, \tau_n) X_n - 0,5 B_n Q_n(\gamma_n, \tau_n) = 0. \quad (2')$$

Эта система тригонометрических уравнений решается подбором. Целесообразно задаться углом γ_n . Из уравнения (1) определим угол τ_n и подставим значения γ_n и τ_n в уравнение (2'). Определив значение углов γ_n и τ_n , получим из уравнения (4) угол β_n , а из уравнения (3) — искомый угол поперечной устойчивости полуприцепа α_n . Для частного случая при отсутствии центробежной силы C_n можно преобразовать систему уравнений. Разложим $\sin(\gamma_n - \tau_n)$ и $\cos(\gamma_n - \tau_n)$ на составляющие. При этом примем (ввиду небольшой величины угла τ), что $\sin \tau = \tau$ и $\cos \tau = 1$. Окончательно получим одно уравнение с одним неизвестным

$$\begin{aligned} & [G_n(H_n + X_n) + G'_n r_n - R_0(h_n + X_n)] \sin \gamma_n - 0,5 B_n \times \\ & \times (G_n + G'_n - R_0) \cos \gamma_n - \frac{1}{A_n} (G_n H_n - R_0 h_n) \times \\ & \times \{0,5 B_n (G_n + G'_n - R_0) \sin \gamma_n + [G'_n r_n + \\ & + (G_n - R_0) X_n] \cos \gamma_n\} \sin \gamma_n = 0, \end{aligned} \quad (5)$$

где h_n — расстояние от продольной оси седельно-опорного устройства полуприцепа до точки O .

Это уравнение также решается подбором. Определив γ_n из уравнения (1), получим угол τ_n и т. д.

Из уравнения (5) видно, что на устойчивость полуприцепа благоприятное влияние оказывает повышение высоты седельно-опорного устройства и увеличение угловой жесткости рессорного подвешивания, которую можно изменять за счет жесткости стабилизатора.

Устойчивость тягача в составе автопоезда. После потери устойчивости полуприцеп поворачивается вокруг продольной оси седельно-опорного устройства, боковой зазор в седле устраняется, и полуприцеп упирается в тягач. Так как собственная поперечная устойчивость тягача значительно выше устойчивости полуприцепа, то тягач задерживает опрокидывание полуприцепа. Сумеет ли тягач остановить опрокидывание полуприцепа, зависит от конструкции тягача и величины бокового зазора в седле.

Прежде, чем рассматривать устойчивость тягача в составе автопоезда, необходимо определить опрокидывающий момент M_c , с которым полуприцеп действует на тягач после устранения бокового зазора в седле.

Положение полуприцепа в этот момент показано на рис. 2. Напишем уравнения равновесия кузова и оси колес полуприцепа, аналогичные уравнениям (1) и (2):

$$M_{k,n}(\gamma_n) - A_n \tau_n = M_c; \quad (1')$$

$$A_n \tau_n + M'_n(\gamma_n, \tau_n) + F_n(\gamma_n, \tau_n) X_n - 0,5 B_n Q_n(\gamma_n, \tau_n) = 0. \quad (2')$$

Для частного случая, при отсутствии центробежной силы C_n из этой системы уравнений можно исключить угол τ_n и написать прямую зависимость величины M_c от угла γ_n

$$\begin{aligned} M_c = & \frac{A_n [G_n(H_n + X_n) + G'_n r_n - R_0(h_n + X_n)] \sin \gamma_n - A_n 0,5 B_n (G_n + G'_n - R_0) \cos \gamma_n}{A_n - 0,5 B_n (G_n + G'_n - R_0) \sin \gamma_n - [G'_n r_n + (G_n - R_0) X_n] \cos \gamma_n} - \\ & - \frac{(G_n H_n - R_0 h_n) \{0,5 B_n (G_n + G'_n - R_0) \sin \gamma_n + [G'_n r_n + (G_n - R_0) X_n] \cos \gamma_n\} \sin \gamma_n}{A_n - 0,5 B_n (G_n + G'_n - R_0) \sin \gamma_n - [G'_n r_n + (G_n - R_0) X_n] \cos \gamma_n}. \end{aligned} \quad (6)$$

На основании второй системы уравнений построим график зависимости $M_c = f(\gamma_n)$. Из расчетов, произведенных для различных автопоездов, удалось установить, что эта зависимость близка по своему характеру к прямой линии, вследствие чего

можно выразить зависимость $M_c = f(\gamma_n)$ в виде уравнения прямой линии

$$M_c = a \gamma_n - b, \quad (7)$$

где a и b — постоянные величины.

Для последующих расчетов удобнее выразить это уравнение в функции угла поворота рамы тягача $\gamma_{m,3}$ в плоскости его задней оси. Разница между углами γ_n и $\gamma_{m,3}$ равна углу бокового покачивания седельно-опорного устройства θ плюс

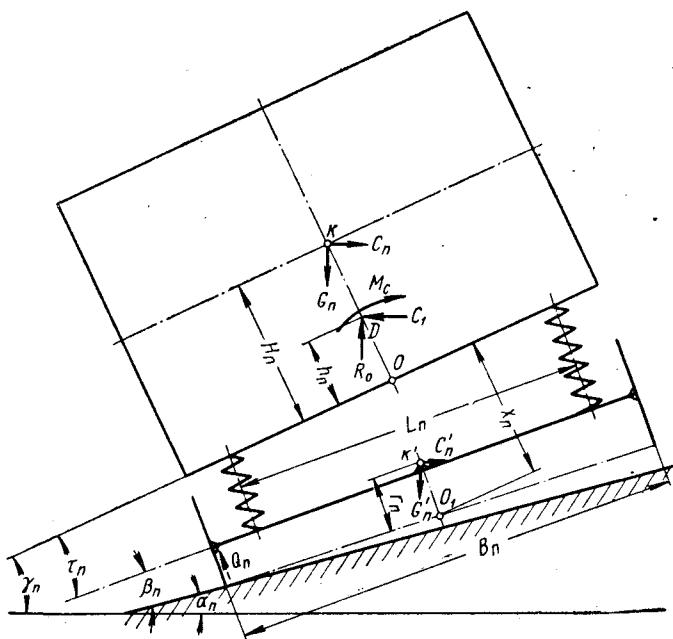


Рис. 2. Положение полуприцепа после потери устойчивости.

зазор Δ между опорным листом полуприцепа и опорной плоскостью седла.

Зазор Δ получается из-за неплотного крепления шкворня в вертикальном направлении. Обычно $\Delta = 1-2^\circ$. Отсюда

$$M_c = a (\gamma_{m,3} + \theta + \Delta) - b$$

или

$$M_c = a \gamma_{m,3} - b_1. \quad (7')$$

Примем, что потеря устойчивости тягача произойдет при угле наклона площадки α_m , при котором реакция разгруженного колеса задней оси тягача равна нулю. В этот момент реакция разгруженного колеса передней оси тягача обычно не равна нулю, но при дальнейшем повороте задней части тягача восстанавливающий момент передней части нарастает значительно медленнее, чем опрокидывающий момент задней части тягача и полуприцепа. Таким образом, передняя часть тягача не может задержать опрокидывание автопоезда. Для удобства расчета все силы и нагрузки, приходящиеся на тягач, отнесем к передней и задней осям. Продольным смещением седельно-опорного устройства относительно задней оси тягача пренебрегаем ввиду его небольшой величины (180—220 мм)

по сравнению с базой тягача. Передняя и задняя части тягача соединены между собой рамой, угловая жесткость которой на длине базы обозначена через j_p в кг·см/рад. Схема задней части тягача и действующие на нее силы показаны на рис. 3.

Напишем уравнение равновесия задней части рамы тягача с седельно-опорным устройством, аналогичное уравнению (1),

$$M_{mn} + M_c - M_p - A_{mn}\tau_{mn} = 0, \quad (8)$$

где

$$M_{mn} = (G_{mn} \sin \gamma_{mn} - C_{mn} \cos \gamma_{mn}) H_{mn} + \\ + (R_0 \sin \gamma_{mn} - C_1 \cos \gamma_{mn}) h_{mn};$$

$A_{mn} = 0,5 \mathcal{K}_{pmn} L_{mn}^2$ (стабилизатора тягач обычно не имеет);

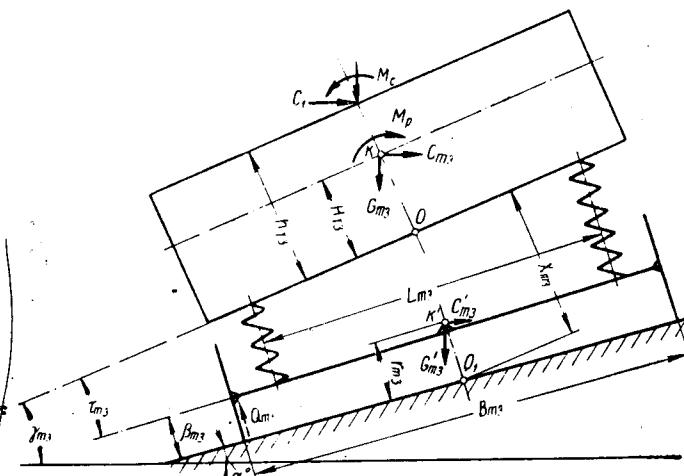


Рис. 3. Схема задней части тягача и действующие на нее силы.

M_p — момент кручения рамы тягача; $M_p = j_p (\gamma_{mn} - \gamma_{mn})$.

Уравнение равновесия задней оси тягача аналогично уравнению (2').

$$A_{mn}\tau_{mn} + M'_{mn} + F_{mn}X_{mn} - 0,5B_{mn}Q_{mn} = 0, \quad (9)$$

где

$$M'_{mn} = [G'_{mn} \sin (\gamma_{mn} - \tau_{mn}) - C'_{mn} \cos (\gamma_{mn} - \tau_{mn})] r_{mn};$$

$$F_{mn} = (G_{mn} + R_0) \sin (\gamma_{mn} - \tau_{mn}) - (C_{mn} + C_1) \cos (\gamma_{mn} - \tau_{mn}) + \\ + (C_{mn} + C'_{mn} + C_1) \sin (\gamma_{mn} - \tau_{mn}).$$

Угол β_{mn} определяется по формуле

$$\beta_{mn} = \frac{Q_{mn}}{\mathcal{K}_{pmn} B_{mn}}. \quad (10)$$

Угол

$$\alpha_m = \gamma_{mn} - \tau_{mn} - \beta_{mn}. \quad (3')$$

Схема передней части тягача показана на рис. 4. Уравнение равновесия передней части рамы тягача имеет такой вид:

$$M_{mn} + M_p - A_{mn}\tau_{mn} = 0, \quad (11)$$

где

$$M_{mn} = (G_{mn} \sin \gamma_{mn} - C_{mn} \cos \gamma_{mn}) H_{mn}; \\ A_{mn} = 0,5 \mathcal{K}_{pmn} L_{mn}^2.$$

Уравнение равновесия передней оси тягача

$$A_{mn}\tau_{mn} + M'_{mn} + F_{mn}X_{mn} - 0,5\mathcal{K}_{pmn}B_{mn}^2\beta_{mn} = 0, \quad (12)$$

где

$$M'_{mn} = [G'_{mn} \sin (\gamma_{mn} - \tau_{mn}) - C'_{mn} \cos (\gamma_{mn} - \tau_{mn})] r_{mn};$$

$$F_{mn} = G_{mn} \sin (\gamma_{mn} - \tau_{mn}) - C_{mn} \cos (\gamma_{mn} - \tau_{mn}).$$

Так как угол наклона α_m одинаков для всего тягача, то из геометрических соотношений имеем

$$\gamma_{mn} - \tau_{mn} - \beta_{mn} = \gamma_{mn} - \tau_{mn} - \beta_{mn}. \quad (13)$$

Определив из уравнения (12) угол β_{mn} , подставим его в уравнение (13). В это же уравнение подставим и значение угла β_{mn} из уравнения (10); получим уравнение (13'). В результате расчета получим систему четырех уравнений (8), (9), (11) и (13') поперечной устойчивости тягача с четырьмя неизвестными γ_{mn} , τ_{mn} , γ_{mn} и τ_{mn}

$$(\gamma_{mn} - \gamma_{mn}) - (\tau_{mn} - \tau_{mn}) - \frac{Q_{mn}}{\mathcal{K}_{pmn} B_{mn}} + \\ = \frac{A_{mn}\tau_{mn} + M'_{mn} + F_{mn}X_{mn}}{0,5\mathcal{K}_{pmn} B_{mn}^2} = 0. \quad (13')$$

В уравнениях (8) и (9) третье неизвестное γ_{mn} входит только в выражение M_p , поэтому в первом приближении пренебрегаем значением M_p в уравнении (8) и решаем систему уравнений (8) и (9) способом, описанным выше. Полученные углы γ_{mn} и τ_{mn} подставляем в уравнения (11) и (13') и определяем γ_{mn} и τ_{mn} .

Значения γ_{mn} и τ_{mn} подставляем в выражение для M_p и вновь решаем систему уравнений с четырьмя неизвестными. В большинстве случаев второго приближения вполне достаточно.

Для тягачей с рамой малой жесткости на кручение j_p , типа рамы шасси ЗИЛ-150, можно пренебречь влиянием передней части на устойчивость автопоезда и решать систему уравнений с четырьмя неизвестными только в первом приближении. Зная углы γ и τ , из уравнений (10) и (12) определим величины углов β_{mn} и β_{mn} , а из уравнения (3') — угол α_m .

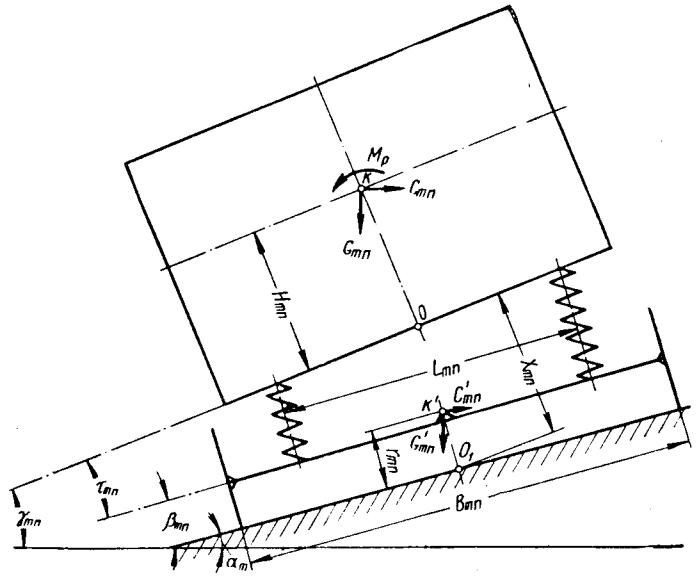


Рис. 4. Схема передней части тягача и действующие на нее силы.

Полученное значение α_m сравниваем со значением α_n , большим из них и является критическим углом поперечной устойчивости автопоезда.

Определение предельно допустимой центробежной силы. Выведенные уравнения поперечной устойчивости автопоезда позволяют определить предельно допустимую центробежную силу при заданном угле α . Предварительно для упрощения расчета задаемся углом β_n (приближенно $\beta_n = \frac{G_n + G'_n - R_0}{\mathcal{K}_{pn} B_n}$). Тогда из уравнения (3) получим зависимость между углами γ_n и τ_n . Решая первую систему уравнения совместно с этой зависимостью, определим исковую величину C_{nmax} для полуприцепа.

Определение величины C_{\max} для автопоезда несколько сложнее.

Можно принять, что движение автопоезда происходит по одному радиусу с неизменной угловой скоростью. Тогда соотношение между центробежными силами тягача и полуприцепа будет постоянным и равным отношению их весов. Из второй системы уравнений при помощи графического построения определим зависимость M_c от γ_n (или γ_{mz}). Этую зависимость поставим в первые два уравнения системы уравнений с четырьмя неизвестными. (В первом приближении влиянием M_p пренебрегаем). Углом β_{mz} задаемся.

$$\beta_{mz} \approx \frac{G_{mz} + G_{mn} + B^0}{K_{wmz} B_{mz}}.$$

Отсюда

$$\gamma_{mz} - \tau_{mz} = \alpha_m + \beta_{mz}.$$

Используя это уравнение, из системы уравнений с четырьмя неизвестными определим C_{\max} автопоезда.

При определении C_{\max} необходимо учесть, что правильное решение будет только при отсутствии бокового скольжения колес полуприцепа и тягача. В частности, для полуприцепа это условие удовлетворяется при $F_{wn} < \varphi R_{wn}$ (см. рис. 1), где φ — коэффициент сцепления (действительное направление F_{wn} противоположно показанному на рис. 1).

Отсюда

$$(C_n + C'_n - C_1)_{\max} \leq (G_n + G'_n - R_0) \frac{\varphi + \operatorname{tg} \alpha_n}{1 - \varphi \operatorname{tg} \alpha_n}. \quad (14)$$

Угловая жесткость рессорного подвешивания. При рассмотрении равновесия кузова и оси колес предполагалось, что угловая жесткость рессорного подвешивания остается постоянной при повороте кузова. Однако это не всегда верно. В случае упора одной из рессор в буфер, угловая жесткость рессорного подвешивания увеличивается вдвое, так как кузов теперь поворачивается вокруг выключенной рессоры. Следовательно, восстанавливающий момент рессорного подвешивания

$$M_{sp} = 0,5 K_p L^2 \tau^0 + K_p L^2 (\tau - \tau^0) + j_{cm} \tau, \quad (15)$$

где τ^0 — угол, при котором выключается рессора.

Это выражение справедливо при $\tau > \tau^0$. Поэтому предварительно следует проверить возможность выключения рессоры. Например, при расчете полуприцепа подставим значение τ_n в уравнение (1) и определим величину γ_n . Из уравнения (2) найдем значение β_n и сравним его со значением β_n^{kp} , полученным из уравнения (4). При $\beta_n < \beta_n^{kp}$, $\tau_n^{kp} > \tau_n$ следует пользоваться формулой (15). Если рессоры полуприцепа или тягача состоят из основных и дополнительных, то при повороте кузова у одной из рессор может выключиться из работы дополнительная рессора и жесткость всей рессоры уменьшится. В этом случае кузов поворачивается вокруг центра упругости подвески, который смешен в сторону более жесткой рессоры. Обозначим: l_1 — расстояние от центра упругости до более жесткой рессоры; l_2 — расстояние до другой рессоры; K_p' — жесткость основной рессоры; K_p — жесткость всей рессоры.

Учитывая, что $\frac{l_1}{l_2} = \frac{K_p'}{K_p}$, напишем выражение для восстанавливающего момента рессорного подвешивания при $\tau > \tau^0$

$$M_{sp} = 0,5 K_p L^2 \tau^0 + K_p l_1 L (\tau - \tau^0) + j_{cm} \tau. \quad (16)$$

Пример расчета. В качестве примера рассмотрим попечную устойчивость автопоезда, имеющего следующие параметры:

1) полуприцеп: $G_n = 7020 \text{ кг}$; $G'_n = 630 \text{ кг}$; $R_0 = 3075 \text{ кг}$; $C_n = 0$; $J_{pn} = 170 \text{ кг/см}$; $K_{wn} = 700 \text{ кг/см}$; $j_{cm} = 1,51 \cdot 10^6 \text{ кгсм/рад}$; $B_n = 210 \text{ см}$; $L_n = 164,5 \text{ см}$; $H_n = 95,5 \text{ см}$; $h_n = 51 \text{ см}$; $r_n = 51 \text{ см}$; $X_{on} = 76 \text{ см}$;

2) тягач: $G_{mz} = 1380 \text{ кг}$; $G'_{mz} = 1545 \text{ кг}$; $C_m = 0$; $J_{pmz} = 500 \text{ кг/см}$; $K_{wmz} = 1100 \text{ кг/см}$; $B_m = 175 \text{ см}$; $L_{mz} = 107,4 \text{ см}$; $H_{mz} = 63 \text{ см}$; $h_{mz} = 73 \text{ см}$; $r_{mz} = 54 \text{ см}$; $X_{omz} = 54 \text{ см}$; $G_{mn} = 1945 \text{ кг}$; $G_{mn} = 800 \text{ кг}$; $J_{pmn} = 160 \text{ кг/см}$; $K_{wmn} = 550 \text{ кг/см}$;

$$L_{mn} = 80,6 \text{ см}; H_{mn} = 47 \text{ см}; r_{mn} = 52 \text{ см}; X_{omn} = 70 \text{ см}; \theta = 12^\circ; J_p = 120 \text{ кгм}^2/\text{рад} = 686000 \text{ кгсм}/\text{рад}.$$

Для определения устойчивости полуприцепа воспользуемся уравнением (5). Подставив числовые значения, получим $845000 \sin \gamma_n - 481000 \cos \gamma_n - 65000 \sin^2 \gamma_n - 45000 \sin \gamma_n \times \cos \gamma_n = 0$.

Путем подбора находим $\gamma_n = 32^\circ$.

$$\text{Значение } \gamma_n \text{ подставим в уравнение (1)} \\ 513300 \sin 32^\circ = 3,81 \cdot 10^6 \tau_n = 0.$$

Отсюда $\tau_n = 4^\circ$.

Значение β_n получим из уравнения (4)

$$\beta_n = \frac{4575 \cos 28^\circ}{700 \cdot 210} = 0,0274 = 1,5^\circ.$$

В итоге $\alpha_n = 26,5^\circ$.

Для определения момента в седле после опрокидывания полуприцепа подставим числовые значения в уравнение (6) и построим график зависимости M_c от γ_n (рис. 5).

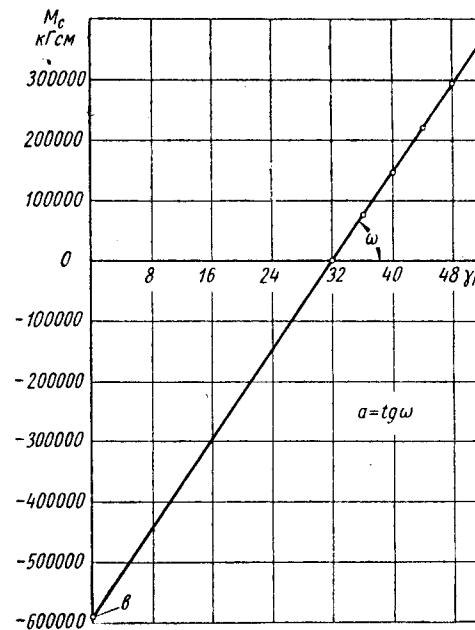


Рис. 5. Зависимость $M_c = f(\gamma_n)$.

Данные для построения графика следующие: $\gamma_n = 32, 36, 40, 44, 48, 52^\circ$; $M_c = 1000, 76000, 148500, 222000, 294000, 367000 \text{ кгсм}$.

На основании графика $M_c = 1056400 \gamma_n - 590000$, $\gamma_{mz} = \gamma_n - (\theta + \Delta) = \gamma_n - 13,5^\circ$. Примем $\Delta = 1,5^\circ$. Отсюда $M_c = 1056400 \gamma_{mz} - 341500$. Подставим числовые параметры тягача в систему уравнений с четырьмя неизвестными.

$$311000 \sin \gamma_{mz} - 2880000 \tau_{mz} + 1056400 \gamma_{mz} - 341500 = 0; \\ 2880000 \tau_{mz} + 3240000 \sin(\gamma_{mz} - \tau_{mz}) - 525000 \cos(\gamma_{mz} - \tau_{mz}) = 0; \\ 92800 \sin \gamma_{mn} - 520000 \tau_{mn} + 686000(\gamma_{mz} - \gamma_{mn}) = 0; \\ \gamma_{mz} - \tau_{mz} - \gamma_{mn} + 1,0618 \tau_{mn} - 0,0312 \cos(\gamma_{mz} - \tau_{mz}) + 0,0213 \sin(\gamma_{mn} - \tau_{mn}) = 0.$$

Пренебрегая в первом приближении влиянием $M_p = 686000 (\gamma_{mz} - \gamma_{mn})$, решаем подбором первые два уравнения и определяем $\gamma_{mz}' = 29^\circ 45'$ и $\tau_{mz}' = 7^\circ 11'$. Полученные значения γ_{mz}' и τ_{mz}' подставляем в третье и четвертое уравнения и определяем $\gamma_{mn}' = 28^\circ 25'$ и $\tau_{mn}' = 6^\circ 34'$.

Отсюда $M_p' = 15950 \text{ кгсм}$.

Второе приближение:

$$\gamma_{mz}'' = 30^\circ 12'; \tau_{mz}'' = 7^\circ 3'; \gamma_{mn}'' = 29^\circ; \tau_{mn}'' = 6^\circ 34'; \\ M_p'' = 14350 \text{ кгсм}.$$

Разница с первыми результатами небольшая, поэтому следующие приближения не имеют смысла. Окончательно $\gamma_{m3} = 30^\circ 12'$; $\tau_{m3} = 7^\circ 3'$. Из уравнения (10) $\beta_{m3} = 1^\circ 39'$. Из уравнения (3') $a_m = 21^\circ 30'$. Так как $a_m < a_n$, то угол поперечной устойчивости автопоезда $a_{av} = a_n = 26,5^\circ$.

Из приведенного примера можно сделать вывод, что для тягачей, жесткость на кручение которых около 120 кгм/град или меньше, достаточно ограничиться первым приближением, т. е. рассматривать равновесие только задней части тягача. Это значительно облегчает расчет, а точность результатов вполне приемлемая.

Другой вывод заключается в том, что при большем боковом зазоре в седле (θ около 12°) тягач не в состоянии задержать опрокидывание полуприцепа, и для определения угла поперечной устойчивости автопоезда достаточно рассмотреть устойчивость одного полуприцепа.

Поперечная устойчивость данного автопоезда проверялась на специальном стенде, который представлял собой платформу,

поворачивающуюся вокруг одной своей стороны. При угле наклона платформы $\alpha = 27,5^\circ$ произошел отрыв одного колеса полуприцепа, после чего полуприцеп устранил боковой зазор в седле и стал опрокидывать тягач. Таким образом, угол поперечной устойчивости всего автопоезда равнялся $\alpha_{av} = 27,5^\circ$. Хорошее совпадение опытных и расчетных данных подтверждает правильность основных допущений, принятых в расчете.

Данную методику расчета рекомендуется применять при определении поперечной устойчивости автопоезда, состоящего из тягача и полуприцепа с неразрезными осями колес. В случае независимой подвески изменяются только уравнения равновесия осей колес. Для каждого типа независимой подвески вывод этих уравнений не представляет затруднений.

ЛИТЕРАТУРА

- Гольд Б. В., Фалькевич Б. С., «Теория, конструирование и расчет автомобиля», Машгиз, 1957.
- Стилс В. Мех М., «Оtomobil инженер» № 2, 1958.
- Певзнер Я. М., Горелик А. М., Боковой кран автомобиля, Труды НАМИ, вып. 71, Машгиз, 1953.

Технология

Автомат для приготовления модельной мазеобразной смеси ПС

А. С. ТРУШИН, И. В. ЕФИМОВ

НИИТАвтпром

В ПРОИЗВОДСТВЕ точного стального литья по выплавляемым моделям одной из основных операций является изготовление моделей, модельных звеньев или модельных блоков. Легкоплавкие модели изготавливаются из парафинно-стеариновой смеси с различными добавками (монтан-воск, жирные кислоты и другие составляющие).

Первичная обработка модельного материала заключается в плавлении и доведении его до определенной температуры (примерно 55—60°). Но в таком виде модельная смесь еще не может быть использована для изготовления моделей, так как если залить ее в пресс-форму в жидком состоянии, она даст большие усадки, резко увеличится время охлаждения, что не позволит применить ее в жидком состоянии. Поэтому модельная смесь подвергается дальнейшей обработке, связанной с понижением ее температуры (до 45°) и доведением до мазеобразного состояния. Помимо этого, модельная смесь должна содержать в себе 7—10% воздуха (по объему). При этих условиях модели получаются наивысшей прочности, без усадок, а также достигается наилучшее заполнение форм.

Опыт работы ряда заводов по производству точного стального литья показал, что установки для приготовления модельной смеси, эксплуатируемые на заводах, имеют неудовлетворительные показатели в выполнении технологических операций, применение их крайне ограничено. Все операции на существующих мешалках выполняются вручную, а механизированные мешалки не дают смеси хорошего качества.

На основании запросов заводов, технологических требований и экспериментальных работ, проведенных в институте НИИТАвтпром, спроектирован и изготовлен новый автоматический агрегат по обработке модельной смеси (рис. 1).

Автомат производит следующие операции:

- отделение модельной смеси от воды после выплавки легкоплавких моделей в горячей воде;
- плавление исходных материалов с фильтрацией и отстаиванием их;
- транспортировку модельного состава по обогреваемым трубопроводам;
- приготовление модельной смеси в мешалках с автоматизированной загрузкой и выгрузкой и получение готовой модель-

ной смеси со строго заданными параметрами (температурой, количеством содержащегося воздуха и т. д.).

Техническая характеристика автомата приведена ниже.

Производительность в л/час:

одной мешалки	30
мазеприготовительного агрегата с двумя мешалками	60
мазеприготовительного агрегата с четырьмя мешалками	120
всей установки	300
Объем мешалки в л	10
Время перемешивания в мин.	20
Мощность нагревателей в квт:	
на мазеприготовительном агрегате с двумя мешалками	15
на мазеприготовительном агрегате с четырьмя мешалками	30
нагревателей на насосно-нагревательной станции	12
Общая потребляемая мощность в квт	190
Расход сжатого воздуха в м³/час	120
Расход воды в м³/час	0,5

Автомат для приготовления модельной смеси состоит из агрегата разделения модельной смеси и воды (после выплавки легкоплавких моделей из керамических оболочек в горячей воде), промежуточной емкости с плавильным агрегатом, транспортных средств передачи модельного состава по обогреваемым трубопроводам и мазеприготовительных агрегатов, количество которых принято из расчета получения 300 л готовой смеси за 1 час. При этом установлено два агрегата с четырьмя мешалками и один с двумя мешалками (на рис. 1 показан один агрегат с четырьмя мешалками).

Расплавленный модельный состав стекает в агрегат разделителя (рис. 2), состоящий из разделителя 1, сборника модельного состава 2, сливного бака для воды 3 и центробежного насоса 4. Сборник модельного состава является несущей конструкцией всего агрегата. Он имеет двойные стенки, между которыми циркулирует вода, подогретая до 55—60°. Наружные стенки имеют теплоизоляцию из шлаковаты и закрыты щитами.

Модельный состав первоначально вместе с водой попадает в разделитель, который состоит из трех отсеков.

Наибольший отсек, в который стекает смесь модельного состава с водой, снабжен системой перегородок. Пройдя эту систему, модельный состав, имеющий меньший удельный вес, всплывает на поверхность воды. При достижении уровня слив-

ногого окна модельный состав переливается через него в один отсек, а вода через нижнее окно — в другой. Далее по отводящим трубам модельный состав сливается в сливной бак смеси, а вода — в сливной бак воды. Последний сварен из листовой стали, снабжен центробежным электронасосом типа ПА-45, который возвращает воду обратно в агрегат выплавки легкоплавких моделей.

Модельный состав передается в плавильный агрегат по смесепроводу 5 центробежным насосом 4 специальной конструкции. Насос приводится во вращение электродвигателем 6 мощностью 1,7 квт при $n=1420$ об/мин. Производительность насоса $14 \text{ м}^3/\text{час}$.

Смесепровод может передавать модельный состав на значительные расстояния с поддержанием температуры в заданных пределах. Внутренняя труба 7 смесепровода, по которой перекачивается модельный состав, заключена в трубу большего диаметра. В пространстве между трубами циркулирует вода, подогретая до $55-60^\circ$. Этой же водой производится обогрев сливного бака разделителя.

Смесепровод соединяет сливной бак с плавильным агрегатом. Плавильный агрегат (рис. 3), помимо плавления исходных материалов, выполняет функции запасной емкости модельного состава. Плавильный агрегат состоит из сборника расплавленного модельного состава 1; центробежного насоса 2, перекачивающего модельный состав к мазеприготовительным агрегатам; плавильного бака 3 с пароподогревом; фильтра 4 для очистки расплавляемых модельных материалов и системы обогрева 5.

Бак-сборник имеет сварную конструкцию. Наружные стени бака теплоизолированы шлаковатой и закрыты щитами. Бак-сборник разделен на три отсека, соединенных между собой.

Отсек I является приемным, в него перекачивается модельный состав из разделителя, а также здесь собирается расплавленный модельный состав в плавильном баке. Отсек II выполняет функцию отстойника модельного состава от механических включений (песок, маршалит), попавших при расплавлении модельных материалов, а также из агрегата выплавки легкоплавких моделей. В баке имеются перегородки для гашения инертиности состава, полученной от передачи насосом из разделителя, и для отстаивания включений, попавших в состав при плавлении свежих модельных материалов. Окончательно очищенный модельный состав переливается в отсек III через кран 6, который имеет два отверстия, расположенные на разных уровнях, для слива модельного состава в последний отсек только из верхних слоев. В отсеке III установлены два центробежных насоса 2 специальной конструкции, перекачивающие модельный состав из плавильного агрегата в емкостные баки к мазеприготовительным агрегатам. Из двух установленных насосов работает только один, второй является запасным на случай ремонта первого. Для предотвращения возможности переливания модельного состава через край в баке-сборнике (рис. 2) модельного состава установлен сигнализатор уровня типа СУ-1 (на рисунке не показан), который отключает и включает электродвигатель центробежного насоса-разделителя.

Бак обогревается водой, подогретой до температуры $55-60^\circ$ и циркулирующей в трубах, составляющих нагревательные батареи 5 (рис. 3). В среднем отсеке установлены четыре нагревателя, а в крайних отсеках — по три нагревателя. Всего в баке десять нагревателей. Дно бака обогревается особым нагревателем, трубы которого уложены под дном в теплоизоляционном слое.

Подогрев воды и циркуляция ее осуществляются насосно-нагревательной станцией. В перегородках, делящих бак на отсеки, сделаны заслонки, которые открываются при чистке для слива отстой и воды. Дно бака имеет уклон, по которому отстой и вода сливаются в специальный приемник-отстойник.

Исходные материалы (парафин и стеарин) плавятся в баке 3, который крепится на крышке сборника.

Плавильный бак 3 сварной конструкции, имеет двойные стенки. Для нагрева внутреннего бака в полость, между стенками, подается пар низкого давления с температурой 100° . Наруж-

ные стенки теплоизолированы и закрыты щитами. Дном бака служит решетка из труб, вваренных в боковые стенки бака, по которым пропускается пар.

Парафин и стеарин кусками (в твердом состоянии) загружаются в бак на решетку. Расплавленный модельный состав через решетку и сетчатый фильтр 4 стекает в нижний бак.

Фильтр 4 состоит из трех сеток различного сечения; он установлен наклонно, внутрь бака. Фильтр легко вынимается и разбирается для очистки. В плавильный бак устанавливается прутковая решетка, служащая для задержания крупных включений, которые попадают в плавильный бак с парафином и стеарином. Решетка легко вынимается для очистки.

Передача модельного состава в емкостные баки, к мазеприготовительным агрегатам, осуществляется центробежным насос-

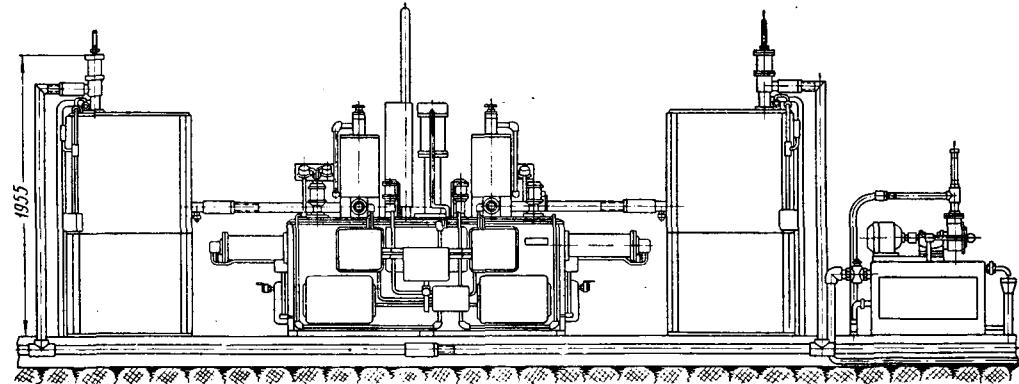


Рис. 1.

сом 2 с приводом от электродвигателя мощностью 1,7 квт, $n=1420$ об/мин. Производительность насоса $14 \text{ м}^3/\text{час}$. Насос крепится на крыше плавильного агрегата.

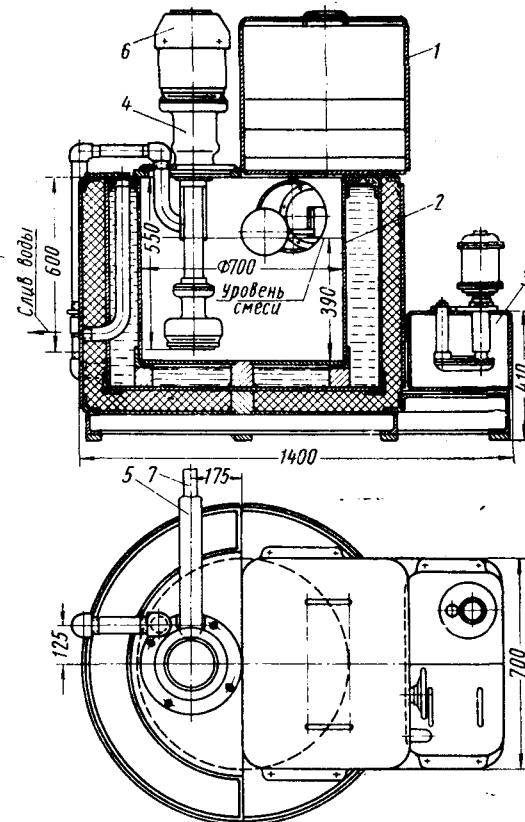


Рис. 2.

Всасывающая труба 7 насоса соединена с всасывающим патрубком 8 шарниро. На конце всасывающей трубы закреплен поплавок 9, который постоянно при любом уровне модель-

ного состава держит трубу на поверхности состава, что обеспечивает постоянный отбор модельного состава с верхних слоев. Обработанный расплавленный модельный состав по обогреваемому смесепроводу 10 подается в емкостный бак, служащий промежуточной и необходимой емкостью перед мазеприготовительным агрегатом 1 (рис. 4). Емкостный бак 1 постоянно наполняется модельным составом до определенного уровня (в заданных пределах).

Емкостный бак состоит из внутреннего бака и изоляционного кожуха. Внутренний бак 1 сварной конструкции с двойными

стенками. Для его обогрева в полость между стенками подается горячая вода. Наружные стенки теплоизолированы и закрыты щитами. В баке установлен поплавковый сигнализатор уровня 17 типа СУ-1. При понижении в баке уровня модельного

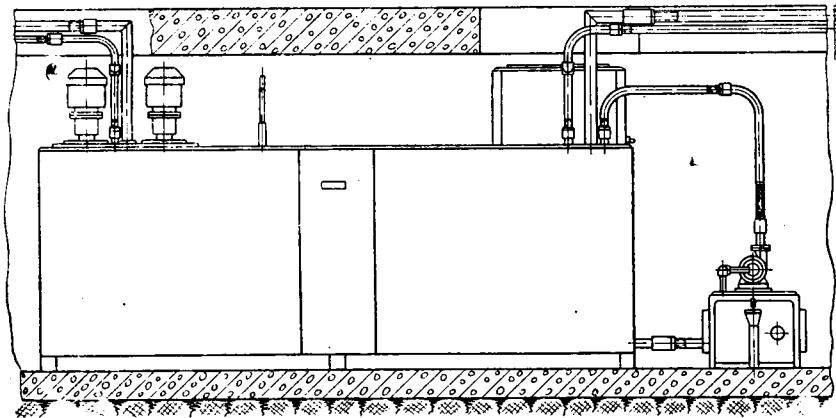
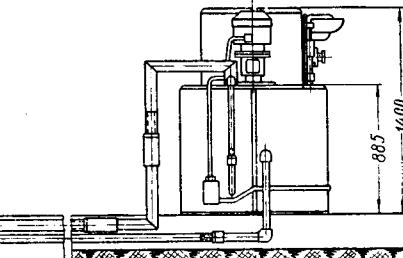


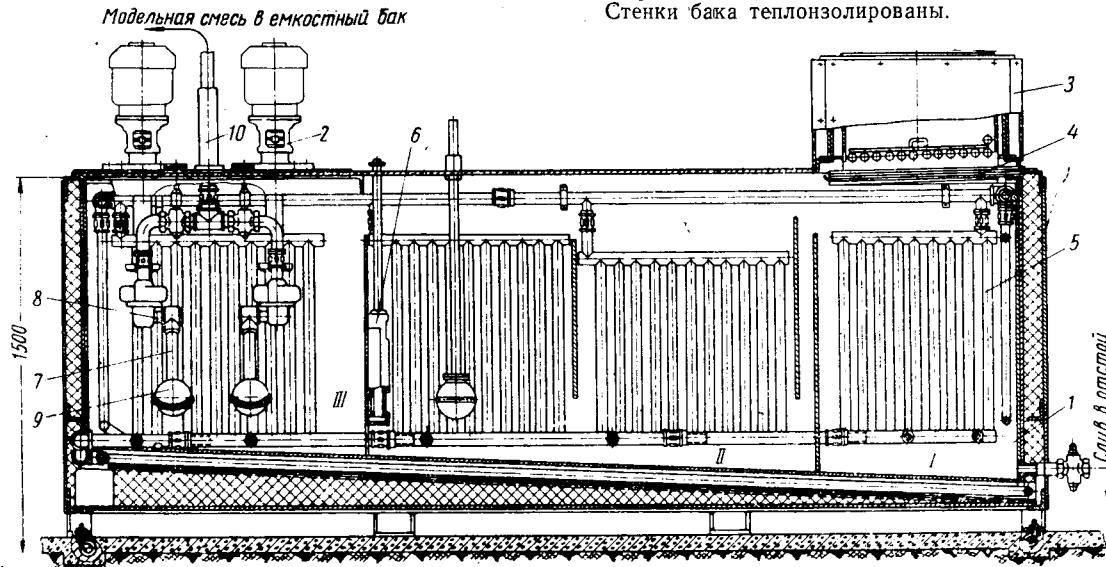
Рис. 1.

стенками. Для его обогрева в полость между стенками подается горячая вода. Наружные стенки теплоизолированы и закрыты щитами. В баке установлен поплавковый сигнализатор уровня 17 типа СУ-1. При понижении в баке уровня модельного

емкостные баки 1, смесепровод 2 и дозаторы мазеприготвительных агрегатов 3 обогреваются одиодной водой, которая циркулирует с температурой 55—60°. Подогрев воды и ее циркуляции осуществляются насосно-нагревательной станцией с центробежным насосом типа Е 11/2 КМ-б. Из емкостного бака 1 самотеком модельный состав поступает в дозаторы 3 мазеприготвительного агрегата.

Мазеприготвительный агрегат состоит из следующих узлов: дозатора 3, имеющего объем, равный объему мешалки; мешалки 4 с поршнем 5 для перемешивания смеси и плавающим поршнем 6 для загрузки и выгрузки готовой смеси; привода мешалки — силового пневмоцилиндра 7; клапана 8 для загрузки дозатора и клапана 9 для выгрузки мешалки 4.

Мешалка вмонтирована в бак 10, наполненный водой. В бак встроен электрический нагреватель 11, подогревающий воду. Стенки бака теплоизолированы.



состава ниже заданного по сигналу электроблокировки происходит пополнение.

Модельный состав по смесепроводу подается в емкостные баки. Смесепровод имеет внутреннюю и наружную трубы. По внутренней трубе производится передача модельного состава, а по наружной циркулирует вода с температурой 55—60°, которая обогревает внутреннюю трубу и модельный состав в ней. Перед каждым емкостным баком на смесепроводе установлен клапан, управляемый поплавковым сигнализатором уровня типа СУ-1. При заполнении модельным составом всех емкостных баков срабатывает автоматическая блокировка, отключающая электродвигатель центробежного насоса, подающего модельный состав из плавильного агрегата в емкостные баки.

При заполнении плавильного агрегата модельным составом до заданного уровня срабатывает автоматика, отключающая электродвигатель центробежного насоса на разделителе. При

мешалка (рис. 5) расположена горизонтально, стени 1 омыются водой, подогреваемой до 40—43°. Перемешивающий поршень 2 и поршень 3 силового пневмоцилиндра закреплены на одном штоке 4.

С одной стороны к корпусу мешалки крепится силовой пневмоцилиндр 5, другая сторона мешалки через разгрузочный клапан соединена со сборником 12 (рис. 4).

На корпус мешалки сверху установлен дозатор (рис. 6). Соединение дозатора с мешалкой осуществляется посредством обогреваемого патрубка 1 через загрузочный клапан 2. С другой стороны дозатор соединяется с емкостным баком через трубу 3. Труба 4 является обогревающей.

При заполнении дозатора клапан 2, находясь в крайнем левом положении, перекрывает отверстие, соединяющее дозатор с мешалкой, и одновременно открывает трубу 3, по которой поступает жидккая модельная смесь в дозатор. При загрузке

Рис. 3.

мешалки клапан перекрывает поступление смеси в дозатор и открывает поступление ее из дозатора в мешалку (как показано на рисунке).

Обогрев трубы 3, клапана и дозатора производится водой, подогретой до 55—60°.

Бак-сборник 12 (рис. 4) размещен во втором отсеке основания. В этот отсек из насосонагревательной станции для обогрева сборника подается вода, подогретая до 44—46°.

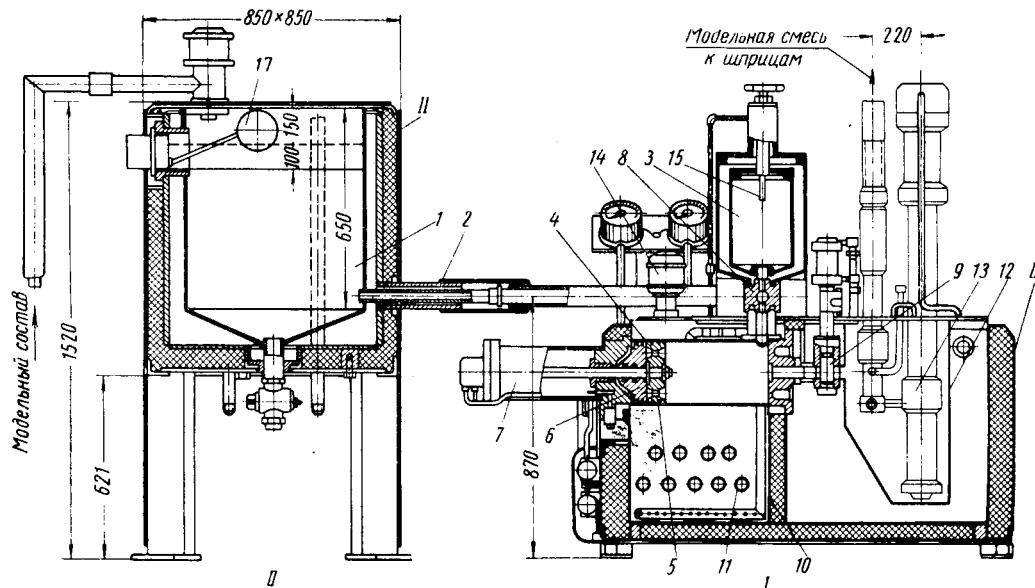


Рис. 4.

Для передачи мазеобразной модельной смеси к местам потребления в сборнике установлен поршневой пневматический насос 13 двойного действия.

Циркуляция воды, обогревающей мешалки, осуществляется центробежным насосом 14 типа ПА-22.

Выполнение всех операций по приготовлению мазеобразной модельной смеси производится на автоматическом режиме.

Загрузка мешалки 4 производится с помощью поршня 6, всасывающего модельный состав из дозатора 3. При этом модельный состав из дозатора 3 удаляется почти полностью (93%), а оставшийся объем (7%) заполняется воздухом.

Смесь перемешивается поршнем 5. При этом смесь перегоняется из одной полости цилиндра в другую. Во время движения поршней 5 снимает со стенок мешалки остывшую модельную смесь и перемешивает ее с жидкой смесью. Возвратно-по-

ступательное движение поршня 5 обеспечивается силовым пневмоцилиндром 7.

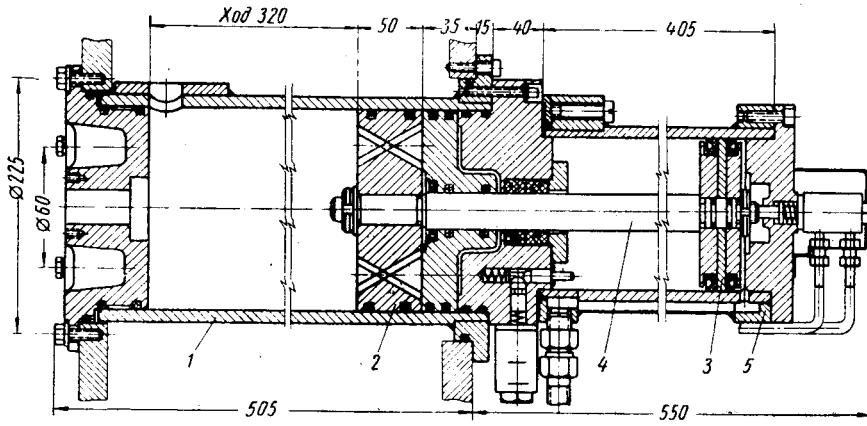


Рис. 5.

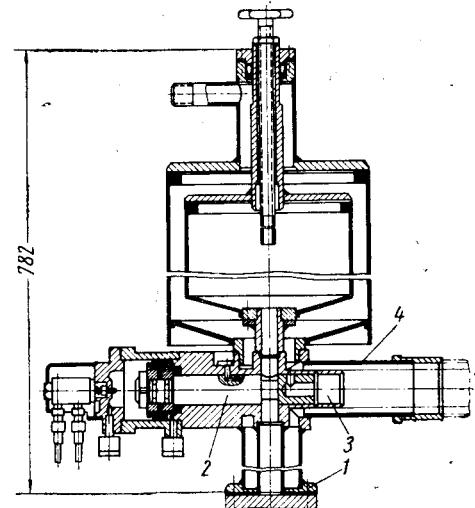


Рис. 6.

Агрегат работает следующим образом.

Из емкостного бака 1 (см. рис. 4) по трубопроводу 2 модельный состав переливается через клапан 8 в дозатор 3 (отверстие, соединяющее дозатор с мешалкой, перекрыто).

При заполнении дозатора количество поступающего модельного состава определяется положением центральной регулировочной трубы 15, по которой удаляется воздух из дозатора.

При загрузке мешалки поступление модельного состава из емкостного бака 1 в дозатор 3 перекрывается клапаном 8, который одновременно открывает отверстие, соединяющее дозатор 3 с мешалкой 4.

Готовая мазеобразная модельная смесь из мешалки 4 выдавливается (выгружается) плавающим поршнем 6. Выгрузка смеси в сборник 12 происходит через разгрузочный клапан 16. После этого цикл повторяется.

Загрузка дозатора 3 происходит в течение всего периода работы мешалки.

Автоматическая разгрузка мешалки без остатка в ней модельной смеси позволила осуществить точную дозировку модельного состава и воздуха. В результате применения в мешалке двух независимых поршней автоматизированы операции загрузки и разгрузки мешалки.

Исследование некоторых факторов, влияющих на упругость поршневых колец

Л. И. КАРДАШИЙ

Горьковский автозавод

ВАЖНЕЙШИМИ эксплуатационными характеристиками поршневых колец являются: величина удельного давления, зависящего от упругости; форма колец в свободном и сжатом состояниях, влияющая на распределение удельного давления по контуру кольца; состояние поверхности сопрягаемых боковых плоскостей; теплостойкость и износостойкость. Обеспечение данных свойств достигается решением двух взаимосвязанных задач: конструктивной и технологической.

На Горьковском автозаводе в производственных и лабораторных условиях проводились исследования по определению влияния ряда факторов на одну из важнейших характеристик лоршневых колец — упругость.

E — условный модуль упругости;
 A — величина замка в свободном состоянии.

Анализ действующего технологического процесса и определение фактических размеров и упругости колец показывают, что при относительно постоянных геометрических параметрах колец изменение упругости зависит от изменения E и A . На условный модуль упругости E влияют химический состав чугуна, величина и знак остаточных напряжений, возникающих при механической обработке. Величина замка A в свободном состоянии зависит от величинного знака остаточных напряжений, возникающих при механической обработке и изгибе колец; от наружных габаритов заготовки, а также от условного модуля упругости E .

Для определения закономерности изменения взаимосвязанных величин E и A , обуславливающих изменение упругости Q , изучались наиболее важные и характерные для производства поршневых колец технологические факторы: влияние химического состава чугуна; влияние остаточных напряжений первого рода, возникающих на операциях абразивной обработки плоскостей, при окончательном обтачивании и растачивании; влияние габартов заготовки; корректировка величины замка A в свободном состоянии; влияние операции обработки наружного радиуса.

Исследованию подвергались компрессионные (индивидуальные) поршневые кольца некруглой формы, устанавливаемые в двигателе автомобиля «Волга».

Осуществлялось девять плавок по 3000 колец (рис. 1, б) в каждой плавке. Основные работы производились на кольцах плавки № 3 и контрольной № 9. Химический состав и структура этих плавок приведены в табл. 1, а на рис. 2 показаны структуры плавки № 3.

Кольца изготавливаются по следующему технологическому процессу:

- 1) предварительное шлифование одновременно обеих плоскостей на двухшпиндельном плоскошлифовальном станке;
 - 2) искусственное старение;
 - 3) предварительное шлифование одновременно обеих плоскостей на двухшпиндельном плоскошлифовальном станке;
 - 4) предварительное шлифование плоскостей на плоскошлифовальном станке с круглым магнитным столом;
 - 5) окончательное последовательное шлифование плоскостей на плоскошлифовальном станке с круглым магнитным столом;
 - 6) фрезерование замка;
 - 7) предварительное калибрование замка колец на горизонтально-фрезерном станке (на этой и следующих операциях кольца сжимаются до круглой формы);
 - 8) предварительное обтачивание колец на токарном полуавтомате;
 - 9) предварительное растачивание колец на токарном станке;
 - 10) получистовое калибрование замка на горизонтально-фрезерном станке;
 - 11) окончательное обтачивание колец на токарном полуавтомате;
 - 12) окончательное растачивание колец на токарном станке;
 - 13) окончательное калибрование замка на горизонтально-фрезерном станке;

Таблица 1

$$Q = \frac{Eh(A - S_T)}{14,13 \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^3} \varphi(z \text{ или } \kappa z), \quad (1)$$

где D — наружный диаметр; t — радиальная толщина; h — высота; St — тепловой зазор; Φ — коэффициент, учитывающий уменьшение поперечного сечения при наличии наружных переходных радиусов и внутренней выточки;

Номер плавки	Химический состав						Микроструктура			
	C	Si	Mn	S	P	Cr	Графит	Фосфидная сетка	Перлит	Феррит в %
3	3,79	2,73	0,67	0,073	0,526	0,20	Мелкий и очень мелкий. Встречается точечный	Грубая, разомкнутая и тонкая замкнутая	Сорбнто-образный	До 4. В одном месте 15
9 контр.	3,74	2,93	0,62	0,060	0,510	0,16	Мелкий и очень мелкий. Редко точечный	Грубая разомкнутая и замкнутая	То же	До 4. В одном месте 10

14) одновременная обработка наружных радиусов на специальном автомате;

15) хонингование, покрытие хромом, хонингование по хрому, наведение пор на наружной поверхности колец;

16) обработка внутренней выточки на специальном автомате конструкции ГАЗ;

17) растачивание колец на расточном станке;

18) окончательная зачистка замка прорезным шлифовальным кругом на специальном полуавтомате.

У изготовленных колец проверялась упругость Q , величина замка A в свободном состоянии по осевой линии с точностью 0,05 мм при помощи конусов, твердость HRB на приборе

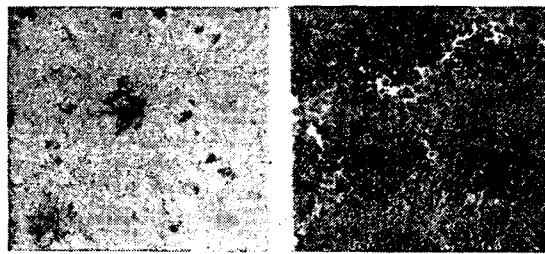


Рис. 2. Микроструктура колец плавки № 3 ($\times 100$).

«Роквелл», микротвердость на приборе ПМТ-3, чистота поверхности на профилометре КВ-7. Деформация замка ΔA_0 определялась с точностью до 0,005 мм на инструментальном микроскопе. Геометрические параметры колец определялись микрометрами разных типоразмеров.

Влияние химического состава чугуна. Обработке подвергались кольца девяти различных плавок. Количество деталей одной плавки 100 шт. Для исключения влияния механической обработки на упругость исследуемая партия колец обрабатывалась одновременно.

Упругость Q и величина замка A в свободном состоянии измерялись после операции наведения наружных радиусов.

Средние значения упругости Q , величины замка A после измерений 100 деталей приведены в табл. 2. В этой же таблице приведены средние данные измерений предела прочности на изгиб σ_u и коэффициента пластической деформации C десяти деталей.

Таблица 2

№ плавки	Упругость Q в мм^{-2}	Величина замка A в свободном состоянии в мм	Количество деталей (в %), имеющих упругость			Предел прочности на изгиб σ_u в kN/mm^2	Коэффициент остаточной деформации C в %
			до 2100	2100—2200	св. 2200		
1	2225	11,57	11	33	56	45,4	10,4
2	2095	11,48	53	37	10	46,3	9,8
3	2308	11,44	8,5	11	80,5	48,1	8,8
4	2273	11,40	16	14	70	42,1	5,7
5	2195	11,41	21,0	35,0	44,0	46,5	10,5
6	2100	11,42	50,0	41,5	8,5	46,3	10,8
7	2207	11,57	16,0	36,5	47,5	45,7	7,7
8	1995	11,40	85,0	14,0	1,0	45,4	9,7
9	2290	11,82	2,5	11,0	86,0	44,6	8,4

Анализ микроструктуры, твердости и упругости деталей одной плавки и одинакового химического состава (табл. 3) показал, что в пределах одной плавки встречаются кольца, имеющие широкий диапазон микроструктуры по графиту, фосфидной сетке и ферриту. Твердость HRB деталей определяет микроструктуру чугуна и связанную с ней упругость.

В результате испытаний плавок получен оптимальный по упругости для данного технологического процесса изготовления отливок химический состав чугуна, соответствующий химическому составу плавок № 3 и контрольной № 9. Для данного случая применялась электродуговая трехточечная печь типа ДСТ-3; состав шихты — штыковой чугун, отходы производства, жидкий чугун, ферросплавы, графитовый бой, апатитовая руда; температура выпуска металла 1520—1550° (минимальная температура 1450—1420°); время заливки 45 мин.

Таблица 3

№ детали	Упругость Q в мм^{-2}	Величина замка A в мм	Твердость HRB	Микроструктура ¹	
				Графит	Фосфидная эвтектика
1	2680	10,63	104,1	Очень мелкий и точечный	Грубая разомкнутая и тонкая замкнутая
23	2600	11,30	105,0	То же	Грубая разомкнутая
141	2720	12,35	104,3	•	Грубая разомкнутая и тонкая замкнутая
347	2660	11,80	105,3	Мелкий и очень мелкий	Грубая разомкнутая
465	2570	11,95	105,5	Очень мелкий и точечный	—
10	1940	9,94	98,6	Мелкопластичный	Грубая разомкнутая
43	2300	12,20	102,3	То же	—
194	2290	13,40	101,0	•	То же
377	2130	11,20	103,5	•	—
469	2180	11,75	102,2	•	—

¹ Перлит сорбитаобразный; феррит до 4%.

Влияние остаточных напряжений первого рода, возникающих на операциях абразивной обработки плоскостей. Для изучения влияния абразивной обработки плоскостей на знак и величину остаточных напряжений отобрано две партии деталей по 120 шт. от плавок № 3 и 9. Кроме заготовки, исследовалось влияние первых пяти операций технологического процесса изготовления колец.

На деталях плавки № 3, отбираемых из потока, определялась лишь приближенная величина и знак остаточных напряжений путем измерения деформации ΔA_0 .

Детали плавки № 9 перед каждой исследуемой операцией подвергались отпуску при температуре 550° в течение 2 час. На этих деталях, кроме ΔA_0 , определялась величина остаточных тангенциальных напряжений в крайних волокнах по методу академика Давиденкова [1]. Радиальная составляющая тангенциальных остаточных напряжений определялась по уточненным формулам автора.

Результаты измерений приведены в табл. 4.

Из таблицы видно, что в заготовках находятся тангенциальные остаточные сжимающие напряжения на наружной и растягивающие напряжения на внутренней поверхностях. Колебание напряжений для деталей разных плавок и в пределах одной плавки зависит от условий охлаждения заготовок в опоке, от расположения заготовок, от времени выбивки опок, а также от твердости и связанным с ней в пределах одной плавки условным модулем упругости [2].

При шлифовании на двухшпиндельных станках в деталях возникают тангенциальные остаточные напряжения (растяги-

Таблица 4

Операция	Pлавка № 3	Pлавка № 9	
	среднее изменение ΔA_0 , вызываемое данной операцией, в сумме с предыдущими в мм	Среднее изменение ΔA_0 , вызываемое данной операцией, в мм	Остаточное напряжение в крайнем слое в kN/mm^2
Заготовка	-0,125	-0,022	-10÷-60
Предварительная обработка на плоскошлифовальном двухшпиндельном станке	+0,114	+0,239	+11÷-90
Искусственное старение	+0,168	-0,071	-0,108
Предварительное шлифование на плоскошлифовальном двухшпиндельном станке	+0,176	+0,008	+0,057
Предварительное шлифование на плоскошлифовальном станке с круглым магнитным столом	+0,138	-0,038	-0,102
Окончательное шлифование на плоскошлифовальном станке с круглым магнитным столом	+0,112	-0,026	-0,094

вающие на наружной поверхности и сжимающие — на внутренней).

Искусственное старение в соляной ванне при 450—500° в течение 1 часа уменьшает остаточные напряжения на 39—50%.

При шлифовании на станках с круглым магнитным столом в деталях на наружной поверхности возникают сжимающие остаточные напряжения.

Влияние остаточных напряжений на величину замка A и упругость Q определялось на станке с круглым магнитным столом, на котором разные условия обработки создавались путем изменения режущей способности шлифовального круга.

На станке обрабатывалось 600 деталей плавки № 3 и 9.

Таблица 5

Вид правящего инструмента	Продольная подача S_n в $\text{мм}/\text{мин}$	Глубина за 1 др. ход в мм	Число проходов	Число зачистных проходов
Алмазно-металлический карандаш . . .	106 75	0,012	12	9
Шлифовальный круг диаметром 80 ЭБ16С,К	1600 1600	0,024 0,012	12 50	10 24
Твердосплавный ролик ДО-40				

Шлифовальный круг ПП 350.20.127 ЭБ16С,К (ГОСТ 36759) заправлялся алмазно-металлическим карандашом (метод точения), шлифовальным кругом диаметром 80 мм ЭБ16С,К и твердосплавным роликом ДО-40 (метод обкатки)

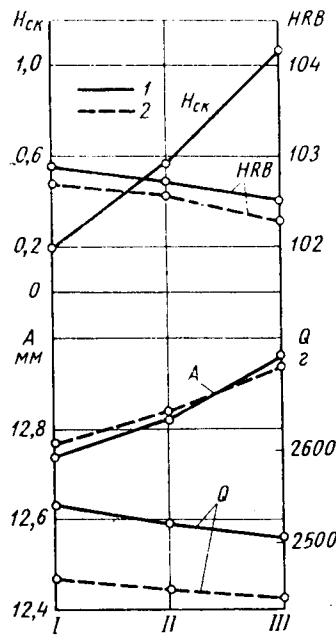


Рис. 3. Влияние метода правки на чистоту поверхности, твердость, величину замка A в свободном состоянии и на упругость колец:

1 — плавка № 3; 2 — плавка № 9;
3 — алмазный карандаш; 4 — шлифовальный круг; III — ролик твердого сплава.

упругость во время операции окончательного обтачивания при режиме $v = 48,5 \text{ м/мин}$; $S = 0,21 \text{ мм/об}$; $\Delta t = 0,3 \div 0,4 \text{ мм}$ резцами с пластинкой твердого сплава ВК6 и геометрией $\gamma = 4^\circ$, $\alpha = 9^\circ$, $\varphi = 15^\circ$, $R = 2,5 \text{ мм}$ (подрезной правый) на многорезцовом полуавтомате МТ-20. На станке обрабатывалось две партии деталей плавки № 3 по 100 шт. в каждой. Одна партия обрабатывалась ионами, другая — затупленными резцами. За критерий затупления брался по задней грани $h_s = 0,5 \text{ мм}$ при микровыкрашивании режущей грани после обработки 550—600 деталей.

На рис. 4 показаны кривые частоты распределения деталей по упругости. Изменение упругости деталей, обработанных незатупленным и затупленным резцами, зависит от величины замены.

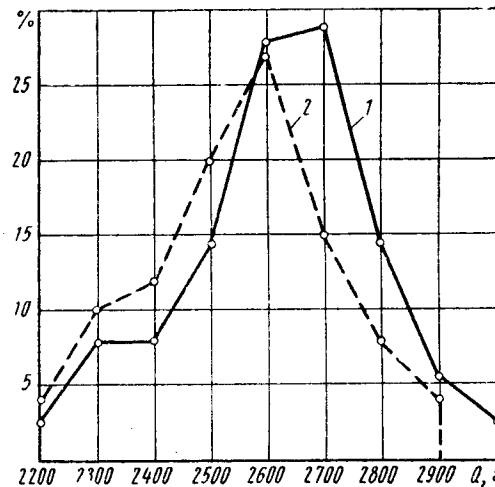


Рис. 4. Частотные кривые распределения деталей по упругости: 1 — детали обточены незатупленным резцом; 2 — детали обточены затупленным резцом.

ка A в свободном состоянии, которая по результатам измерений 200 колец оказалась соответственно больше на 0,18 мм.

После окончательной абразивной обработки детали обтачивались и растачивались по торцам на специальных оправках до получения круглой формы диаметром 96 мм ($t=3,00$). Затем

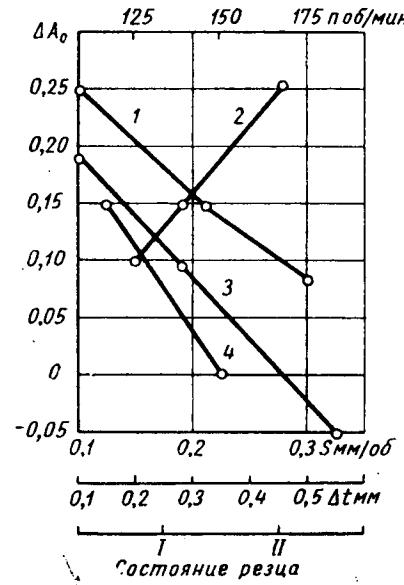


Рис. 5. Влияние режимов резания на приращение величины A :

1 — подачи при $n = 160 \text{ об/мин}$, $\Delta t = 0,28$; 2 — глубина при $n = 160 \text{ об/мин}$, $S = 0,21 \text{ мм/об}$; 3 — скорости при $S = 0,21 \text{ мм/об}$, $\Delta t = 0,28 \text{ мм}$; 4 — состояния резца при $n = 160 \text{ об/мин}$, $S = 0,21 \text{ мм/об}$, $\Delta t = 0,28$; I — резец новый; II — резец затуплен.

детали подвергались среднетемпературному отпуску при температуре 570° в течение 2 час. После термообработки на каждой детали наносились две параллельные риски на расстоянии 4—6 мм.

Детали обтачивались на токарно-винторезном станке 1К62 при режиме $n = 125, 160, 200 \text{ об/мин}$; $s = 0,2, 0,3, 0,4 \text{ мин.}$; $\Delta t = 0,1, 0,2, 0,3 \text{ мм/об}$.

На рис. 5 показаны зависимости изменения величины замка (каждая точка соответствует среднему значению из пяти колец) от режимов обработки.

Практически для суждения о влиянии режимов обработки на величину замка A в свободном состоянии и на упругость поршневых колец, обрабатываемых в потоке, достаточно величины деформации ΔA_0 .

Величина и характер распределения остаточных напряжений определялись на кольцах одинаковой твердости путем снятия тонких слоев при шлифовании.

Тангенциальные растягивающие остаточные напряжения имеют максимальную величину на поверхности. По мере удаления от поверхности они уменьшаются и на глубине 0,1—0,4 мм переходят в сжимающие. С увеличением ΔA_0 возрастают величина и глубина проникновения растягивающих остаточных напряжений.

Изготовленные кольца, как правило, имеют неодинаковые упругие свойства по контуру, что подтверждается анализом микроструктуры и измерением колец на твердость (колебание твердости от 2 до 12 единиц).

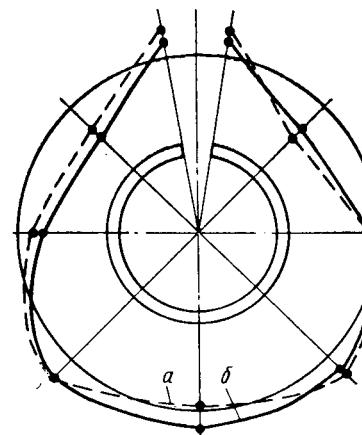


Рис. 6. Эпюра распределения удельных давлений колец до (a) и после (б) термообработки.

струкции НАМИ. Твердость исследуемых колец колебалась от 2 до 8 единиц на одном кольце.

При снятии остаточных напряжений меняется форма кольца в сжатом состоянии, т. е. кольца принимают естественную форму. Одновременно происходит выравнивание удельных давлений.

В условиях работы кольца в двигателе при температуре 300—350° и нагрузке от сил упругости происходит аналогичное явление, т. е. частичная релаксация напряжений, возникающих при изгибе кольца и остаточных напряжений. Поэтому в первые часы работы кольца могут наблюдаться точечный контакт, просвет и неравномерный износ кольца.

В целях выравнивания удельного давления колец, а также частичной ликвидации перечисленных выше явлений необходимо предварительно термообрабатывать поршневые кольца при температуре 550° в течение 2 час., затем окончательно отделять наружную поверхность (хонингование, шлифование, притирка).

Влияние наружных габаритов заготовки. Влияние размеров заготовок на упругость проверялось на 800 кольцах плавок № 3 и 9. Размер D колебался от 98,1 до 99,3 мм, D_1 колебался в пределах 96,5—97,0 мм, а высота колец 3,3—3,65 мм.

В процессе механической обработки кольца проверялись по величине замка A в свободном состоянии и упругости Q . Анализ измерений позволяет установить следующее.

С увеличением размеров заготовки величина замка A и упругость увеличиваются. Связь между ними линейная.

По мере обработки колец (обтачивание, растачивание, наведение радиуса, снятие выточки, хонингование, хромистое покрытие и т. д.) степень влияния размеров D и D_1 заготовки уменьшается благодаря неодинаковым пластическим деформациям (большим для большей величины A), возникающим при изгибе колец.

Изменение высоты колец h , обусловливающее изменение перечного сечения заготовки, вызывает изменение твердости кольца.

О корректировке величины замка A в свободном состоянии. В литературе указывается оптимальная величина замка A , определяемая из условия равен-

ства изгибающих напряжений при правильном надевании кольца на поршень и при работе в двигателе, т. е.

$$\sigma_{\text{над}} = \sigma_{\text{раб}}. \quad (2)$$

Для данного случая подстановка соответствующих значений $\sigma_{\text{над}}$ (кольца надеваются на поршень при помощи щипцов) и $\sigma_{\text{раб}}$ дает выражение оптимальной величины замка

$$A_{\text{опт}} = 3,62t + s_T \text{ мм.} \quad (3)$$

Фактическая величина замка A_ϕ окончательно изготовленных колец обычно меньше $A_{\text{опт}}$ ввиду наличия припусков на механическую обработку и пластических деформаций, возникающих при изготовлении колец.

Как правило, корректировка замка либо не производится, либо ограничивается увеличением его на 10—20%, т. е. является весьма приближенной. Упругие свойства колец очень часто используются неполностью, фактическая величина замка в свободном состоянии окончательно изготовленных колец оказывается меньше оптимальной на 25—35%. Так, для исследуемых компрессионных поршневых колец оптимальная величина замка равна $A_{\text{опт}} = 16,0$ мм, а конструктивная установлена в пределах $A_k = 14 \div 15$ мм. Фактическая величина замка окончательно обработанных колец изменяется от 10,5 до 12,5 мм, т. е. на 3,5—5,5 мм меньше оптимальной и на 2,5—3,5 мм меньше конструктивной величины.

Опыты показали, что при механической обработке компрессионных поршневых колец наблюдается уменьшение величины замка за счет многократного упругопластического изгиба колец, увеличения растягивающих напряжений наружных волокон, тангенциальных остаточных напряжений и перераспределения ранее наведенных тангенциальных остаточных напряжений неодинаковой metallurgicalской характеристики чугуна.

Изменение усадки замка происходит по гиперболическому закону

$$A = A_0 - \Delta A; \quad (4)$$

$$\Delta A = aT^b,$$

где A — текущее значение замка в мм; A_0 — первоначальная величина замка в мм; T^b — время в мин.; a, b — коэффициенты, зависящие от материала, напряжения изгиба, условий испытания и т. д.

Пропорционально замку уменьшается упругость Q колец. На основании этого вытекает важный вывод о том, что при усадке замка происходит уменьшение напряженного состояния (релаксация) поршневых колец.

Связь между напряжением наружного растянутого волокна и величиной замка выражается формулой

$$\sigma = \frac{0,425 E}{t \left(\frac{D}{t} - 1 \right)^2} (A - S). \quad (5)$$

Среднетемпературный отпуск исследуемых колец при температуре 550° в течение 2 час. (а также длительное вылеживание колец) дает увеличение замка.

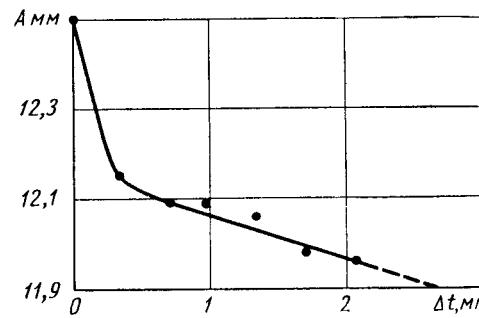


Рис. 7. Влияние припуска на изменение усадки замка.

Оставаясь упругим после многократного приложения постоянной растягивающей нагрузки, чугун при увеличении нагрузки снова дает остаточные деформации.

На рис. 7 приведены данные усадки замка при увеличении снимаемого припуска 54 колец плавки № 3.

На рис. 9 и в табл. 7 приведены результаты обмера колец по радиусу, упругости и величине замка (Q в г, A в мм).

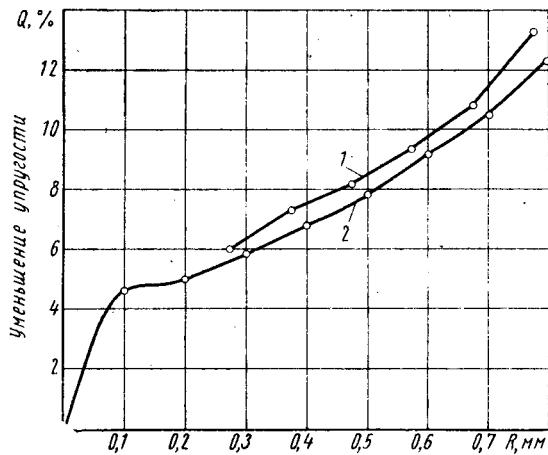


Рис. 9. Влияние радиуса R на упругость Q :
1 — фактическое, 2 — расчетное.

Таблица 7

Показатели	# 1—100		# 01—200		# 201—300		# 301—400		# 401—500	
	Q в г	A в мм	Q в г	A в мм	Q в г	A в мм	Q в г	A в мм	Q в г	A в мм
До наведения радиуса R .	2730	12,51	2710	12,63	2291	12,58	2600	12,08	2660	12,26
После наведения радиуса R	2534	11,95	2528	12,02	2063	11,76	2390	11,50	2430	11,67
Разность	196	0,56	182	0,61	228	0,82	210	0,58	230	0,59

Анализ таблицы и кривых показывает, что уменьшение упругости после обработки радиуса происходит за счет следующих факторов:

1) уменьшения живого сечения (момента инерции) деталей величина которого зависит от R ;

2) остаточной деформации, возникающей при запрессовке колец, уменьшающей величину замка A в свободном состоянии;

3) остаточной деформации колец, возникающей при увеличении растягивающих напряжений на наружных слоях в процессе наведения радиусов, которые также уменьшают величину замка A в свободном состоянии;

4) перераспределения остаточных тангенциальных напряжений.

Чтобы установить связь между упругостью Q , моментом инерции и величиной замка A в свободном состоянии детали, подвергаемых обработке по радиусам, воспользуемся формулой [3].

$$A = \pi (3 - \xi) \frac{r^4 p_0}{E J},$$

где r — радиус осевой линии в мм; p_0 — давление на единицу длины в кг/мм; E — условный модуль упругости в кг/мм²; J — момент инерции поперечного сечения в мм⁴; ξ — коэффициент, зависящий от характера распределения давления по окружности. Для повышенного удельного давления у замка принимаем $\xi=0,196$ [3].

Преобразуем эту формулу. Величину p_0 выразим через удельное давление p .

$$p = \frac{2r}{D} \cdot \frac{p_0}{h}; \quad p = \frac{2Q}{ht \left(\frac{D}{t} - 1 \right)} \text{ кг/мм}^2.$$

После подстановки полученных значений p_0 и учитывая, что

$$r = \frac{D - t}{2},$$

$$Q = \frac{EJA}{1,1 D (D - t)^2}. \quad (II)$$

Из этой формулы видно, что характер изменения упругости Q зависит от характера изменения величин J и A ; при обработке радиуса R величина $D-t$ изменяется очень незначительно (до 0,05%) и поэтому практически не учитывается.

Момент инерции поперечного сечения деталей при одновременном наведении радиусов определяется согласно схеме (рис. 10) по формуле

$$J = \left(\frac{h - 0,428R}{3} \right) \left[\left(\frac{t}{2} + 0,07R \right)^3 - \left(\frac{t}{2} - 0,93R \right)^3 \right] + \frac{h}{3} \left(\frac{t}{2} - 0,93R \right)^3 + \frac{h}{3} \left(\frac{t}{2} - 0,07R \right)^3. \quad (12)$$

На рис. 11 показано уменьшение момента инерции в процентах в зависимости от величины R .

Кроме того, упругость Q зависит от величины замка A , уменьшение которого под действием факторов, отмечаемых выше в пунктах 2—4, происходит по гиперболическому закону.

Как показали опыты, уменьшение величины замка при обжатии колец в оправке диаметром 92 мм составляет 0,1—0,2 мм, а уменьшение величины замка при обработке с учетом перераспределения тангенциальных остаточных напряжений 0,15—0,52 мм в зависимости от величины R . Общее уменьшение замка на 0,25—0,65 мм при $R=0,25 \div 0,8$ мм.

Таким образом, форма кривой фактического уменьшения упругости (рис. 8, кривая 1) в зависимости от величины R по-

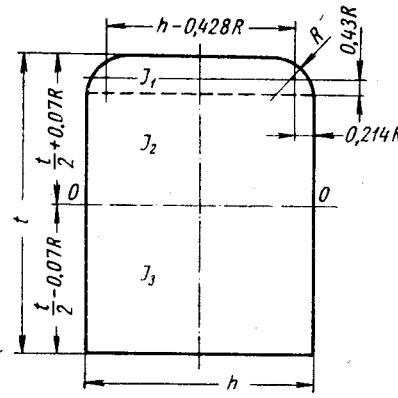


Рис. 10. Поперечное сечение детали после обработки радиусов.

лучается путем наложения двух кривых: кривой уменьшения величины замка A и кривой уменьшения момента инерции.

На рис. 8 (кривая 2) показано расчетное уменьшение упругости Q , полученное на основании формулы (9) по фактическим значениям замка и радиусов после обработки. Несов-

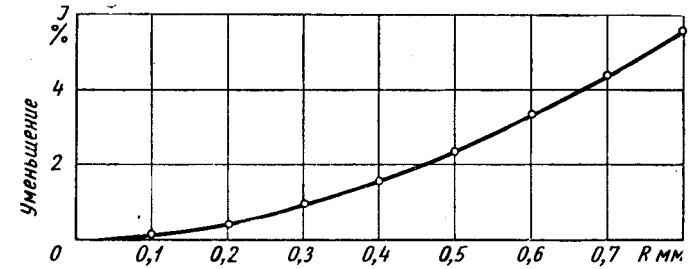


Рис. 11. Влияние радиуса на момент инерции J поперечного сечения.

мешенность кривых на рис. 9 объясняется тем, что при измерении упругости на весах с гибкой лентой дополнительно уменьшается величина замка за счет увеличения времени, в течение которого кольцо находится под нагрузкой. Таким образом, уменьшение упругости колец зависит от величины радиусов и при $R=0,25 \div 0,8$ составляет 0,4—5,6% за счет уменьшения живого сечения детали J и 4,6—6,8% за счет уменьшения величины замка A . Суммарное уменьшение упругости составляет 5,0—12,6%, а при чертежном значении радиуса $R=0,25 \div 0,4$ мм 5,9—6,8% от первоначальной упругости.

Внутренние выточки (см. рис. 1) уменьшают живое сечение кольца на значительно большую величину, чем обточка радиус-

сов. Так, для чертежных размеров выточки фактическое уменьшение живого сечения составляет 10,8%. Однако, уменьшение упругости в этом случае сравнительно меньше, чем при обточке радиусов. Так, например, уменьшение упругости при наличии выточки составляет 14,2%, а в случае обработки радиусов при уменьшении живого сечения на 1,5—2% ($R=0,25 \div 0,40$) уменьшение упругости составляет 7,5%. Это объясняется следующими факторами при обработке выточки:

1) не происходит уменьшения замка во время запрессовки (или почти не наблюдается), так как напряжение изгиба меньше напряжений, возникающих на предшествующих операциях, и при них чугун ведет себя как упругий материал;

2) наблюдается появление сжимающих остаточных тангенциальных напряжений, которые способствуют увеличению замка. Поэтому после обработки выточки увеличивается замок A .

Выводы

1. Упругость Q поршневых колец зависит от микроструктуры материала, определяемой химическим составом и технологией изготовления отливок. Оптимальный по упругости химический состав должен определяться на основании экспериментальных данных, учитывая конкретные условия изготовления отливок и механическую обработку.

2. При механической обработке колец происходит непрерывная усадка замка A в свободном состоянии, обусловленная остаточными деформациями наружных растянутых волокон при изгибе колец. Величина усадки зависит от величины и продолжительности (повторности) нагрузки. Затухание усадки при действии постоянной по величине и направлению силы следует гиперболическому закону.

Кольца, прошедшие механическую обработку, находятся в сложном напряженном состоянии. В них наблюдаются растягивающие на наружной и сжимающие на внутренней поверхности тангенциальные остаточные напряжения первого рода, возникающие при абразивной предварительной обработке и при обтачивании и растачивании и, кроме того, обратные по знаку тангенциальные остаточные напряжения, возникающие на операциях окончательной абразивной обработки плоскостей и при многократном изгибе колец.

Для снятия остаточных напряжений необходимо осуществлять среднетемпературный отпуск при $t=550^\circ$ в течение 2—2,5 час. перед электролитическим покрытием хромом.

Целесообразность применения искусственного старения колец до их механической обработки должна решаться после определения остаточных напряжений (достаточно определить величину ΔA_0), возникающих на операциях абразивной обработки плоскостей.

3. Индивидуальные поршневые кольца имеют неодинаковые упругие свойства по контуру, что обуславливает возникновение не одинаковых по контуру остаточных напряжений. Средний температурный отпуск колец, прошедших операции механической обработки, позволит частично снять остаточные напряжения и тем самым уменьшить неравномерность удельного давления и «просвет» колец.

4. Для более полного использования упругих свойств кольца необходимо после анализа равенства $\sigma_{\text{над}} = \sigma_{\text{раб}}$, определяемого на основании конкретных условий, корректировать замки согласно приведенной выше методике.

5. При обработке наружных радиусов уменьшается упругость Q не только за счет уменьшения живого сечения, но благодаря дополнительному уменьшению величины замка A в свободном состоянии. Необходимо стремиться к меньшей величине R , соблюдая условие плавности переходного радиуса от наружной к боковым поверхностям.

В соответствии с выводами была изменена технология изготовления верхних компрессионных колец: уточнен химический состав, исключена операция искусственного старения в начале технического процесса, включена операция среднетемпературного отпуска колец после окончательного растачивания, изменены габариты заготовки.

Предельный и окончательный брак колец по упругости, достигающий ранее 50—76%, после внедрения новой технологии практически исчез; кроме того, уменьшился на 10—15% просвет (неприлегание) колец.

ЛИТЕРАТУРА

- Бабичев М. А., Методы определения внутренних напряжений в деталях машин, Изд-во АН СССР, М., 1955.
- Осипов А. Т., Влияние неравномерности структуры и упругих свойств чугуна на качество поршневого кольца, Труды Уфимского авиационного института, вып. II, Башкирское книжное изд-во, 1954.
- Гинцбург Б. Я., Теория и расчет поршневых колец, Машгиз, 1945.
- Ипатов Н. К., Поршневые кольца транспортных моторов, Машгиз, 1947.

Применение поверхностной закалки при изготовлении шаровых пальцев автомобилей МАЗ

П. А. МИШИН, С. Н. ДРОЗД

Минский автозавод

На Минском автозаводе проведена работа по замене стали марки 12ХН3А, применяемой для изготовления шарового пальца тяги сошки рулевого управления и шарового пальца наконечника тяги рулевой трапеции, на сталь 40ХН с закалкой шара пальца т. в. ч. (рис. 1).

Цель этой работы заключается:

1) в высвобождении высоколегированной никелесодержащей стали;

2) в снижении трудоемкости термообработки (снятие операции омеднения, цементации, низкого отпуска);

3) в снижении себестоимости за счет стоимости металла и трудоемкости в сумме 69 тыс. руб. в год;

4) в обеспечении перспективы перевода термообработки пальцев непосредственно в линии механической обработки.

Химический состав двух марок сталей приведен в табл. 1.

Определение механических свойств производилось на стандартных образцах диаметром 8 мм, изготовленных по ГОСТу 1497-42.

Определение ударной вязкости производилось на образцах типа «Менаже», изготовленных по ГОСТу 1524-42.

Образцы на растяжение испытывались на универсально-разрывной гидравлической машине на 10 000 кг типа «Риль».

Ударные образцы испытывались на маятниковом копре типа «Шарпи» на 30 кгм. Механические свойства испытывавшихся сталей после термоулучшения приведены в табл. 2.

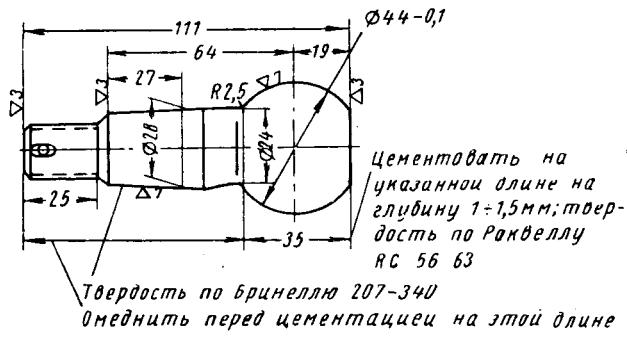


Рис. 1. Общий вид и чертеж шарового пальца наконечника тяги рулевой трапеции.

Шаровые пальцы из стали 12ХН3А изготавливаются из круга диаметром 46 мм.

Технология изготовления шаровых пальцев из стали 12ХН3А включает в себя следующие операции:

1) полная токарная обработка пальца на шестишпиндельном автомате;

Таблица 1

Химический состав	Сталь 12ХН3А	Сталь 40ХН
	C	0,13
Mn	0,40	0,50
Si	0,25	0,27
Cr	0,65	0,70
Ni	3,0	1,5

12ХН3А (закалка 900°—масло, отпуск 500°—1 час)						40ХН (закалка 850°—масло, отпуск 650°—1 час)					
σ_s В kg/mm^2	σ_b В kg/mm^2	δ_{10} В %	ψ В %	a_k В kg/cm^2	d_b	σ_s В kg/mm^2	σ_b В kg/mm^2	δ_{10} В %	ψ В %	a_k В kg/cm^2	d_b
76,0	82,5	11,6	74	19,6	3,9	73,0	86,0	14,7	70,5	20,9	3,85
74,0	83,0	11,9	73	17,6	3,9	72,0	85,0	14,7	70,0	21,2	3,85
78,0	85,0	11,9	73	18,8	3,85	73,0	86,0	14,7	70,0	20,5	3,9
74,5	83,5	11,9	75	17,9	3,85	73,0	85,5	16,2	70,0	20,0	3,9
—	82,0	11,9	72	19,5	3,85	73,0	85,5	14,7	70,0	21,0	3,95
75,0	82,0	11,9	73	17,6	3,85	74,0	86,0	14,5	6,9	21,5	3,95
77,0	86,0	11,9	74	17,7	3,8	74,0	85,0	15,2	70,0	20,5	3,9
—	—	—	—	18,4	3,9	74,0	85,0	14,0	70,0	20,8	3,9
—	—	—	—	19,1	3,9	73,0	87,0	16,0	71,5	21,8	3,85
—	—	—	—	17,3	3,85	74,0	87,0	15,0	69,5	21,2	3,9
—	—	—	—	17,2	3,9	—	—	—	—	—	—
—	—	—	—	18,6	3,9	—	—	—	—	—	—
Средние значения						75,6	83,5	11,7	73,5	18,3	—
						73,3	85,8	15,0	70,0	20,95	—

2) сверление отверстия диаметром 4 мм;

3) термообработка (смедение пальца, цементация шара на глубину 1,3—1,6 мм, закалка в конвейерном агрегате с температурой $850 \pm 10^\circ$, охлаждение в масле, высокий отпуск при температуре $650 \pm 10^\circ$, закалка шара в соляной ванне с температурой $820 \pm 10^\circ$, выдержка 15—18 мин., охлаждение в масле, отпуск при температуре $180—200^\circ$);

4) шлифование под накатку резьбы $1M18 \times 1,5$ до диаметра 16,94—16,87 на длине 28 мм;

5) накатка резьбы $1M18 \times 1,5$;

6) шлифование конуса 1:8;

7) шлифование сферы.

Макро- и микроструктура шаровых пальцев из стали 12ХН3А после термообработки показаны на рис. 2. Глубина цементованного слоя составляет 1,3 мм. Структура цементованного слоя состоит из мартенсита и аустенита. Структура сердцевины состоит из сорбита и феррита.

Для изготовления шаровых пальцев из стали 40ХН применялся круг диаметром 52 мм из-за отсутствия на заводе круга диаметром 46 мм.

Технология изготовления шаровых пальцев включала в себя следующие операции:

1) обточка круга с диаметра 52 мм до диаметра 46 мм;

2) полная токарная обработка на шестишпиндельном автомате;

3) сверление отверстия диаметром 4 мм;

4) термообработка (закалка с температурой 850° , охлаждение в масле, отпуск при температуре $650 \pm 10^\circ$, закалка шара индукционным нагревом).

Режим закалки: напряжение 750 в, мощность 70 квт, ток нагрузки 120 а, время нагрева 7 сек., охлаждение 12 сек. с самоотпуском, твердость поверхности шара после закалки RC 56—63. Затем производились накатка резьбы, шлифование конуса и сферы.

Для определения макро- и микроструктуры исследовалась партия шаровых пальцев в количестве 5 шт. Структура шаровых пальцев из стали 40ХН показана на рис. 3; закаленная зона представляет собой мартенситотроостит, сердцевина — сорбит. Изменение твердости по глубине закаленного слоя показано на рис. 4. Глубина слоя полной закалки 5 мм.

На выносливость испытывались шаровые пальцы серийного производства из стали 12ХН3А и шаровые пальцы из стали 40ХН с закалкой шара индукционным нагревом и твердостью всего пальца RC 24—30.

Испытания проводились в приспособлении, состоящем из стойки для крепления пальца и пневматического рубильного молотка марки МР-4, с помощью которого создавалась ударная нагрузка. Величина нагрузки измерялась с помощью динамометра ДС-3. Напряжения, возникающие в месте разрушения, определялись по формуле

$$\sigma = \frac{P l}{0,1 d^3} \text{ кг}/\text{мм}^2,$$

где P — прилагаемая нагрузка в кг;

l — плечо приложения нагрузки в мм;

d — диаметр в месте разрушения в мм.

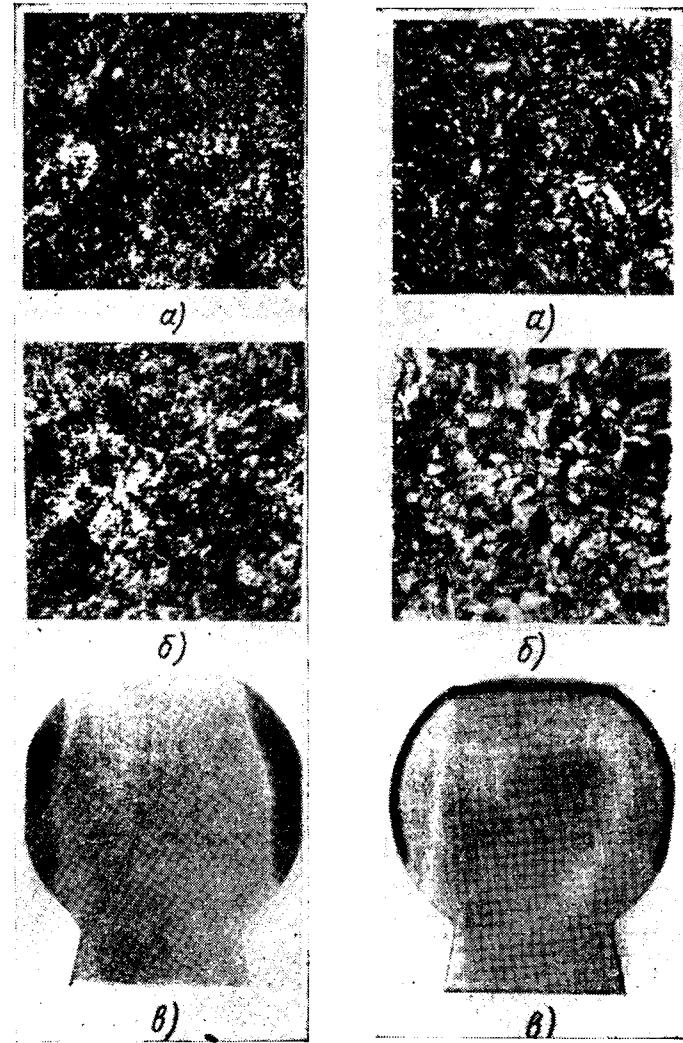


Рис. 2. Макро- и микроструктура шарового пальца из стали 12ХН3А после цементации и закалки:

а — микроструктура цементованного слоя ($\times 500$); б — микроструктура сердцевины ($\times 500$); в — макрошлиф цементованного шарового пальца.

Рис. 3. Макро- и микроструктура шарового пальца из стали 40ХН после закалки с нагревом т. в. ч.:

а — микроструктура закаленного слоя с нагревом т. в. ч. ($\times 500$); б — микроструктура сердцевины ($\times 500$); в — макрошлиф шарового пальца закаленного с нагревом т. в. ч.

При напряжении 45 кг/мм² шаровые пальцы из стали 40ХН выдерживают до разрушения 122 000—369 000 циклов, из стали 12ХН3А 99 000—218 400 циклов. При напряжении 33 кг/мм² шаровые пальцы из стали 40ХН выдерживают до разрушения 432 000—958 500 циклов, из стали 12ХН3А 486 000—877 800 циклов.

При напряжении 22 кг/мм² шаровые пальцы из стали 40ХН выдерживают до разрушения 1 151 000—5 000 000 циклов, из стали 12ХН3А 1 287 000—5 000 000 циклов.

Полученные данные показывают, что шаровые пальцы из стали 12ХН3А после термоулучшения на твердость RC 20—24 (серийные) и шаровые пальцы из стали 40ХН после термоулучшения на твердость RC 24—30 имеют практически одинаковую выносливость. Разрушение шаровых пальцев происходило в месте перехода шара в конус. Трещина усталости начиналась в зоне растягивающих напряжений в верхней части шейки. В изломе имеются две зоны: мелкозернистая зона усталостного разрушения занимает около $\frac{2}{3}$ части поверхности излома, остальная часть соответствует конечному разрушению.

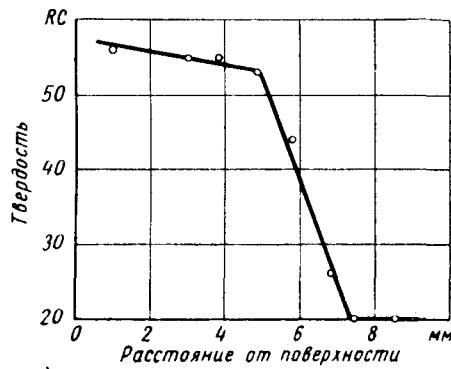


Рис. 4. Изменение твердости по глубине закаленного слоя шарового пальца из стали 40ХН после закалки т. в. ч.

Шаровые пальцы после термоулучшения из стали 20ХН и из стали 12ХН3А испытывались на статический изгиб на 100-тонной гидравлической универсально-разрывной машине. Палец прикреплялся в приспособлении, а статическая нагрузка прикладывалась через пuhanсон к шаровой поверхности пальца. На основании полученных данных строились кривые прогибов, определялись значения предела пропорциональности при изгибе и величина прогиба.

Кривые прогиба даны на рис. 5.

Шаровые пальцы из стали 40ХН (кривая 1) дали среднее значение предела пропорциональности при изгибе 80 кг/мм². Прогиб при нагрузке 9000 кг равнялся 2,6 мм, остаточная деформация 0,75 мм.

Шаровые пальцы из стали 12ХН3А (кривая 2) дали среднее значение предела пропорциональности при изгибе 66 кг/мм². Прогиб при нагрузке 9000 кг равнялся 5,5 мм, остаточная деформация 3,3 мм.

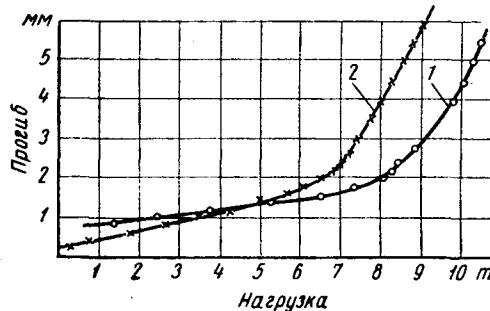


Рис. 5. Кривая статического изгиба шарового пальца из стали 40ХН и кривая статического изгиба шарового пальца из стали 12ХН3А.

Полученные данные показывают, что шаровые пальцы из стали 40ХН имеют более высокие характеристики статической прочности, предел пропорциональности выше на 14 кг/мм², или на 20%, чем шаровые пальцы из стали 12ХН3А. Предел прочности шаровых пальцев не определялся.

Выводы

1. Механические свойства стали 12ХН3А и 40ХН в термоулучшенном состоянии одинаковы (см. табл. 2).

2. Усталостная прочность шаровых пальцев из стали 12ХН3А и 40ХН после термоулучшения равнацена.

3. Статическая прочность на изгиб (по пределу пропорциональности) шаровых пальцев из стали 40ХН термоулучшенных на твердость RC 24—30 на 20% выше, чем у серийных шаровых пальцев из стали 12ХН3А.

Окончательное решение о переходе на технологический процесс закалки т. в. ч. и сталь 40ХН для шаровых пальцев будет принято по результатам эксплуатационных испытаний выпущенной промышленной партии автомобилей МАЗ-205 в количестве 1000 шт.

Об изменении линейных размеров поршневых пальцев во время работы двигателя

М. И. КОРЖ, Е. И. РАИХЕЛЬС, И. И. ФАЛЬКО

Харьковский завод «Серп и молот», Харьковский университет имени Горького

ПРИ ДЕМОНТАЖЕ опытного двигателя с воспламенением от сжатия СМД-14 после его испытания было обнаружено, что линейные размеры поршневых пальцев увеличились на 0,02 мм, что вызвало нарушение зазоров между пальцем и поршнем, повышенный натяг, деформацию бобышки и поршня и, как следствие этого, задиры или разрушения поршня.

Поршневые пальцы изготавливались из стали 12ХН3А, химический состав которой: С 0,11—0,17%; Si 0,17—0,37%; Mn 0,30—0,60%; Cr 0,60—0,90%; Ni 2,75—3,25%; S и P до 0,025%; остальное — железо.

Пальцы подвергались цементации при температуре $t = -970\text{--}980^\circ$; длительность цикла 12—13 час. с охлаждением на воздухе, глубина цементации 1,25—1,65 мм. После цементации поршневые пальцы подвергались закалке с $t = 790\text{--}820^\circ$ в масле. Время нагрева под закалку 40—45 мин. После закалки детали промывались водой при $t = 80\text{--}90^\circ$. Отпуск производился при $t = 220\text{--}240^\circ$ в течение 50—55 мин. Твердость поршневых пальцев RC 56—65.

Была проведена работа по определению причин роста поршневых пальцев двигателя СМД во время его испытания и способов его устранения.

С помощью метода рентгеноструктурного анализа было обнаружено, что цементированный слой содержит в себе остаточный аустенит. Количество остаточного аустенита определялось методом гомологических пар [1] и методом сравнения интегральной интенсивности линий аустенита и мартенсита [2]. Эти методы давали расхождение результатов 1—2% аустенита.

Распределение остаточного аустенита по глубине цементованного слоя показано на рис. 1. Таким образом, установлено, что причиной большого роста поршневых пальцев является наличие в исходном состоянии высокого процентного содержания аустенита в цементованном слое (до 30%). Для подбора режимов термообработки, обеспечивающих минимальный рост, было взято семь поршневых пальцев в состоянии поставки. Они проходили дополнительный отпуск при $t = 180^\circ$, $t = 200^\circ$, $t = 220^\circ$ и $t = 240^\circ$ в времени отпуска по 3 часа. Каждый палец подвергался измерению до и после дополнительных отпусков.

двух взаимно-перпендикулярных направлениях по диаметру (в четырех поясах) и вдоль образующей (рис. 2). Исходные размеры поршневого пальца: $l=102 \text{ мм}$, $d=42 \text{ мм}$.

Средние значения изменения линейных размеров поршневых пальцев в продольном (по ВВ) и поперечных (по АА и ББ) направлениях даны в таблице.

Из таблицы видно, что усредненное приращение линейных размеров поршневых пальцев увеличивается по мере повышения температуры отпуска.

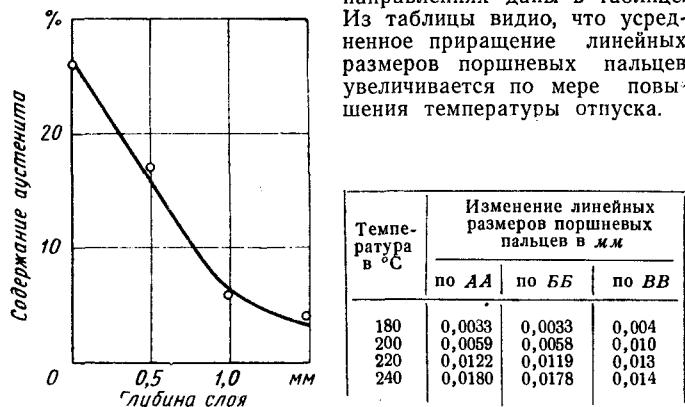


Рис. 1.

Графически эта зависимость изображена на рис. 3. Среднее значение величин, измеренных по диаметру, равно

$$(\Delta d)_{cp} = \frac{(\Delta l)_{cp}^{AA} + (\Delta l)_{cp}^{BB}}{2}.$$

На том же графике показана зависимость содержания аустенита на поверхности поршневого пальца от температуры отпуска. Как видно из рис. 3, по мере повышения температуры отпуска поршневых пальцев увеличиваются приращения линейных размеров их, а также уменьшается количество остаточного аустенита.

Уменьшение количества остаточного аустенита при отпусках и увеличение линейных размеров поршневых пальцев тесно связаны между собой.

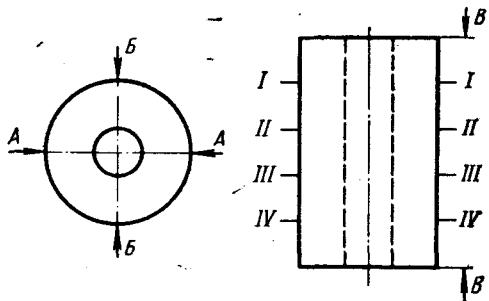


Рис. 2.

При температурах отпуска 180—240° происходит $\gamma \rightarrow \alpha$ превращение. Плотно упакованная гранецентрированная решетка аустенита переходит в объемноцентрированную решетку мартенсита, обладающую меньшей плотностью упаковки, т. е. большим объемом, приходящимся на один атом железа. Превращение аустенита в мартенсит при отпусках приводит к увеличению поршневых пальцев.

Если концентрацию аустенита в любой точке поршневого пальца обозначить через $C(x)$, где x — координата точки, и принять, что $C(x)$ — величина постоянная вдоль окружности кольца (на рис. 4 это изображено заштрихованной площадью), то изменение диаметра поршневого пальца Δd будет следовать по такому закону:

$$\Delta d = (d_{02} - d_{01}) \times$$

$$\times \left\{ \frac{1}{1 - 2 \frac{V_a - V_\gamma}{(d_{02} - d_{01})V_a} \int_{\frac{1}{2}d_{02}}^{\frac{1}{2}d_{01}} C(x) dx} - 1 \right\}, \quad (1)$$

где Δd — увеличение диаметра поршневого пальца; d_{01} и d_{02} — внутренний и внешний диаметры поршневого пальца до роста;

V_a и V_γ — удельные объемы, приходящиеся на один атом железа в элементарных ячейках соответственно мартенсита и аустенита.

Эта формула справедлива для случая, когда длина всего цементированного слоя, т. е. длина поршневого пальца, во много раз превышает толщину цементированного слоя (в настоящей работе это отношение свыше 50, т. е. требуемое условие выполнено).

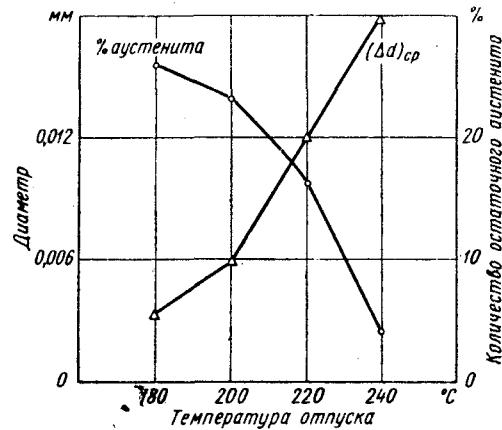


Рис. 3.

При пользовании формулой (1) необходимо помнить, что V_a и V_γ являются объемами, приходящимися на один атом железа. Так как базис гранецентрированной решетки аустенита имеет четыре атома железа, а мартенсита — два атома, то V_a и V_γ определяют как объемы соответствующих решеток, деленные на число атомов, составляющих базис решетки. Величина V_γ определяется как объем элементарной ячейки аустенита, деленный на 4. Объем V_a равен объему элементарной ячейки мартенсита, деленному на 2:

$$\frac{1}{2} d_{02} \\ \text{Интеграл} \\ \int C(x) dx \\ \frac{1}{2} d_{01}$$

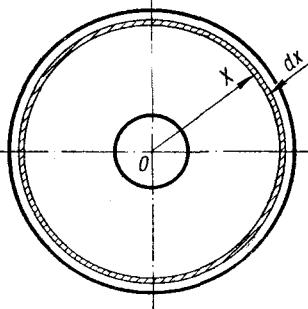


Рис. 4.

определяется как площадь, ограниченная кривой распределения остаточного аустенита по глубине цементированного слоя и осями координат (рис. 1). Как видно из рис. 1, эта площадь с достаточной точностью может быть заменена площадью прямоугольного треугольника, катеты которого равны соответственно концентрации аустенита на поверхности поршневого пальца и глубине цементированного слоя.

Эта аппроксимация избавляет от необходимости проводить длительные и трудоемкие исследования по нахождению площади, ограниченной кривой линией.

Для удобства расчетов по формуле (1) выражение

$$\sqrt{1 - 2 \frac{V_a - V_\gamma}{V_a (d_{02} - d_{01})} \int_{\frac{1}{2}d_{02}}^{\frac{1}{2}d_{01}} C(x) dx} \frac{1}{2} d_{01}$$

разлагаем в степенной ряд относительно величины

$$\left| 2 \frac{V_a - V_\gamma}{V_a (d_{02} - d_{01})} \int_{\frac{1}{2}d_{02}}^{\frac{1}{2}d_{01}} C(x) dx \right| \ll 1$$

(в данном случае эта величина имеет порядок 10^{-3}).

Тогда формула (1) приобретает следующий вид:

$$\Delta d = \frac{V_a - V_1}{V_a} \int_{\frac{1}{2}d_{01}}^{\frac{1}{2}d_{02}} C(x) dx. \quad (2)$$

Выведенная формула с точностью до 2% описывает действительное увеличение поршневого пальца при росте.

Принципиально формулу (2) можно использовать для определения допустимого процентного содержания аустенита в детали, если задается допустимый рост ее.

Чтобы не было роста поршневого пальца, интеграл

$$\int_{\frac{1}{2}d_{01}}^{\frac{1}{2}d_{02}} C(x) dx$$

должен быть равен нулю, т. е. в цементован-

ном слое (и, конечно, во всей детали) не должно быть аустенита.

Уменьшение содержания аустенита путем понижения температуры закалки или повышения температуры отпуска неприемлемо ввиду изменения механических свойств деталей (понижение твердости).

Поэтому завод снизил содержание аустенита путем введения такой термообработки: деталь закаливается с нижнего предела температуры закалки, равной 790°. Отпуск производится при той же температуре 220—240° и времени отпуска 1,5 часа. Благодаря введению такого режима термообработки значительно (до 10%) снизилось содержание аустенита в цементованном слое. Это уменьшило изменение линейных размеров поршневого пальца во время работы двигателя. Рост поршневых пальцев по диаметру не превышал 10 мк вместо прежнего роста до 20 мк, наблюдавшегося при прежней термообработке поршневых пальцев.

Как показали опыты, выдержка при $t = -70^\circ$ в течение 4 час. свела к нулю содержание аустенита в цементованном слое и рост поршневых пальцев не наблюдался.

ЛИТЕРАТУРА

1. Нечволоводов В. В., Сб. «Рентгенография в применении к исследованию материалов», 1936.

2. Палатник Л. С. и Фукс М. Я., Ученые записки Харьковского государственного университета, т. 3, стр. 213, 1950.

Пневматическая оправка для зажима тонкостенных деталей

А. Б. НОВИКОВ, Н. А. СОЛОВЬЕВ, Н. А. ПОТЕМКИН

Ярославский моторный завод

ОПРАВКА для тонкостенных деталей представляет собой диск с конусной консолью. Конус консоли соответствует литейному уклону внутреннего базового отверстия детали (равен 3°).

По наружному диаметру консоли нарезана правая винтовая канавка следующего профиля: радиус 5 мм, глубина 10,5 мм, шаг 14 мм, конусность 3°.

На расстоянии 5 мм от торца диска перпендикулярно оси оправки 1 (см. рисунок) имеется отверстие для установки обратного клапана.

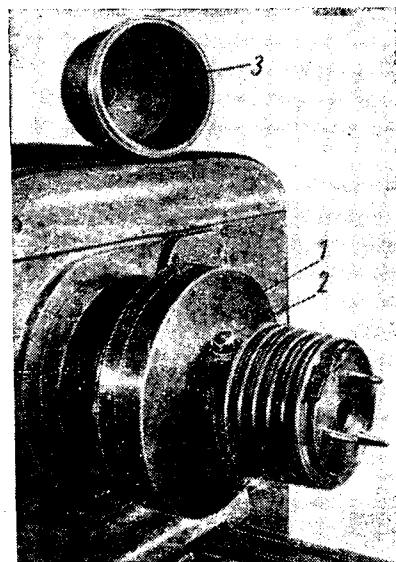
В радиусные канавки помещается резиновая трубка с наружным диаметром 10 мм, внутренним 5 мм.

Один конец трубы наглухо закрывается металлической пробкой; этим концом трубка крепится к канавке. Второй конец трубы посредством штуцера и специального колпака крепится к обратному клапану 2, образуя замкнутый контур пневматической системы. Диск оправки пригоняется по месту к планшайбе станка.

Зажим детали осуществляется следующим образом: деталь 3 надевается на оправку и перемещается до трех упоров, установленных с торца консоли. Воздух от магистрали под давлением 5 кг/см² подводится к обратному клапану. При включении подачи воздуха открывается обратный клапан и воздух заполняет пневматическую систему. Резиновая трубка раздувается, что обеспечивает зажим детали. В момент перекрытия воздуха обратный клапан закрывается и сохраняет в замкнутом контуре пневматической системы создавшееся давление. После перекрытия воздуха можно приступить к обработке детали.

Данная оправка позволила осуществить токарную обработку тонкостенного колпака центробежного фильтра очистки масла

при минимальной деформации (эллипсность наружного диаметра выточки 0,05—0,08 мм) и отсутствии вибраций.



При жестком механическом зажиме данного колпака эллипсность достигает 0,15—0,2 мм.

Освобождение детали после обработки производится нажатием кнопки обратного клапана.

Информация

ПРИБОР ДЛЯ ЗАПИСИ РЕЖИМА ПУСКА ДВИГАТЕЛЕЙ

В НИИАВТОПРИБОРОВ изготовлен прибор для записи режима пуска автомобильного (тракторного) двигателя.

Запись прибора позволяет определить среднее число оборотов коленчатого вала, время до первой вспышки, продолжительность пуска и цилиндр, в котором произошла первая вспышка.

преобразователи: трансформатор, со вторичной обмотки которого снимается напряжение 220 в для синхронного двигателя типа СД-60 и напряжение 24 в, подаваемое на клеммы селенового выпрямителя; асинхронный двигатель мощностью 30 вт, на валу которого расположен ведущий ролик лентопротяжного механизма; два прерывателя; два электромагнита (катушки 1 и катушки 2); кон-

Электромагниты (катушки 1 и катушки 2) расположены на панели таким образом, чтобы установленные у торцов катушек фиксирующие устройства находились на обратной стороне панели, т. е. над телеграфной лентой. На рис. 4 дана схема одного фиксирующего устрой-

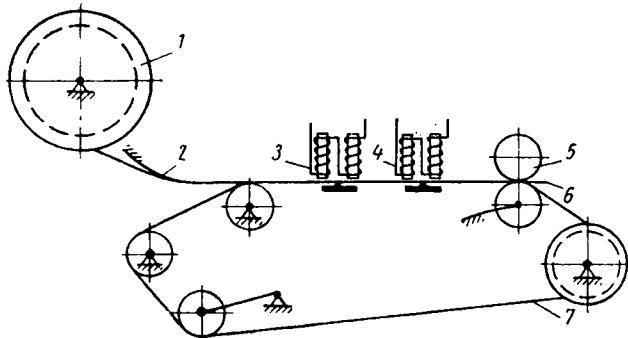


Рис. 1. Прибор для записи режима пуска двигателя.

1 — кассета; 2 — натяжная пружина; 3 — катушка 1; 4 — катушки 2; 5 — ведущий ролик; 6 — телеграфная лента; 7 — копировальная лента.

Прибор состоит из лентопротяжного механизма и механизма отметок времени и отметок верхних мертвых точек (в. м. т.) поршней. Для записи отметок используется обычная телеграфная лента, которая передвигается при помощи лентопротяжного механизма (рис. 1). Для направления движения ленты служат: один ведущий ролик, два холостых ролика и пластинчатая пружина. Один из холостых роликов прижат к ведущему другой пластинчатой пружиной, натяжение которой регулируется. Ведущий ролик протягивает вместе с телеграфной лентой и копировальную ленту. На участке между двумя верхними холостыми роликами ленты находятся в соприкосновении и при движении имеют равные скорости. Телеграфная лента (в виде рулона) вставляется в кассету. Копировальная лента движется по замкнутому контуру дополнительно по трем холостым роликам. Нижний холостой ролик служит также для натяжения копировальной ленты. Ось этого ролика закреплена на одном конце рычага, второй конец которого при помощи шарнира крепится к панели. Таким образом, копировальная лента натягивается под действием собственного веса нижнего холостого ролика.

Кассета и два холостых ролика размещены на одной панели, а ведущий ролик и остальные холостые ролики — на другой панели. Эти панели закреплены в вертикальном положении на общем основании прибора, представляющем собой текстолитовую плиту.

На рис. 2 дана принципиальная схема механизма отметок времени и отметок в. м. т. В электрическую схему механизма входят следующие потребители и

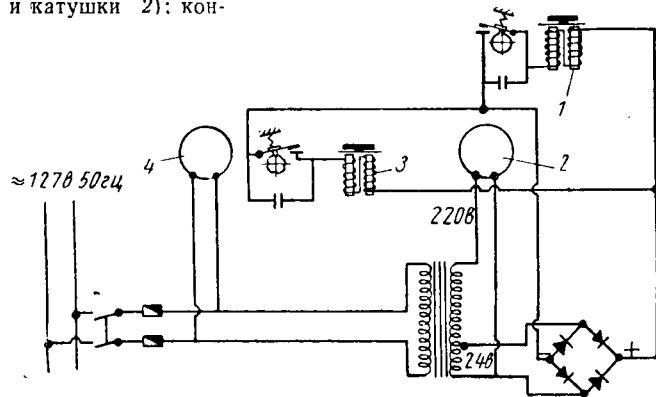


Рис. 2. Принципиальная схема механизма отметок времени и отметок в. м. т.:

1 — катушки 1; 2 — синхронный двигатель; 3 — катушки 2; 4 — асинхронный двигатель.

денсаторы в цепи каждого электромагнита.

Асинхронный двигатель и цепи механизма отметок времени и отметок в. м. т. включены в сеть 127 в.

Вращение от синхронного двигателя через червячный редуктор передается кулачку прерывателя, имеющему на окружности один вырез глубиной 2,5 мм, который сделан в виде полулуски. При работе синхронного двигателя кулачок делает 60 об/мин.

К кулачку при помощи пружины прижат токопроводящий изолированный рычаг прерывателя, шарнирно закрепленный одним концом. Второй конец рычага является контактом. Посредине рычага имеется выступ, который входит в вырез врачающегося кулачка прерывателя, в результате чего контакты замыкаются и размыкаются один раз за один оборот кулачка. В момент замыкания по катушкам 1 идет постоянный ток 24 в.

Аналогичным образом замыкается цепь катушек 2. Различие заключается в том, что при одном обороте кулачка прерывателя цепь замыкается (и размыкается) 5 раз благодаря наличию на нем пяти вырезов (рис. 3). Четыре выреза (основные) расположены под углом 90° друг к другу, а пятый — рядом с одним из основных.

Кулачок расположен на выходном валу редуктора (передаточное отношение 1:2), первичный вал которого имеет жесткую связь с коленчатым валом испытуемого двигателя.

Синхронный двигатель с редуктором, трансформатор, селеновый выпрямитель и рубильник установлены на общем основании прибора.

ства (второе устройство по конструкции аналогично).

Когда в цепи катушек 1, соединенных последовательно, ток отсутствует, якорь 2 под действием пружины 3 занимает положение, показанное на рисунке (на

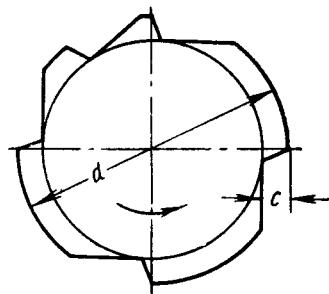


Рис. 3. Кулачок прерывателя.

принципиальной схеме механизма отметок времени и отметок в. м. т. якорь изображен в виде пластинки с остринем посередине). В таком положении шток 4 не касается телеграфной ленты 5. При замыкании цепи катушек якорь, сидящий на опоре, под действием магнитной силы, наводимой сердечниками 6, может поворачиваться. Шток шарнирно соединен с якорем. В пластинке 7 имеется отверстие для направления штока при движении. Столик 8, по которому скользят телеграфная и копировальная ленты, прикреплен к панели.

При включении прибора в сеть начинает работать асинхронный двигатель, а

ведущий ролик, расположенный на его валу, начинает протягивать ленты. Одновременно начинает работать синхронный двигатель. Закрепленный на валу червячного редуктора кулачок отметок времени, делая 60 об/мин, замыкает и раз-

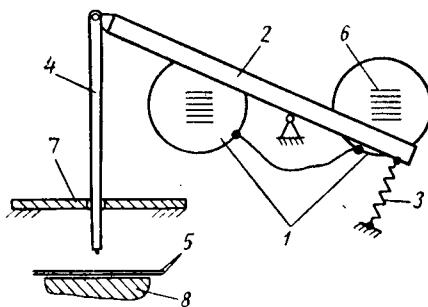


Рис. 4. Схема фиксирующего устройства.

мыкает цепь электромагнита (катушки 1) через каждую секунду. При замыкании наводимая в сердечниках катушек электромагнитная сила поворачивает рычаг до горизонтального положения. Вследствие этого шток, проходя в отверстия пластинки 7 (рис. 4), ударяет по телеграфной ленте. В момент размыкания цепи катушек пружина 3 возвращает якорь и шток в исходное положение.

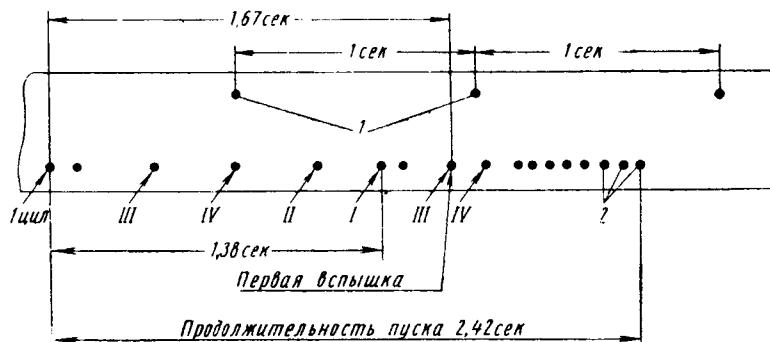
В результате удара штока на телеграфной ленте остается отметка в виде точки. Скорость протягивания телеграфной ленты подобрана так, чтобы точки, печатаемые штоком, на ней располагались через 30 мм друг от друга на одной линии. Следовательно, линейный масштаб времени: 1 сек. соответствует 30 мм на телеграфной ленте.

На рис. 5 показан пример обработки записи на телеграфной ленте. Запись показывает, что коленчатый вал двигателя с момента начала пуска сделал два оборота за 1,38 сек. Следовательно, среднее число оборотов коленчатого вала составляет $n = \frac{2 \cdot 60}{1,38} = 87$ об/мин. Первая вспышка произошла в цилиндре III через 1,67 сек., так как расстояние между отметками в. м. т. цилиндров III и IV

гателей показала надежность его работы. Совершенно не требуется повторно настраивать прибор, погрешность изменений ничтожна.

Для обработки данных записи требуется всего несколько минут. Применение специальных таблиц, составленных в институте, позволяет получать результат исследований сразу.

Описанный принцип записи режимов пуска может быть использован при ис-

Рис. 5. Обработка записи на телеграфной ленте:
I—IV — цилиндры; 1 — отметки времени; 2 — отметки в. м. т.

уменишилось, что свидетельствует о резком увеличении скорости вращения. Прекращение печатания отметок в. м. т. вследствие инерционности сердечника электромагнита принимается за начало самостоятельной работы двигателя. В данном примере продолжительность пуска равна 2,42 сек. По истечению 2,42 сек. с начала пуска наблюдается самостоятельная работа двигателя.

Трехлетняя практика применения прибора в НИИАвтоприборов при исследовании автомобильных и тракторных дви-

гательных одно-, двух- и шестицилиндровых двигателей (в том числе и двигателей с воспламенением от сжатия) с учетом того, что количество пазов на диске прерывателя в узле отметок в. м. т. должно во всех случаях соответствовать числу цилиндров испытуемого двигателя.

Ф. И. ОСИПОВ
НИИАвтоприборов

АВТОМАТ, ОБЛЕГЧАЮЩИЙ УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОВИЛЕМ

ПРИ ЕЗДЕ по автомагистралям обычно придерживаются постоянной скорости движения автомобиля. Водителю приходится все время держать ногу на педали подачи топлива, что вызывает значительную утомляемость при езде на дальние расстояния. Кроме того, несколько повышается расход топлива, так как даже самое незначительное изменение положения дроссельной заслонки карбюратора во время движения отражается на экономичности работы двигателя.

Кафедрой электротехники Днепропетровского инженерно-строительного института создан электрический автомат, облегчающий управление автомобилем.

При нажатии на кнопку автомат мгновенно фиксирует режим работы двигателя, соответствующий той скорости автомобиля, которая была в момент нажатия кнопки. После этого водитель может снять ногу с педали подачи топлива.

На подъемах или при обгонах водитель может, не включая автомата, увеличивать подачу топлива обычным путем. Затем при снятии ноги с педали

вновь ранее заданный режим движения сохраняется.

При торможении или воздействии на сцепление автомат отключается автоматически и двигатель переходит на режим холостого хода до того, как успеют сработать тормоза или сцепление, чем обеспечивается безопасность движения.

Автомат представляет собой малогабаритный прибор (рис. 1), состоящий из сердечника 1, обмотки 2 и якоря 3. С якорем связан шкив 4, который совместно с ним может поворачиваться вокруг оси и перемещаться в осевом направлении. Пружина 5 автомата перемещает якорь в осевом направлении при выключении тока в обмотке и наматывает на шкив трос 6 внатянутом состоянии наматывается и сматывается со шкива, который «следит» за положением дроссельной заслонки.

Если водитель, достигнув нужной скорости автомобиля, хочет зафиксировать соответствующее этой скорости положение педали подачи топлива, он включает

автомат, нажав на кнопку 7. Якорь притягивается к сердечнику и зафиксирует шкив и педаль подачи топлива в заданном положении. Перемещаясь в осевом направлении, якорь замыкает блок-контакт 8, благодаря чему автомат остается

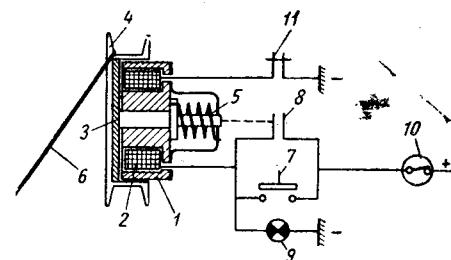


Рис. 1. Автомат, облегчающий управление автомобилем.

включенным после отпускания кнопки. При включенном автомате сигнальная лампа 9, вмонтированная в светящуюся кнопку, загорается.

Выключение автомата производится или замком зажигания 10 автомобиля, или легким нажатием на педаль тормоза или сцепления, которые размыкают контакт 11. При этом прерывается ток в обмотке, трос освобождается, педаль подачи топлива мгновенно занимает начальное положение, а двигатель переходит на режим холостого хода.

Если на подъемах или обгонах водитель увеличивает подачу топлива, не выключая автомата, трос провисает. Когда же нога вновь будет снята с педали, трос натягивается и педаль занимает положение, зафиксированное ранее.

Автомат может быть установлен на любом автомобиле (легковом, грузовом или автобусе) под капотом в любом удобном месте (рис. 2) с таким расчетом, чтобы при нажатии педали подачи топлива точка крепления троса к приводу дроссельной заслонки перемещалась в направлении его установки. Этот автомат подключается к существующей схеме электрооборудования автомобиля. Пусковая кнопка монтируется под щитком измерительных приборов. На рис. 2 показана установка автомата на автомобиле «Волга».

Автомат значительно облегчает труд водителей во время дальних рейсов, обеспечивая при этом экономию топли-

ва примерно на 5%; он прост по устройству, недорог в изготовлении и может выпускаться как обособленный прибор электрооборудования, пригодный для установки на любом автомобиле. Мощность, потребляемая прибором, 2,5 вт.

ферополь, на участке Запорожье—Симферополь при скорости автомобиля 80—90 км/час.

В настоящее время по договору с автотранспортным управлением Днепропетровского совнархоза институтом из-

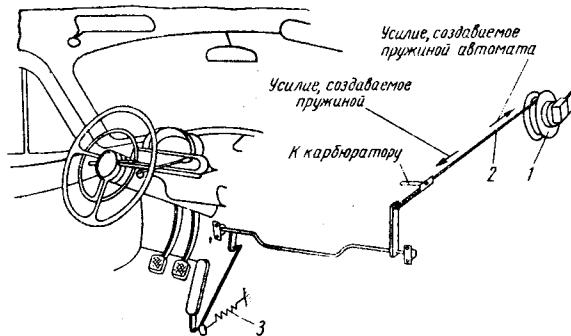


Рис. 2. Установка автомата на автомобиле «Волга»
1 — шкив автомата; 2 — трос; 3 — пружины педали подачи топлива.

Опытный образец автомата эксплуатируется на автомобиле «Победа» более 3 лет (общий пробег 50 000 км), показав хорошие эксплуатационные качества и безотказную работу. Испытания проводились на автомагистрали Москва—Сим-

городовка партия автомоболов для установки на различных типах автомобилей дальних рейсов.

В. К. ЗОРИН

Днепропетровский
инженерно-строительный институт

ПЕРЕНОСНЫЙ ПРИБОР ДЛЯ ПРОВЕРКИ СВЕЧЕЙ ЗАЖИГАНИЯ

ОТДЕЛОМ свечей НИИАвтотрибо-ров разработан и изготовлен переносный прибор для проверки свечей зажигания (рис. 1).

Прибор предназначен для проверки свечей зажигания с резьбой M14×1,25 и M18×1,5.

Он позволяет непосредственно в автобазах и машинно-тракторных станциях производить всестороннюю проверку свечей зажигания без подключения к внешним источникам питания электроэнергии и сжатым воздухом. Габаритные размеры прибора 450×350×200 мм; прибор весит 16 кг. К прибору прилагаются: конусный щуп для измерения зазора между электродами, два мерителя для измерения высоты центрального и толщины бокового электродов, две камеры для измерения герметичности свечи по корпусу, секундомер, торцевые свечные ключи для размеров 22 и 27 мм, стальная щетка для зачистки резьбы ввертной части свечи, две футорки с резьбой под свечи.

Корпус прибора изготовлен из листового дюраля толщиной 2 мм. В верхней части прибора укреплена стальная плита, в которой имеются два сквозных отверстия.

Сверху эти отверстия прикрыты прозрачными колпачками из оргстекла, снизу—футорками с резьбой под свечи. Колпачки и футорки крепятся к плите болтами на резиновых прокладках для полной герметизации образованных таким образом рабочих камер.

К плите снизу, с правой стороны, крепится поршневой насос. Насос служит

для повышения давления в камерах прибора. Снизу в плиту ввернут манометр. От насоса в камеры и манометр

сжатый воздух поступает через отверстия, имеющиеся в плите. С торца в плите ввернут кран для выпуска сжатого воздуха.

В нижней части прибора между двумя текстиловыми панелями имеется ящик для ключей, щетки, секундомера и мерительного инструмента. На панели укреплены мегометр типа М1101 и керамическая пластина с двумя контактами для измерения шунтирующего сопротивления свечей зажигания.

Для проверки свечей на искрообразование к боковой левой стенке укреплено магнето типа М27 с редуктором. Ручка редуктора выведена наружу с левой стороны прибора.

Для измерения количества просачивающегося по центральному электроду или корпусу свечи воздуха к боковой левой стенке прибора с внутренней стороны прикреплена стеклянная трубка с подкрашенной водой. На трубке имеется шкала с ценой деления 1 см³. Стеклянная трубка со свечой соединяется при помощи резиновой трубки.

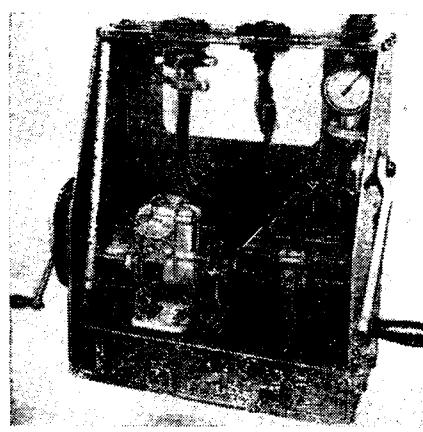


Рис. 1.

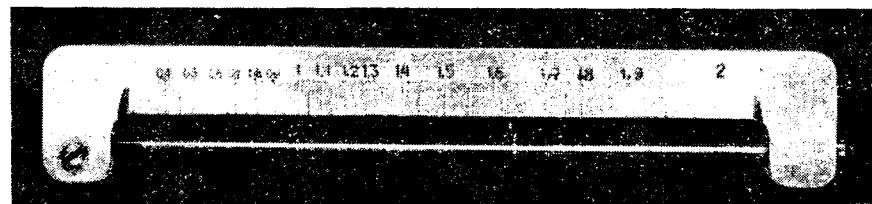


Рис. 2

Количество воздуха, просачивающегося по сопряжению в изолятор — корпус свечи, измеряется при помощи специальной камеры, охватывающей свечу.

Зазор между электродами измеряется специально изготовленным конусным шупом круглого сечения с интервалом в размерах 0,05 мм (рис. 2).

Износ центрального электрода определяется по изменению высоты выступающей части центрального электрода над юбочкой изолятора.

Износ бокового электрода определяется по изменению его толщины в месте искрообразования. Измерение высоты и толщины бокового электрода производится специально переделанными штангенциркулями с ценой деления миллиметра 0,1 мм.

Затем свеча укладывается на контакты керамической пластины. Вращая ручку мегометра, определяют величину шунтирующего сопротивления по шкале.

Проверку свечей на искрообразование

и герметичность производят согласно ГОСТу 2043-54.

Во время проверки свечей на герметичность давление в рабочей камере поддерживается в пределах 10 кг/см².

Испытание свечей на перекрытие искрообразования производится путем увеличения давления в рабочей камере свечи до полного прекращения искрообразования между электродами.

И. К. ДУДИКОВ

НИИАвтоприборов

Критика и библиография

И. Биллнгман, Высадка и штамповка, Пер. с нем. Е. Н. Ланского, Машгиз, 1960.

КНИГА является руководством по штамповке сталей и цветных металлов в серийном и массовом производстве. В ней освещаются вопросы высадки и объемной штамповки как в холодном, так и в горячем состоянии.

Литературы по высадке и штамповке издано очень немного, особенно по высадке в холодном состоянии.

Руководство состоит из следующих разделов: «Исходные материалы», «Основные принципы высадки и объемной штамповки», «Технологические процессы и оборудование», «Печи и нагревательные устройства», «Инструмент», «Применение высадки и объемной штамповки», «Брак при высадке и штамповке» и «Вопросы экономики».

Эти разделы отличаются друг от друга по полноте изложения и содержанию. Отдельные разделы и главы написаны в виде обзора и иоят чисто информационный характер, а поэтому не могут представлять интереса для специалистов. Такие разделы могли бы быть сокращены или совсем исключены, так как в справочном руководстве они необязательны и даже нежелательны.

В разделе «Внутрицеховой транспорт» даются краткие сведения о существовании тех или иных транспортных средств без их технической характеристики, а некоторые цифры маловероятны и не могут быть приняты всерьез (например, применение ручных тележек дышлового типа для грузов весом свыше 2 т).

Содержание раздела «Инструмент» сводится к общим понятиям об инструменте. Такие важные вопросы, как стойкость, проектирование и армирование инструмента, изложены в общих чертах и не дают полного представления.

В разделе «Расчет расходов на инструмент» по существу нет никакого расчета, а даются не нужные для руководства

сведения, которые только увеличивают объем книги. В книге имеются неточности в терминологии некоторых понятий. На фиг. 4 (стр. 13) приведена номограмма для определения концевых отходов; на самом деле это номограмма определения процента концевых отходов в зависимости от веса бунта.

На стр. 120 подписи не соответствуют помещенным фигурам (фиг. 81 и 83) и следовало бы поменять их местами. Под фиг. 82 написано «малым отношением» вместо «максимальным отношением» и т. д.

На стр. 148 автор утверждает, что сопротивление деформации при горячей штамповке падает с уменьшением температуры, а на стр. 99 сказано: «чем выше температура обработки, тем меньше сопротивление материала пластическому деформированию».

На стр. 154 дается формула для определения усилия при холодной высадке. Проводя преобразования, автор по непонятным причинам опускает истинное сопротивление деформации $K_{f,cm}$, поэтому в окончательном виде формула теряет всякий смысл.

На стр. 160 приводится формула для определения усилия при выдавливании, а расшифровка дается неполностью. При определении усилия автор не делает различия между прямым и обратным способами выдавливания.

Отмеченные недостатки в значительной степени снижают ценность книги, особенно, если учесть, что данная книга должна служить справочным руководством.

Следовательно, книга не может быть рекомендована в качестве руководства и к изданию подобных книг следует относиться более критически. Подобные книги следует издавать как авторизованные переводы, очищая их от неточностей и ненужных сведений, увеличивающих объем.

И. С. ВОЛКОВ

Московский автозавод имени Лихачева

К ЮБИЛЕЮ Я. М. ПЕВЗНЕРА

Исполнилось 50 лет со дня рождения и 30 лет научной деятельности руководителя лаборатории подвески НАМИ, профессора д-ра техн. наук Якова Мануиловича Певзнера.

Труды Я. М. Певзнера в области управляемости автомобиля нашли должное признание не только в СССР, но и за ее пределами.

Большое значение имеют работы Я. М. Певзнера по ряду новых проблем, возникших в последние годы в области теории подвески автомобиля. Всего у Я. М. Певзнера около 30 печатных работ, большинство из которых опубликовано в журнале «Автомобильная промышленность».

За разработку и внедрение в производство пневматической подвески автобуса ЛАЗ Яков Мануилович в 1961 г. удостоен золотой медали ВДНХ.

Всегда находясь в курсе важнейших новых проблем, своевременно откликаясь своими трудами на запросы автомобильной науки и техники Я. М. Певзнер содействует ее дальнейшему прогрессу.

Яков Мануилович! Поздравляем Вас со славным юбилеем и желаем дальнейших творческих успехов.

РЕДКОЛЛЕГИЯ ЖУРНАЛА

НОВЫЕ КНИГИ

Бекман В. В., Гоночные мотоциклы. Машгиз, Л. 1961, 168 стр., т. 22 000, ц. 61 коп. в пер.

Особенности устройства гоночных мотоциклов и их динамические качества. Технические параметры гоночных двигателей, принципы их форсирования и наддув. Конструкции советских и зарубежных гоночных двигателей четырехтактного и двухтактного типа.

Для инженерно-технических работников.

Гавриленко Б. А., Минин В. А. и Оловников Л. С., Гидравлические тормоза. Под ред. Б. А. Гавриленко. Машгиз, М. 1961, 244 стр., т. 8000, ц. 83 коп. в пер.

Расчет, принцип действия и типовые конструкции динамических тормозов, служащих для испытания машин, и объемных гидротормозов, применяемых как элементы трансмиссий и как оборудование испытательных стендов. Измерение тормозной мощности и взвешивающие устройства. Методика проведения испытаний тормозов.

Для инженерно-технических работников.

Газотурбинный наддув двигателей внутреннего сгорания. Машгиз, М. 1961, 172 стр. (Коломенский тепловозостроительный завод НТО Машпром), т. 4000, ц. 90 коп. в пер.

Вопросы проектирования, доводки, технологии изготовления и испытаний агрегатов газотурбинного наддува дизелей (по результатам научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ, проведенных институтами и дизелестроительными заводами).

Для инженерно-технических работников.

Григорьев М. А. и Покровский Г. П., Автомобильные и тракторные центрифуги. (Теория, конструкции, расчет и эксплуатация.) Машгиз, М. 1961, 184 стр., т. 4000, ц. 68 коп. в пер.

Особенности центробежной очистки масла. Современные методы расчета автотракторных центрифуг и примеры их конструкций. Эксплуатация и техническое обслуживание центрифуг.

Для инженерно-технических работников автомобильной и тракторной промышленности и автотранспорта.

Диев Б. В. и Строганов Е. А., Унифицированные шпиндельные головки. Машгиз, М. 1961, 56 стр., т. 5000, ц. 16 коп.

Опыт изготовления на Московском автозаводе им. Лихачева унифицированных шпиндельных алмазно-расточных, шлицевошлифовальных и внутришлифовальных головок. Описание конструкций шпиндельных головок и указание по уходу за ними в процессе эксплуатации.

Для инженерно-технических работников.

Зубайло А. В., Организация подготовки производства в массовом машиностроении. Машгиз, М. 1961, 236 стр., т. 3000, ц. 93 коп. в пер.

Система технической подготовки производства новых, модифицированных и модернизированных машин (на примерах отдельных деталей и узлов изделий автомобильной промышленности). Методы конструкторской и технологической подготовки производства, порядок и последовательность разработки

технологических процессов. Способы составления и изменения технологической документации.

Для инженерно-технических работников.

Когаи-Вольман Г. И., Передачи с гибкими проволочными валами. Справочник. Машгиз, М. 1961, 232 стр., т. 8000, ц. 73 коп. в пер.

Материалы, необходимые для расчета, выбора деталей, конструирования и эксплуатации передач с гибкими проволочными валами. Данные о конструкциях автомобильных гибких валов.

Для инженерно-технических работников.

Крепиш П. В., Методика календарного планирования производства на машиностроительном предприятии. Машгиз, М. 1961, 252 стр., т. 7500, ц. 93 коп. в пер.

Теоретические основы и практические способы календарного планирования единичных, серийных и поточных процессов производства в заготовительных, обрабатывающих и сборочных цехах машиностроительных заводов.

Лавров В. Д., Планирование и учет опытных и научно-исследовательских работ в машиностроении. Машгиз, М. 1961, 144 стр., т. 5000, ц. 50 коп.

Разработка, утверждение, финансирование и этапы выполнения годовых и перспективных тематических планов опытных и научно-исследовательских работ. Внедрение новых машин в серийное производство. Возможности ускорения и удешевления опытного производства.

Для работников опытных предприятий, конструкторских бюро и научно-исследовательских институтов.

Половников В. В., Филиппов П. Ф. и др., Изготовление цилиндрических зубчатых колес прокаткой. Под ред. В. С. Смирнова. Машгиз, Л. 1961, 188 стр., т. 8000, ц. 62 коп.

Разработанная на ХТЗ, ЧТЗ и других отечественных заводах технология изготовления зубчатых колес горяче-холодной прокаткой, позволяющей получать точные шестерни без обработки зубьев резанием. Конструкции станов для прокатки зубчатых колес. Экономическая эффективность процесса прокатки шестерен и перспективы ее развития.

Для инженерно-технических работников.

Поспелов Д. Р., Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. Машгиз, М. 1961, 556 стр., т. 8000, ц. 1 р. 99 к. в пер.

Основы воздушного охлаждения двигателей. Конструктивные особенности, показатели работы и существующие конструкции двигателей внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. Выбор и расчет вентилятора для двигателя.

Для инженерно-технических работников.

Федоров Н. А. и Шабельский И. З., Универсально-гибочные автоматы. Машгиз, М. 1961, 184 стр., т. 6000, ц. 66 коп. в пер.

Обзор конструкций современных универсально-гибочных автоматов и штампов, их расчет и изготовление. Операции холодной штамповки, выполняемые на универсально-гибочных автоматах. Данные по их эксплуатации и ремонту.

Для инженерно-технических работников.