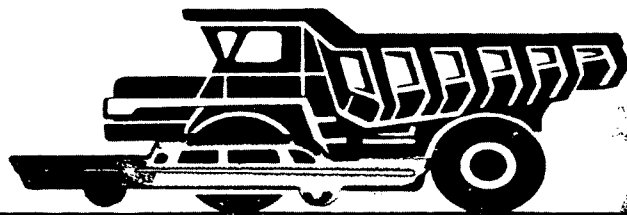


# **А**ВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

1963

7



# СОДЕРЖАНИЕ

## ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- А. Н. Островцев** — Долговечность и проблема качества автомобильных конструкций . . . . . 1

## КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ

- З. И. Лейбзон, П. А. Иванов** — Влияние температуры и влажности воздуха на эффективные показатели дизеля ЯМЗ-236 . . . . . 4
- Р. В. Казачков** — Исследование влияния перекрытия клапанов на работу насосных ходов дизеля с наддувом . . . . . 7
- Е. П. Крылов** — О возможностях использования тяговой радиальной турбины при торможении автомобиля газотурбинным двигателем . . . . . 9
- И. В. Балабин**—К вопросу распределения нагрузок в дисках автомобильных колес
- Ю. П. Панков** — Экспериментальное исследование независимой торсионно-пружинной подвески . . . . . 15
- Н. Н. Загряжкин, Г. М. Мещеряков** — Предварительно ионизированный искровой разряд для поджигания горючих смесей . . . . . 19
- П. И. Земсков, Е. Н. Якушина** — Антифрикционные псевдосплавы для подшипников двигателей . . . . . 21
- М. Д. Гирко, И. Г. Шейнкер** — К вопросу выбора схемы коробки передач с многодисковыми сцеплениями для гидромеханической передачи сверхтяжелого автомобиля . . . . . 23
- Л. Л. Гинцбург, Г. А. Сыркин** — Гидравлические насосы усилителей рулевого управления . . . . . 27

## ТЕХНОЛОГИЯ

- И. Г. Глухова** — Новый технологический процесс изготовления коробки сателлитов дифференциала легкового автомобиля «Волга» . . . . . 31
- Т. П. Даниленко** — Опыт применения безникелевых конструкционных сталей . . . . . 34
- Н. Б. Калинин, В. И. Романовский, И. С. Сидоров** — Специальная наладка токарного многолезцового полуавтомата 1А730 для обработки гильзы . . . . . 36
- С. Н. Калашников, Н. С. Новиков** — Пути повышения эффективности обработки шлицевых валов . . . . . 37

## ИНФОРМАЦИЯ

- М. Д. Гилула** — Специализированный транспорт для сыпучих грузов за рубежом . . . . . 41
- Н. А. Соловьев** — Отделка алюминия и его сплавов за рубежом . . . . . 43
- А. Х. Элиава**—Всесоюзный семинар по радиоизотопной измерительной технике
- Отечественные изобретения по конструкции и технологии автомобилей, введенные в производство. Список № 3 . . . . . 48

## КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- Б. М. Фиттерман** — Рецензия на книгу Б. В. Гольда «Конструирование и расчет автомобиля», Машгиз, 1962 . . . . . 48
- Новые книги : : : : : 3-я стр. обл.

Главный редактор **К. П. ИВАНОВ**

## РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ

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

## АДРЕС РЕДАКЦИИ:

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

Технический редактор **Б. И. Модель.**

Корректор **Е. А. Давыдкина**

Сдано в производство 7/VI 1963 г. Подписано в печать 25/VI 1963 г.  
Т-08077. Тираж 14375 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,75. Бум. л. 3. Формат 60×92 $\frac{1}{2}$ . Зак. 2106.

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

# АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

7  
ИЮЛЬ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1963

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА  
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО МАШИНОСТРОЕНИЯ  
ПРИ ГОСПЛАНЕ СССР

Год издания XXIX



## Долговечность и проблема качества автомобильных конструкций

(В порядке обсуждения)

Д-р техн. наук А. Н. ОСТРОВЦЕВ

Научно-техническая секция надежности и долговечности автомобилей  
при Государственном Комитете Совета Министров СССР по координации  
научно-исследовательских работ

**В** ОПРОС о повышении долговечности автомобилей нужно рассматривать с позиций более общей проблемы улучшения качества автомобилей. Только при этом условии можно добиться оптимального решения, при котором совокупные затраты на единицу полезной работы автомобиля достигнут своего минимума, отвечающего современному уровню научно-технического прогресса.

Эксплуатация парка автомобилей при простоях в течение 40—50% рабочего времени ежегодно обходится государству около 8 млрд. руб. в новом исчислении — в 9—10 раз больше, чем их производство; транспортные расходы составляют весьма существенную долю стоимости многих продуктов и изделий. Значительное снижение этих расходов, являющееся актуальной и неотложной задачей, может быть достигнуто улучшением методов эксплуатации, обслуживания и ремонта, однако главный путь — повышение качества автомобилей.

Значение качества автомобилей усиливается тем, что каждый успех дает экономию, увеличенную в миллионы раз, — пропорционально численности парка автомобилей и объему их производства; неудачи приводят к столь же огромным потерям. Очевидно, что проблема качества автомобилей требует пристального внимания. Она должна быть всесторонне продумана и наилучшим образом решена во всех ее звеньях, начиная с разработки технического задания на конструирование автомобиля и кончая планомерной сдачей его изношенных агрегатов в переплавку. Некоторая экономия в одном звене, например в производстве, может привести к большим потерям в эксплуатации, в ремонте. Поэтому оптимальные решения должны быть выбраны на основе конечного экономического эффекта в народном хозяйстве, учитывающего затраты и экономии во всех его звеньях, — производстве, эксплуатации и ремонте.

Выбрав наиболее целесообразные пути решения многих задач, составляющих проблему качества автомобилей, можно получить также надежную основу для правильной всесторонней оценки конструкций, их технико-экономических преимуществ и недостатков в народном хозяйстве в целом.

В настоящей статье принято, что качество автомобилей и агрегатов (как и любого изделия) определяется совокупностью различных свойств, проявляющихся в процессе производства, эксплуатации, ремонта и обслуживания. Свойства автомобиля зависят от конструкции его элементов и определяются их состоянием в эксплуатации. Таким образом, имеет значение не только то качество, которое заложено в конструкции автомобиля при его создании. Качество изменяется с течением времени в зависимости от условий вождения, обслуживания и ремонта.

Очевидно, что настойчиво и систематически будут совершенствоваться лишь те свойства, к которым предъявляются обоснованные конкретные требования. В связи с этим необходимо установить критерии оценки основных свойств; определить важнейшие факторы, которые оказывают непосредственное влияние на формирование свойств и их изменение на разных стадиях производства и использования автомобиля.

Качество конструкций должно оцениваться с позиций их соответствия уровню мировой техники и перспективам ее развития; имеющимся директивным указаниям и перспективным планам развития народного хозяйства; требованиям эксплуатации; требованиям завода-изготовителя и промышленности в целом; состоянию развития смежных отраслей народного хозяйства (в области производства металлов, топлив и масел, резины, пластмасс и т. д.); состоянию дорожной сети страны и дорожным ограничениям; требованиям внешней торговли; требованиям комплексного использования автомобилей в сочетании с другими видами транспортных машин и погрузочно-разгрузочным оборудованием; разнообразным географическим и климатологическим условиям.

Даже самая лучшая конструкция автомобиля может лишь в определенных пределах удовлетворить предъявляемые к ней требования тем более, что во многих случаях они противоречивы. Например, для повышения долговечности часто необходимо увеличить вес; применение автоматических трансмиссий облегчает управление, но усложняет конструкцию и повышает ее стоимость. Возникает необходимость в компромиссных ре-

шениях, в которых путем ограничения одних качеств повышаются другие, более важные. Таким образом, конструкция каждого автомобиля (и любой другой сложной машины) неизбежно представляет собой сочетание компромиссов.

Конструктор должен добиться удовлетворения главных для конструкции данного назначения требований и вместе с тем по возможности удовлетворить полезные второстепенные требования.

Для комплексного и оптимального решения проблемы качества автомобилей необходим ряд организационных и технических предпосылок, которые в настоящее время еще не созданы. В качестве примера укажем, что работники эксплуатации в совершенно недостаточной мере участвуют в создании новой модели автомобиля. Они предъявляют претензии к качеству самой конструкции или к качеству изготовления, когда автомобили уже сходят с конвейера и критиковать их поздно: вносить радикальные изменения нельзя, возможны лишь относительно небольшие поправки. Между тем, в тот период, когда все возможности еще в руках конструктора, требования эксплуатации по ряду показателей часто остаются неопределенными, либо не подкрепляются убедительными доказательствами.

Одна из причин такого положения заключается в том, что специалисты эксплуатации еще далеко не вооружены систематизированными фактами, полученными на основе исследований в сочетании с правильно организованным учетом и статистикой. Хотя многим специалистам хорошо известны отдельные недостатки конструкций или технологии производства, но привести количественные характеристики нанесенного этими недостатками ущерба и конкретизировать требования по типам автомобилей в большинстве случаев не удавалось. Даже технические задания на проектирование новых автомобилей часто принимались без должной совместной, глубокой проработки и согласования заданий в ряде случаев носило формальный характер (лишь в последний период в этом отношении достигнут известный прогресс). Хотя именно специалисты по эксплуатации автомобилей должны отчетливо представлять себе, какой автомобиль и с какими эксплуатационными показателями (в частности, сроком службы) необходим для данных целей, автомобильный транспорт до сих пор не предъявляет к промышленности требований, заблаговременно обобщенных и детально разработанных на основе обобщения и анализа данных эксплуатации и ремонта. Отсутствует систематическая информация промышленности о результатах эксплуатации автомобилей.

Если промышленность и транспорт не имеют анализа потерь и причин, их вызывающих, а также надлежащих критериев для оценки производственной эксплуатационной стоимости, то даже лучшие специалисты в ряде случаев не могут найти оптимальные решения. С другой стороны, в некоторых случаях рекомендации специалистов по эксплуатации не учитывались промышленностью в должной мере; под давлением экономических и производственных факторов автозаводы нередко игнорируют стоимость ремонта, его технологичность, удобство ухода, возможность механизации обслуживания.

Долговечность деталей и агрегатов, в значительной степени определяющая количественный состав и состояние парка автомобилей, производительность автотранспорта, стоимость перевозок, объем и организация авторемонтного производства, является важнейшим показателем качества автомобилей. Однако этот показатель в настоящее время не нормируется ни при разработке задания на проектирование, ни на последующих этапах.

Долговечность — заведомо ограниченный срок службы в типичных условиях при определенных нагрузочных, температурных и других режимах; дополнительно характеризуется кратностью сроков службы агрегатов в автомобиле и деталях в агрегатах и системах.

Поскольку автомобили работают в различных эксплуатационных (климатических, дорожных и др.) условиях, долговечность деталей и кратность сроков их службы изменяются в зависимости от типичных для этих условий режимов, среды, а также культуры обслуживания. Следовательно, выбор прочностных элементов конструкции автомобиля зависит от их назначения и условий эксплуатации. Теоретические и экспериментальные исследования должны раскрыть эту зависимость и определить типичные и предельные режимы (нагрузочные, температурные, скоростные и др.), а также условия внешней среды, свойственные данному типу автомобиля. Эти данные должны быть использованы при расчетах и испытаниях конструкций.

Надежность конструкции должна быть обеспечена для любых условий эксплуатации, свойственных автомобилю данного назначения, в пределах всего установленного или гарантированного срока его службы. При этом «запас надежности» должен перекрыть, в частности, неоднородность продукции производства.

Основной задачей исследователей на ближайшее время является установление норм долговечности и надежности (расчетных и лабораторных) на детали в агрегатах и агрегатов в автомобилях всех отечественных моделей. Должны быть определены переводные коэффициенты, позволяющие характеризовать эксплуатационную долговечность по результатам лабораторных и полигонных испытаний.

Соответственно должны быть разработаны наиболее эффективные методы лабораторной оценки надежности и долговечности. При выпуске новых моделей автомобилей в эксплуатацию должен быть намечен рациональный срок амортизации автомобиля, нормы сменности его деталей и агрегатов. В особо ответственных случаях следует устанавливать нормы принудительной замены деталей и узлов, основанные на проверенном «запасе долговечности».

Другой важной задачей является разработка теоретических основ прочности автомобильных конструкций и создание стандартизованных методов расчета типовых деталей и соединений для широкого применения в производстве, учебных заведениях, научных институтах.

Прочность характеризует свойство конструкций противостоять всем видам разрушений или изменению формы под воздействием нагрузок и среды. Прочность должна оцениваться с двух позиций: надежности и долговечности.

Проблема прочности автомобильных конструкций тесно связана с задачей снижения их веса. Лучшее использование металла позволяет не только повысить прочность, но и снизить вес конструкции, а следовательно, ее стоимость; однако, как показывает история развития автомобильных конструкций, все большая часть металла расходуется на улучшение эксплуатационных свойств автомобиля. Эта тенденция является примером ограничения одних требований, например, к долговечности, для повышения других требований на основе приемлемого компромисса. Она вполне закономерна и привела, в частности, к тому, что удельный вес шасси, составивший несколько десятков лет назад 60—70% веса легковых автомобилей, снижен до 50% в автомобилях последних лет.

Состояние проблемы качества в значительной мере зависит от того, насколько полно используется при исследованиях и в инженерной практике система передовых методов: научных, технических, экономических, учета и статистики, организационных. Каждый из этих методов требует дальнейшей разработки и совершенствования.

Существующая теория автомобиля, являющаяся результатом многолетней плодотворной работы ряда виднейших представителей отечественной науки, теперь также должна быть, по нашему мнению, значительно расширена и превращена в средство для решения больших задач, возникающих при создании новых и оценке существующих моделей автомобилей. Развитие теоретических основ прикладной автомобильной науки должно идти по нескольким направлениям.

Одно из направлений — «теория прочности автомобильных конструкций» — призвано связать сопротивление разрушению деталей специфических автомобильных конструкций с их надежностью и долговечностью в переменных эксплуатационных условиях или в условиях, им эквивалентных. Это следует подчеркнуть, так как «мостиком» от реальных эксплуатационных режимов к расчетным режимам всегда служат режимы, эквивалентные по воздействию на прочность конструкции, т. е. воспроизводящие тот же эксплуатационный вид разрушения.

По экономическим соображениям и с учетом фактора времени при испытаниях на долговечность желательно получить результаты в короткий срок, в связи с чем испытания форсируют путем применения специальных режимов и среды, а также путем уплотнения рабочего времени. В задачу «теории прочности автомобильных конструкций» входит определение программ испытаний, методов форсирования и коэффициентов перехода от результатов испытаний к результатам эксплуатации.

Другое направление развития теории целесообразно именовать — «теория производительности и экономичности». Основная цель разработок в этой области заключается в установлении ряда взаимосвязанных факторов, определяющих два главных показателя качества автомобилей различных типов: производительность и стоимость перевозок. Последняя сла-

гается из двух составляющих стоимости — начальной и эксплуатационной. Этой области теории пока не существует, между тем она необходима для выбора базовых конструктивных параметров автомобилей и экономической оценки работы автотранспорта.

Действительно, каждый тип автомобилей имеет свою сферу экономически целесообразного применения. Допустим, что конструкция автомобиля данного типа выбрана наиболее выгодной для данной его грузоподъемности, тогда получаем возможность: а) рассматривать производительность и стоимость, не включая большого числа других показателей, зависящих от особенностей конструкции автомобиля; б) ограничиться рассмотрением соответствия и соразмерности остальных показателей назначению автомобиля данного типа. При этом производительность и стоимость следует рассматривать по времени, т. е. отдельно для нового автомобиля и для автомобиля, прошедшего капитальные ремонты. Списание автомобиля должно быть обосновано с позиций изменения производительности (ниже определенного предела) и повышения стоимости (выше установленных норм, которые надо разработать).

Теория производительности и экономичности должна, естественно, учитывать долговечность конструкции, влияние недогрузки и перегрузки на долговечность, на стоимость перевозок и производительность автомобиля в зависимости от длительности эксплуатации.

Развитие теории автомобиля в указанных выше направлениях будет во многом способствовать созданию автомобилей с оптимальными качествами. Однако теоретическими методами не удастся решить многие практические задачи, связанные с качеством конструкций. В этих случаях эксперимент помогает разбираться в проблеме, проверить и сравнить свойства наших и зарубежных конструкций, выбрать лучший из конструктивных вариантов, наметить необходимые усовершенствования.

В истории автомобилестроения есть много примеров того, как при решении инженерных задач чаша весов колебалась то в сторону теории, то в сторону эксперимента. Бесспорно одно — теоретические и экспериментальные методы на каждом данном отрезке времени имеют каждый свою сферу применения, свои возможности в части получения необходимых для конструктора и исследователя данных, причем оба метода объединяет общность цели. Необходимо умелое сочетание этих методов, их координация при решении практических задач. Только так можно решить задачи с большой точностью при наименьших затратах времени, труда и средств.

Под наблюдением и по программам межведомственных комиссий должен проводиться новый вид исследований, не практиковавшийся до сих пор, — длительные испытания для контроля сроков службы узлов и деталей.

Стендовые испытания изделий в условиях производства все чаще начинают приобретать характер исследований, которые позволяют определить необходимые для расчетов коэффициенты, проверить обобщенные теоретические зависимости применительно к конкретным конструкциям, уточнить показатели рабочих процессов в условиях одновременного воздействия ряда факторов. При этом дорожные испытания в ряде случаев заменяются более дешевыми и эффективными стендовыми испытаниями, форсированными и с программированием режимов. Таким образом, заводские лаборатории постепенно вытягиваются в круг все более глубоких научных поисков — теоретических и лабораторных.

В ремонтном производстве и эксплуатации роль и глубина научных работ, связанных с решением проблемы качества, также возрастает и в том же направлении, как и на производстве, т. е. от функций контроля (которые сохраняются) к более глубокому изучению причин и следствий (например, причин сокращения межремонтных сроков службы, повышения шума агрегатов, снижения к. п. д. и т. п.). На основе этих исследований формулируются требования к промышленности, повышению культуры ремонтного производства, к уходу и обслуживанию. Наряду с совершенствованием существующих методов в ближайшее время на заводах будут широко применяться методы электромоделирования и оптимального программирования, особенно для решения задач эксплуатации. Передовые исследования, выполненные на ремонтных заводах и в институтах этой отрасли, в дальнейшем несомненно будут использоваться и в промышленности.

Следует отметить, что область научных исследований, основанная на статистическом изучении результатов работы автомобилей в реальных условиях в связи с причинами, определяющими состояние автомобиля, пока находится в зачаточном состоянии, если не в «загоне». Между тем без анализа данных

хорошо организованного учета и обработанных статистических материалов невозможно критически оценить с удовлетворительной точностью деятельность промышленности и транспорта, в полной мере использовать имеющиеся резервы, создавать прогрессивные исходные данные для нового проектирования. Должны быть приняты решительные меры к налаживанию учета и статистики, чтобы этот важный рычаг прогресса стал оперативным, повседневным оружием инженера-организатора, конструктора и исследователя при критической оценке конкретной действительности и выборе оптимальных решений. В частности, крайне необходимы данные о техническом состоянии автомобильного парка страны, об изменениях производительности и стоимости перевозок в различных условиях эксплуатации, сведения об эксплуатационной долговечности агрегатов и деталей.

Научным организациям необходимо безотлагательно создать группу для разработки методических вопросов учета, объединив усилия НАМИ, Московского автодорожного института и других организаций, каждая из которых должна действовать в своей области, но по общему плану и согласованным методам.

По-видимому, мы находимся на рубеже нового подхода к оценке и обеспечению качества конструкций, основанного на максимально возможном удовлетворении совокупности требований автомобильной промышленности и транспорта. Этот рубеж должен характеризоваться объединением усилий специалистов промышленности, эксплуатации и ремонта для решения проблемы качества, наилучшего с экономической точки зрения. Путь к этому открывает глубокое обобщение и анализ опыта эксплуатации с широким использованием учета и статистики.

Обоснованные, четко сформулированные требования транспорта к типажу и конструкциям автомобилей, своевременно доведенные до промышленности, — один из главных путей к повышению экономических показателей и производительности автомобильного транспорта.

Для укрепления позиций автомобильного транспорта при решении вопросов качества необходимо решить ряд задач. Главные из них следующие:

1. Создать в стране организации при соответствующих ведомствах по специализированному учету и статистике работы автотранспорта, широко используя крупные автохозяйства и ремонтные заводы.

2. Создать методы учета и обработки статистических данных (централизованно).

3. Уточнить тоннаж базовых моделей, модификаций, в первую очередь новых массовых моделей, и соразмерность их параметров (вместимости, веса и прочего).

4. Сформулировать требования к вновь создаваемым конструкциям агрегатов и систем массовых грузовых автомобилей, в первую очередь, с точки зрения, надежности и долговечности, ремонтной технологичности и условий обслуживания.

5. Разработать теоретические основы определения оптимальной производительности и производственно-эксплуатационной стоимости, основанные на статистическом учете использования автомобиля, выполненной им работы, его долговечности и совокупности затрат в производстве и эксплуатации.

Этот перечень, конечно, далеко не исчерпывает весь объем задач, но дает некоторое представление о первоочередных направлениях исследований.

Исследования по фундаментальным вопросам производства и эксплуатации автомобилей потребуют времени. Но это не значит, что нужно откладывать реализацию ряда важных мероприятий, направленных на повышение качества автомобилей.

В частности, чтобы направленно вести проектирование, обеспечить правильные исходные позиции при конструировании, а затем проверять то, что создано, необходимо, чтобы заводы включали в задание на проектирование и в технические условия на новые конструкции автомобилей сроки их амортизации, нормы долговечности агрегатов, узлов и основных деталей (с учетом кратности сроков службы). Программы испытаний новых конструкций должны включать проверку: долговечности и надежности; технологичности ремонта; удобства ухода и обслуживания; приспособленности к климатическим и дорожным условиям. Намеченные нормы будут уточняться по мере накопления опыта научных исследований и эксплуатации, хотя первые варианты норм могут сказаться не оптимальными, это не лишает их бесспорного прогрессивного значения.

## Влияние температуры и влажности воздуха на эффективные показатели дизеля ЯМЗ-236

Канд. техн. наук З. И. ЛЕЙБЗОН, П. А. ИВАНОВ

НАМИ

**В ПРОЦЕССЕ** эксплуатации двигателей внутреннего сгорания в различных климатических условиях установлено, что эти условия заметно сказываются на производительности автомобилей, тракторов, тепловозов и стационарных агрегатов.

Применяемые в СССР (ГОСТ 491-55) и в других странах формулы приведения мощности к нормальным атмосферным условиям предназначены в большинстве случаев для карбюраторных двигателей.

Несмотря на то, что в последнее время выполнен ряд экспериментальных и аналитических исследований, приемлемой формулы для корректирования мощности и экономичности двигателей с воспламенением от сжатия еще не предложено.

В силу известных особенностей дизелей степень влияния атмосферных условий на их эффективные показатели различна. Для получения коэффициентов приведения мощности к нормальным условиям необходимо проведение экспериментальных работ на двигателях каждой конкретной конструкции. Аналитический металл расчета поправок неприемлем по той причине, что с его помощью нельзя учесть специфические особенности двигателя. Поэтому для получения достоверных данных о влиянии температуры и влажности воздуха на мощностные показатели и топливную экономичность дизеля ЯМЗ-236 была проведена экспериментальная работа.

### Краткая техническая характеристика дизеля ЯМЗ-236

Тип	Четырехтактный с камерой в поршне
Число и расположение цилиндров	6, V-образное, угол развала 90°
Диаметр цилиндров в мм	130
Ход поршня в мм	140
Рабочий объем цилиндров в л	11,15
Номинальная мощность в л. с.	180
Число оборотов коленчатого вала при номинальной мощности	2100
Степень сжатия	16,5
Система питания	Шестиплунжерный насос
Форсунки	Закрытого типа с четырехструйным распылителем
Фазы газораспределения:	
открытие выпускного клапана в град. до в. м. т.	20
закрытие впускного клапана в град. после н. м. т.	56
открытие впускного клапана в град. до н. м. т.	56
закрытие выпускного клапана в град. после в. м. т.	20

Дизель ЯМЗ-236 был установлен в тропической камере, оборудованной климатическими шкафами, позволяющими изменять температуру воздуха от +5 до +85° и относительную влажность воздуха от 10 до 95%.

Для изучения влияния атмосферных условий (температуры и влажности воздуха) на мощностные и экономические показатели работы дизеля применена методика, по которой влияние каждого из перечисленных параметров исследовалось раздельно.

При определении влияния температуры поступающего в двигатель воздуха на эффективные показатели работы дизеля все факторы, влияющие на работу дизеля, поддерживались во время каждого опыта на постоянном уровне. Практически постоянными являлись: число оборотов коленчатого вала, тепловой режим двигателя (температура воды и масла), давление и влагосодержание воздуха на впуске и температура топлива (около 40°). Переменной была лишь температура воздуха на впуске.

Влияние влажности воздуха на впуске на мощность и экономичность изучалось по аналогичной методике; все перечисленные выше факторы, за исключением влажности возду-

ха, поддерживались постоянными. Колебания температуры воздуха на впуске на протяжении каждого опыта не превышали  $\pm 0,2^\circ$ .

Влияние температуры воздуха. Изменение температуры воздуха на впуске сказывается на индикаторной мощности вследствие изменения ряда параметров, обуславливающих рабочий процесс дизеля. Изменяющимися параметрами являются: коэффициент наполнения и удельный вес воздуха, а следовательно, весовой заряд и коэффициент избытка воздуха, теплоемкость воздуха, средняя температура цикла, продолжительность периода задержки самовоспламенения топлива и в итоге к.п.д. двигателя. Для получения наиболее полных сведений о влиянии температуры воздуха на эффективные показатели дизеля ЯМЗ-236 проводили экспериментальные исследования на всех скоростных режимах работы двигателя — от 1100 до 2100 об/мин при трех различных величинах подачи топлива (при полной подаче, 68 и 50% от полной подачи).

При работе двигателя на всем диапазоне оборотов коленчатого вала от 1100 до 2100 в минуту с повышением температуры воздуха зафиксировано заметное понижение среднего эффективного давления, а следовательно, и эффективной мощности. Так, на скоростном режиме, соответствующем номинальной мощности (2100 об/мин), в результате повышения температуры воздуха с 8,6 до 78,6° среднее эффективное давление уменьшилось с 7,18 до 6,15 кг/см<sup>2</sup>, или на 14,3%, что составляет 2,04% на каждые 10°. Эффективная мощность понизилась со 187 до 160 л. с. (рис. 1). Было также определено влияние температуры на мощность трения. Прокручивание двигателя электрической балансирной машиной на каждом скоростном режиме при различной температуре воздуха и неизменном тепловом состоянии (при постоянной температуре воды и масла) показало, что во время повышения температуры воздуха в диапазоне от 9 до 85° мощность трения практически не изменялась.

Вследствие того, что при постоянном для каждого скоростного режима часовом расходе топлива удельный расход обратно пропорционален эффективной мощности, повышение температуры воздуха привело к соответствующему увеличению удельного расхода топлива.

Так, при повышении температуры воздуха с 8,6 до 78,6° удельный расход топлива увеличился со 185 до 216 г/л.с.ч, или на 2,4%, при повышении температуры на каждые 10° (рис. 1).

Опытами установлено, что на всех скоростных режимах работы двигателя с повышением температуры воздуха увеличивается дымность отработавших газов.

Основной причиной ухудшения мощностных и экономических показателей дизеля с повышением температуры воздуха явилось уменьшение коэффициента избытка воздуха, вызванное уменьшением весового заряда цилиндров двигателя. Несмотря на то, что с повышением температуры воздуха повышается коэффициент наполнения из-за уменьшения степени подогрева воздуха во впускном тракте, весовой заряд цилиндров уменьшается. Это вызвано уменьшением удельного веса воздуха, оказывающим преобладающее влияние на весовой заряд. Вследствие уменьшения весового заряда цилиндров с 678 до 593 кг/ч из-за повышения температуры воздуха с 8,6 до 78,6° коэффициент избытка воздуха уменьшился с 1,35 до 1,18 (рис. 1).

На рис. 2 сопоставлены для сравнения результаты двух опытов: с переменным и постоянным коэффициентами избытка воздуха. Как и следовало ожидать, поддержание коэффициента избытка воздуха постоянным путем уменьшения часового расхода топлива привело к более интенсивному паде-

нию среднего эффективного давления и мощности. Если при уменьшении коэффициента избытка воздуха падение среднего эффективного давления составило 1,96% при повышении температуры воздуха на каждые 10°, то при постоянном коэффициенте избытка воздуха оно составило 2,7%.

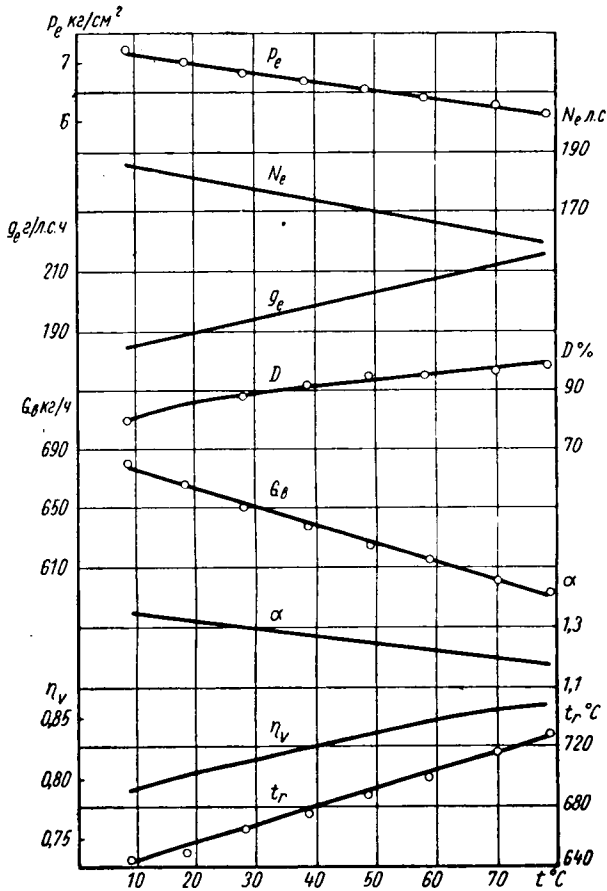


Рис. 1. Зависимость показателей дизеля ЯМЗ-236 от температуры воздуха на впуске ( $n = 2100$  об/мин; полная подача топлива).

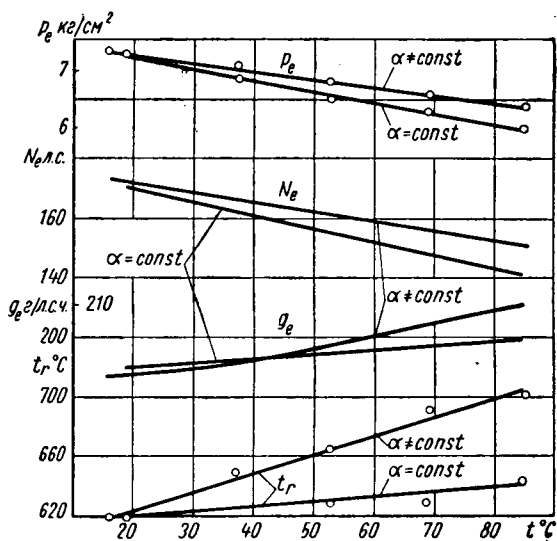


Рис. 2. Зависимость показателей дизеля ЯМЗ-236 от температуры воздуха на впуске ( $n = 1900$  об/мин; полная подача топлива).

Удельный расход топлива благодаря уменьшению часового расхода увеличился при повышении температуры воздуха с 18,5 до 84,5° относительно мало — всего на 5%, что почти

в 3 раза меньше, чем при уменьшении коэффициента избытка воздуха. Дымность отработавших газов при этом практически не увеличилась. Температура отработавших газов повысилась незначительно — с 620 до 640°, в то время как при уменьшении коэффициента избытка воздуха она повысилась с 620 до 705°. Таким образом, установлено, что путем поддержания коэффициента избытка воздуха постоянным (уменьшением часового расхода топлива) можно при повышении температуры воздуха избежать значительного ухудшения экономичности и увеличения дымности отработавших газов, но мощность будет при этом уменьшаться более интенсивно. Такой способ регулирования можно использовать в тех случаях, когда при повышении температуры воздуха с целью сохранения экономичности двигателя допустимо дополнительное уменьшение номинальной мощности.

При повышении температуры воздуха на впуске увеличиваются потери тепла, отводимого в воду, вследствие повышения средней температуры цикла. Так, потеря тепла, отводимого в воду на режиме 1500 об/мин, в результате повышения температуры воздуха с 20 до 81° увеличилась с 64 300 до 77 600 ккал/ч, или на 21% (рис. 3). На это обстоятельство следует обратить особое внимание при определении эффективности и выборе элементов системы охлаждения двигателя. Необходимо также учесть, что с повышением температуры воздуха ухудшаются и условия охлаждения радиатора.

О характере изменения средней температуры цикла судили по температуре отработавших газов. Существенное повышение ее с ростом температуры воздуха зафиксировано на всех скоростных режимах работы двигателя (рис. 1—3).

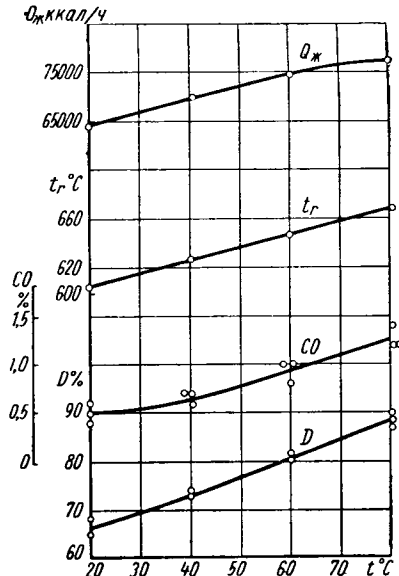


Рис. 3. Зависимость количества тепла, отводимого в воду, температуры и дымности отработавших газов и содержания в них окиси углерода от температуры воздуха на впуске ( $n = 1500$  об/мин; полная подача топлива).

Такое повышение температуры отработавших газов в известной степени повышает теплonaпряженность поршневой группы, на что также должно обращать внимание.

Для дополнительного представления об изменениях рабочего процесса дизеля при повышении температуры воздуха поставлены опыты по определению состава отработавших газов двигателя во время работы с полной подачей топлива. Наиболее существенным изменением состава отработавших газов является рост количества окиси углерода. При повышении температуры воздуха с 20 до 81° количество угарного газа возросло с 0,5 до 1,27%, т. е. в 2,5 раза (рис. 3).

При работе двигателя на частичных нагрузках (68 и 50% от полной подачи топлива) получены следующие результаты. Так, на режиме 2100 об/мин и 68% от полной подачи топлива в результате повышения температуры воздуха с 6,5 до 85,5° среднее эффективное давление уменьшилось с 5,15 до 4,57 кг/см<sup>2</sup>, или на 11,2%, что составляет 1,42% на каждые 10°; эффективная мощность понизилась со 134 до 119 л. с.

С уменьшением эффективной мощности соответственно повысился удельный расход топлива; увеличились также дым-



ность и температура отработавших газов. Еще менее интенсивное уменьшение среднего эффективного давления с повышением температуры воздуха происходило при дальнейшем уменьшении подачи топлива до 50% от полной, т. е. при дальнейшем повышении коэффициента избытка воздуха. При повышении температуры воздуха с 17,7 до 84,4° среднее эффективное давление уменьшилось с 3,12 до 2,86 кг/см<sup>2</sup> — на 8,1%, что составляет 1,21% на каждые 10°.

Таким образом, в результате исследования влияния температуры воздуха на эффективные показатели дизеля ЯМЗ-236 установлено, что ухудшение мощностных и экономических показателей дизеля при повышении температуры воздуха происходит не только при работе с полной нагрузкой, но и на частичных нагрузках. Однако по мере уменьшения нагрузки (уменьшения часового расхода топлива) степень ухудшения показателей уменьшается (рис. 4).

Характерным для всех режимов работы дизеля ЯМЗ-236 (скоростных и по нагрузке) является закономерное изменение исследуемых параметров при изменении температуры воздуха по линейной зависимости.

Испытания показали, что изменение относительного веса заряда цилиндров вследствие изменения температуры воздуха

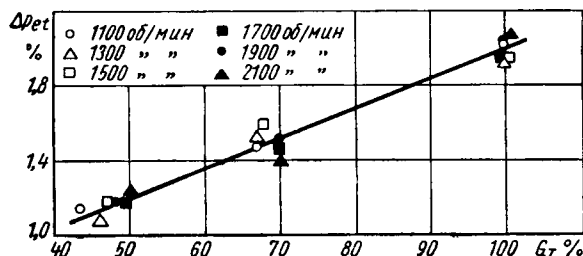


Рис. 4. Зависимость величины уменьшения среднего эффективного давления (при повышении температуры воздуха на впуске на каждые 10°) от подачи топлива.

приблизительно обратно пропорционально отношению абсолютных температур в степени 0,75. Между тем, аналитический вывод ряда поправок для корректирования мощности дизелей по температуре основан на том, что вес заряда цилиндров изменяется обратно пропорционально корню квадратному из абсолютных температур. Принятые для расчетов законы изменения весового заряда цилиндров, не отвечающие реальным условиям, являются одной из причин того, что поправки для приведения мощности дизелей к нормальным условиям, выведенные аналитически, не дают правильных результатов.

В связи с выявленным ухудшением эффективных показателей дизеля ЯМЗ-236 при повышении температуры воздуха специально измерялась температура воздуха под капотом автомобилей МАЗ-500 и МАЗ-504, на которых установлены двигатели ЯМЗ-236, проходившие государственные испытания. Датчики азотермометров устанавливались непосредственно у кольцевых щелей, через которые воздух поступает в воздухоочистители, расположенные под капотом. Одновременно фиксировались температура окружающего воздуха. Максимальная разница между температурой воздуха под капотом и окружающей среды оказалась весьма значительной; при температуре окружающей среды 20—30° температура воздуха под капотом достигала 66—75°. На автомобиле МАЗ-500 разница составила 47°, на автомобиле МАЗ-504 — 45°.

Таким образом, двигатели ЯМЗ-236, установленные на указанные автомобили, при существующей компоновке воздушного тракта теряют при полной подаче топлива до 9% мощности, при температуре окружающего воздуха 20—30° повышается удельный расход топлива, увеличивается дымность отработавших газов, количество окиси углерода в газе возрастает в 2 раза.

Чтобы избежать ухудшения эффективных показателей дизеля ЯМЗ-236 при установке его на указанные автомобили, необходимо, чтобы воздух поступал в двигатель не из подкапотного пространства, а из окружающей атмосферы. Этим весьма простым мероприятием можно ощутимо улучшить эксплуатационные показатели указанных автомобилей и уменьшить загрязненность воздуха выпускными газами.

Влияние влажности воздуха. Вопрос влияния влажности воздуха на работу двигателей внутреннего сгорания изучен мало, и поэтому во время приведения мощности

к нормальным атмосферным условиям во многих странах и в СССР влажность воздуха не учитывается. Между тем, даже немногочисленные результаты изучения этого вопроса показывают, что учет влияния влажности воздуха позволяет точ-

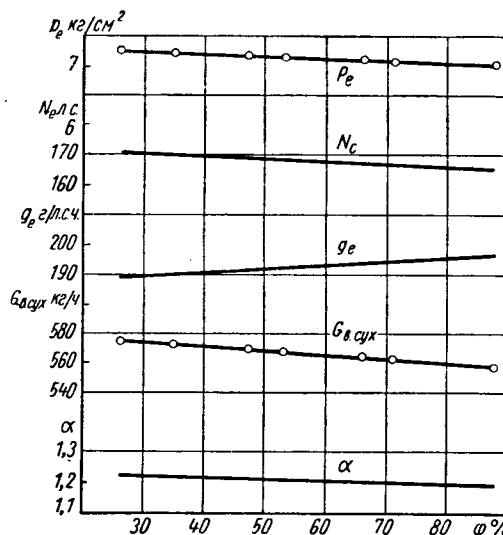


Рис. 5. Зависимость показателей дизеля ЯМЗ-236 от относительной влажности воздуха на впуске ( $n = 1900$  об/мин, температура воздуха 40°, полная подача топлива).

нее анализировать показатели работы двигателей при исследовании и доводке, а также корректировать мощность и экономичность при различных испытаниях.

Экспериментальное исследование влияния влажности воздуха на мощность и экономичность дизеля ЯМЗ-236 проводилось в диапазоне оборотов коленчатого вала от 1100 до 2100 в минуту при полной подаче топлива; температура воздуха была 40°. Повышение относительной влажности воздуха при работе двигателя на всех скоростных режимах заметно уменьшило среднее эффективное давление. Так, в результате повышения относительной влажности с 26 до 88% при работе на режиме 1900 об/мин среднее эффективное давление уменьшилось с 7,24 до 7,0 кг/см<sup>2</sup>, или на 3,25%, что составляет 0,52% на каждые 10% повышения относительной влажности. Эффективная мощность понизилась со 171 до 165 л. с. (рис. 5).

Для выявления влияния относительной влажности воздуха на эффективные показатели двигателя при различной температуре воздуха проведены опыты по выявлению влияния влажности, кроме 40°, еще и при температуре 20 и 60°.

По сравнению с 40° повышение относительной влажности воздуха при 20° приводит к менее интенсивному уменьшению среднего эффективного давления, зато при 60° среднее эффективное давление уменьшается интенсивнее, чем при 40°. Так, в результате повышения относительной влажности воздуха с 50 до 83% при 20° среднее эффективное давление уменьшилось с 7,25 до 7,17 кг/см<sup>2</sup>, что составляет 0,3% на каждые 10% повышения относительной влажности, а повышение влажности воздуха с 11 до 62% при 60° привело к уменьшению среднего эффективного давления с 6,57 до 6,19 кг/см<sup>2</sup>, или на 1,14% на каждые 10% повышения влажности (рис. 6).

Повышение относительной влажности воздуха при работе двигателя на частичных нагрузках (при подаче топлива 68%

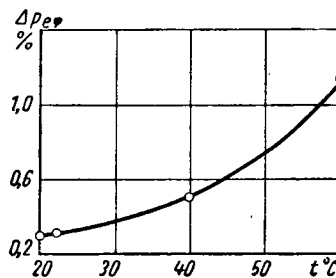


Рис. 6. Зависимость величины уменьшения среднего эффективного давления от температуры воздуха на впуске при повышении относительной влажности воздуха на каждые 10% ( $n = 1900$  об/мин, полная подача топлива).



от полной и меньшей) практически не ухудшало эффективные показатели.

Уменьшение мощности дизеля при неизменном для каждого скоростного режима часовом расходе топлива привело к соответствующему увеличению удельного расхода топлива.

Ухудшение мощностных и экономических показателей дизеля при повышении влажности воздуха явилось результатом главным образом уменьшения коэффициента избытка воздуха, вызванного уменьшением количества сухого воздуха в весовом заряде цилиндров, за счет увеличения содержания в воздухе водяных паров, т. е. по существу уменьшением весового заряда цилиндров.

В результате повышения относительной влажности воздуха с 26 до 88% количество сухого воздуха в весовом заряде цилиндров уменьшилось с 576 до 537 кг/ч, коэффициент избытка воздуха уменьшился с 1,23 до 1,19 (рис. 6). Кроме перечисленных изменений показателей работы дизеля при повышении относительной влажности воздуха, на всех скоростных режимах зафиксировано небольшое понижение температуры отработавших газов. Это вызвано тем, что, поскольку теплоемкость водяного пара больше теплоемкости воздуха, в результате повышения относительной влажности воздуха происходило некоторое понижение средней температуры цикла.

Изменение параметров работы двигателя при изменении относительной влажности воздуха происходит так же, как и при изменении температуры, по линейной зависимости.

## Исследование влияния перекрытия клапанов на работу насосных ходов дизеля с наддувом

Канд. техн. наук Р. В. КАЗАЧКОВ

Харьвовский политехнический институт имени Ленина

ПРИ СОЗДАНИИ новых дизелей с наддувом и форсировании дизелей, выпускающихся промышленностью, за счет наддува степень их форсирования ограничивается не только механической прочностью, но и высокой теплонапряженностью.

При этом одним из методов снижения теплонапряженности четырехтактных дизелей является так называемая продувка, которая осуществляется за счет перекрытия впускных и выпускных клапанов.

Как показывают результаты исследований [1], [2], при продувке температура деталей, образующих рабочий объем цилиндра, снижается за счет теплообмена продувочного воздуха со стенками этих деталей и увеличения коэффициента избытка воздуха при горении благодаря уменьшению коэффициента остаточных газов.

При умеренных противодавления на выпуске работа насосных ходов составляет 2—3% от эффективной мощности двигателя.

По мере увеличения противодавлений на выпуске работа насосных ходов увеличивается. Так, например, у наиболее экономичных двигателей с газотурбинным наддувом, где часть мощности, развиваемой турбиной, передается на коленчатый вал двигателя [3], противодавление на выпуске превышает давление наддува и работа насосных ходов достигает 10—15% от эффективной мощности.

Изучение факторов, влияющих на работу насосных ходов, представляет важную задачу, так как за счет снижения этой производительности работы можно повысить эффективную мощность двигателя.

При постоянном числе оборотов коленчатого вала двигателя работа насосных ходов главным образом зависит от давления наддува, противодавления на выпуске и фаз газораспределения клапанов.

Исследование влияния фаз газораспределения клапанов на работу насосных ходов четырехтактного дизеля при форсировании наддувом велось на широко распространенном дизеле Ч15/18;  $n = 1500$  об/мин (семейство В-2). Наддув осуществлялся от автономного компрессора. Противодавление на выпуске создавалось при помощи дроссельной заслонки.

Работа насосных ходов исследовалась при углах перекрытия клапанов  $\psi = 40, 78, 100, 120^\circ$  поворота коленчатого вала. Устанавливались распределительные валы, обеспечивающие

### Выводы

1. Температура воздуха на впуске существенно влияет на мощность и удельный расход топлива дизеля ЯМЗ-236 как при работе с полной нагрузкой, так и на частичных нагрузках. Кроме того, увеличивается дымность отработавших газов и содержание в них окиси углерода. Увеличиваются также потери тепла, отводимого в воду.

2. Чтобы избежать недопустимых и ничем не оправданных потерь и тем самым ощутимо улучшить эксплуатационные качества автомобилей, на которых устанавливаются двигатели ЯМЗ-236, необходимо обеспечить поступление воздуха в двигатель (при положительной температуре окружающего воздуха) из окружающей атмосферы, а не из-под капота автомобиля.

3. Влажность воздуха на впуске влияет на эффективные показатели дизеля ЯМЗ-236 при работе на полной подаче топлива. При работе на частичных нагрузках (при подаче топлива 68% от полной и меньшей) понижение мощности и повышение удельного расхода топлива с повышением относительной влажности воздуха при температуре воздуха до  $40^\circ$  практически не происходит.

4. Проведенное экспериментальное исследование влияния температуры и влажности воздуха на впуске на мощность и экономичность дизеля ЯМЗ-236 подтвердило необходимость приведения мощности и удельного расхода топлива дизелей к нормальным атмосферным условиям.

продолжительность открытия клапанов  $248$  и  $280^\circ$  поворота коленчатого вала.

Фазы газораспределения при углах перекрытия клапанов  $40, 78, 100, 120^\circ$  приведены в табл. 1.

Таблица 1

Угол перекрытия $\psi^\circ$	Впускные клапаны		Выпускные клапаны	
	Открытие до в. м. т.	Закрытие после н. м. т.	Открытие до н. м. т.	Закрытие после в. м. т.
40	20	48	48	20
78	38	30	60	40
100	60	40	60	40
120	60	40	40	60

Индикаторные диаграммы насосных ходов, по которым определялась их работа, снимались при помощи электропневматического индикатора МАИ-2.

Экспериментальная проверка позволила выявить следующие недостатки мембранных датчиков МАИ-2 в случае применения их для индицирования насосных ходов форсированного двигателя:

1. Газы, поступающие из цилиндра двигателя к мембране датчика, дросселируются нижним ограничителем, площадь проходного сечения которого из условий его прочности составляет не более 40% рабочей площади мембраны. Учесть эту потерю давления можно только специальными экспериментами.

Из условий прочности проходное сечение в нижнем ограничителе можно изменять только в сторону уменьшения.

2. Статическая тарировка — определение давления, необходимого для перемещения мембраны от нейтрального положения и обратно, сложна, так как для получения необходимой чувствительности электрод датчика требуется установить на расстоянии не более  $0,02$  мм от мембраны.

3. Статическая тарировка мембранного датчика с тонкой мембраной после снятия нескольких диаграмм существенно изменяется, что связано с деформацией мембраны из-за воздействия на нее газов, имеющих высокую температуру. Поэ-

тому нельзя точно учесть поправку на нечувствительность мембраны, соизмеримую с величиной регистрируемого давления.

4. Нельзя снимать индикаторные диаграммы без индикаторного крана, который увеличивает длину индикаторного ка-

поворота коленчатого вала непроизводительная работа насосных ходов увеличивается. Например, при противодавлении на выпуске  $p_r = 1,3 \text{ кг/см}^2$  увеличение угла  $\psi$  с 40 до 120° поворота коленчатого вала повышает отрицательную работу насосных ходов на 53% по абсолютному значению и на 1% от среднего эффективного давления  $p_e$ .

При  $\psi = 40^\circ$  величина  $p_{н.х}$  составляет 1,8% от величины  $p_e$ , а при  $\psi = 120^\circ$   $p_{н.х}$  составляет 2,8%.

При работе без противодействия на выпуске  $p_r = 1,03 \text{ кг/см}^2$  увеличение  $\psi$  с 40 до 120° поворота коленчатого вала вызывает уменьшение положительной работы насосных ходов на 42%.

Как видно из табл. 2, увеличение противодействия на выпуске вызывает рост непроизводительной работы насосных ходов. Так, при  $\psi = 40^\circ$  и  $p_r = 1,03 \text{ кг/см}^2$  работа насосных ходов положительна и составляет 0,72% от  $p_e$ , а при  $p_r = 1,5 \text{ кг/см}^2$  она отрицательна и составляет 3,4% от  $p_e$ .

Значения средних давлений насосных ходов, которые приведены в табл. 2, определялись при следующих постоянных условиях работы двигателя:

Число оборотов в минуту . . . . . 1508  
Среднее эффективное давление  $p_e$  в  $\text{кг/см}^2$  . . . . . 7,0  
Давление наддува  $p_s$  в  $\text{кг/см}^2$  . . . . . 1,5  
Температура воздуха  $t_s$ , поступающего в двигатель, в °С . . . . . 45

Анализ влияния угла перекрытия клапанов на работу насосных ходов при постоянных моментах открытия выпускных клапанов и закрытия впускных клапанов был приведен расчетным методом.

Давление газов в цилиндре во время процессов газообмена, т. е. построение индикаторной диаграммы насосных ходов, определялось по наиболее совершенному в настоящее время методу Н. М. Глаголева [5].

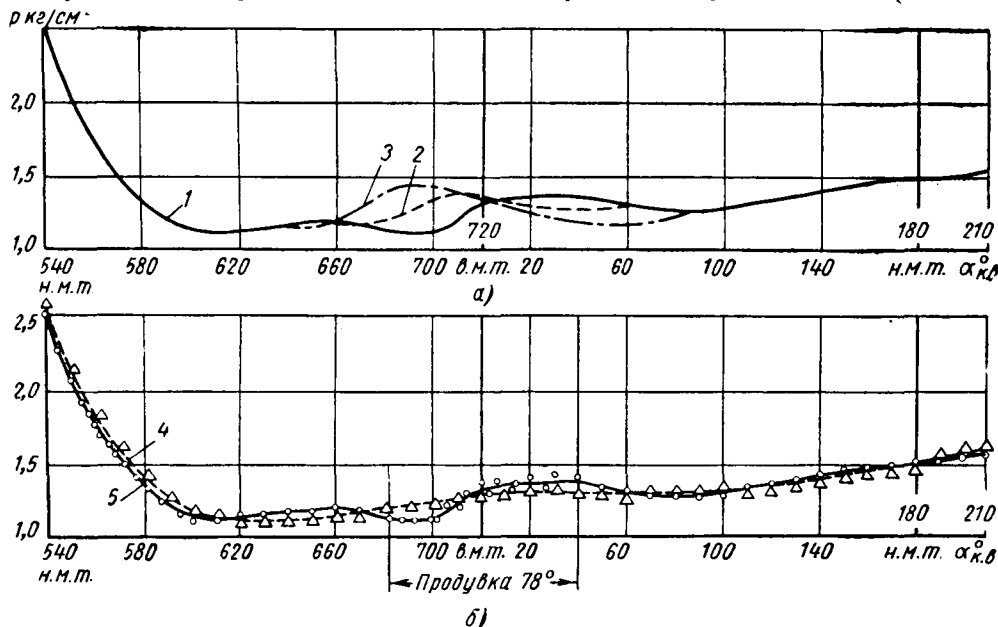
Коэффициенты расхода впускных  $\mu_v$  и выпускных  $\mu_g$  клапанов, которые требуются для расчета, определялись при помощи статической продувки впускной и выпускной систем двигателя как отношение действительного количества воздуха, проходящего через клапаны, к теоретическому количеству воздуха, определяемому по перепаду давлений на клапанах.

Метод расчета процессов газообмена Н. М. Глаголева имеет точность, вполне достаточную для практических целей. На рисунке (б) приведены опытная и расчетная кривые давления газов в цилиндре во время процессов газообмена (угол перекрытия клапанов  $\psi = 78^\circ$ , остальные фазы газораспределения приведены в табл. 1). Как видно из графика, опытная и расчетная кривые давлений практически совпадают. Расхождение между опытными и расчетными критериями, характеризующими процессы газообмена (давление газов в конце наполнения, расход воздуха, среднее давление насосных ходов), составляет примерно 2%.

Как показывают результаты расчета, который проводился при  $p_s = 1,5 \text{ кг/см}^2$ ;  $t_s = 45^\circ$ ;  $p_r = 1,03 \text{ кг/см}^2$ ;  $n = 1500 \text{ об/мин}$ , увеличение угла перекрытия клапанов с  $\psi = 78^\circ$  до  $\psi = 160^\circ$  (опережение открытия впускных клапанов 80° до в.м.т., запаздывание закрытия выпускных клапанов 80° после в.м.т.) уменьшило среднее давление насосных ходов  $p_{н.х}$  (при работе без противодействия  $p_{н.х}$  — величина положительная) примерно в 7 раз (с 0,131 до 0,0184  $\text{кг/см}^2$ ).

Уменьшение положительного среднего давления насосных ходов объясняется увеличением отрицательной работы выталкивания газов благодаря увеличению давления в цилиндре в начале продувки до в.м.т. и уменьшением положительной работы наполнения благодаря уменьшению давления в цилиндре в конце продувки после в.м.т.

Как видно из рисунка (а), по мере увеличения угла перекрытия клапанов давление в цилиндре в начале продувки



Давление газов в цилиндре во время насосных ходов:

а — расчетные кривые; б — кривые во время процессов газообмена; 1 —  $\psi = 78^\circ$ ; 2 —  $\psi = 120^\circ$ ; 3 —  $\psi = 160^\circ$ ; 4 — опытная кривая; 5 — расчетная кривая.

нала, несмотря на высокое качество мембран и ограничитель датчиков индикатора МАИ-2. Даже при толщине мембраны 0,15 мм они разрушаются через 10—20 мин.

Для получения качественных диаграмм насосных ходов был применен клапанный датчик [4], основными преимуществами которого являются: достаточно высокая надежность, позволяющая снимать индикаторные диаграммы без индикаторного крана, и стабильная нечувствительность, что позволяет легко ввести поправку на величину давлений, записанных на диаграмме.

В электрической схеме индикатора для получения импульсов высокого напряжения был применен электронный генератор высоковольтных импульсов ( $f = 30 \text{ кгц}$ ), разработанный на кафедре двигателей внутреннего сгорания Харьковского политехнического института имени В. И. Ленина.

Применение датчика клапанного типа индикатора МАИ-2 манометрического устройства и электронного высококачественного генератора импульсов высоких напряжений позволило получить диаграммы насосных ходов с максимальным разбросом точек 2—2,5 мм.

Среднее давление насосных ходов  $p_{н.х}$  определялось по формуле

$$p_{н.х} = \frac{F_{н.х}}{l} \mu_p \text{ кг/см}^2,$$

где  $F_{н.х}$  — площадь индикаторной диаграммы насосных ходов, перестроенной в координаты давление—объем, в  $\text{мм}^2$ ;

$l$  — длина индикаторной диаграммы в мм;

$\mu_p$  — масштаб диаграммы в  $\text{кг/см}^2 \cdot \text{мм}$ .

Как видно из табл. 2, где приведены значения среднего давления насосных ходов в зависимости от противодействия на выпуске, при увеличении перекрытия клапанов с 40 до 120°

Таблица 2

Зависимость среднего давления насосных ходов от противодействия на выпуске

Противодавление на выпуске	Среднее давление насосных ходов в $\text{кг/см}^2$	
	$\psi = 40^\circ$	$\psi = 120^\circ$
1,03	0,056	0,024
1,2	-0,049	-0,080
1,3	-0,144	-0,220
1,4	-0,201	-0,250
1,5	-0,262	-0,275

увеличивается, а в конце продувки уменьшается. Рост давления в начале продувки объясняется тем, что по мере увеличения опережения открытия впускных клапанов увеличивается количество продувочного воздуха, поступившего в цилиндр до в.м.т., а давление воздуха больше давления отработавших газов. В конце продувки по мере увеличения запаздывания закрытия выпускных клапанов давление в цилиндре падает, так как значительная часть продувочного воздуха, поступившая в цилиндр в конце продувки, выходит в выпускную систему, где давление ниже, чем давление наддува.

Таким образом, индифферентность насосных ходов рационально выполнять при помощи клапанных датчиков. Увеличение

перекрытия клапанов вызывает рост нерациональной работы насосных ходов.

ЛИТЕРАТУРА

2. Казачков Р. В. «Энергомашиностроение», 1962, № 5.
3. Глаголев Н. М. Современное состояние и перспективы развития двигателестроения. Труды Харьковского политехнического института, т. XXVIII, 1959.
4. Казачков Р. В. «Измерительная техника», 1962, № 9.
5. Глаголев Н. М. Расчет рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. ХПИ, 1959.

## О возможностях использования тяговой радиальной турбины при торможении автомобиля газотурбинным двигателем

Е. П. КРЫЛОВ

Московский автомеханический институт

**ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ** на автомобиле газотурбинного двигателя с осевой тяговой турбиной невозможно получить существенный тормозной момент, если колесо ее вращается в ту же сторону. Поэтому при установке такого газотурбинного двигателя приходится усложнять схему путем введения добавочных воздушных тормозов (автомобиль Лаффли с двигателем Турбомека, 1961 г., Франция), электромагнитных тормозов (автомобиль Грегуар и автобус Сосема, 1952 г., Франция) или блокировки вала тяговой турбины и турбокомпрессора (Рсвер Т-6, 1962 г., Англия). Более действенными способами улучшения тормозной динамики автомобиля с газотурбинным двигателем являются:

1. Изменение направления вращения турбины при включении заднего хода и сохранении направления потока газа перед колесом. Этот метод позволяет получить тормозной момент, превышающий эффективный момент двигателя. Метод использован в 1950 г. на автомобиле Кенворт (США) с двигателем Боинг-502-2.

2. Установка лопаток соплового аппарата тяговой турбины в реверсное положение. Этот метод, использованный на последней модели американского турбинного автомобиля Крайслер 1961 г. [1] с двигателем CR2A эффективен, но усложняет конструкцию, особенно при многоступенчатой тяговой турбине.

Применение в автомобильном газотурбинном двигателе тяговой радиальной турбины может упростить решение проблемы торможения двигателем.

Преимущества, которые представляет в этом отношении радиальная турбина, сводятся к следующему: если при заданном теплоперепаде число оборотов турбины превысит некоторое определенное значение, называемое предельным, то направление потока газа в ней изменится на обратное и при подаче мощности извне турбина начнет всасывать и сжимать воздух из атмосферы, подавая его в газосборник, т. е. будет работать как компрессор.

Одна из возможных принципиальных схем двигателя, работающего на тормозном режиме по этому методу, показана на рис. 1, а [2]. В схему входит ряд дроссельных клапанов 1—5, которые должны в случае торможения двигателем пропускать обратный поток сжатого воздуха через турбину в атмосферу (клапаны 4, 5) и направлять поток горячих газов от турбокомпрессора, минуя тяговую турбину (клапаны 2, 3). Схема оборудована также регулятором *P*, автоматически управляющим клапанами и изменяющим подачу топлива в камеру сгорания на компрессорном режиме (клапан 1).

Чтобы выяснить реальные возможности подобной

схемы, необходимо иметь экспериментальные компрессорные характеристики радиальной турбины. Получить такие характеристики аналитически трудно из-за сложности учета потерь на входе в рабочее колесо и сопловой аппарат. Колесо турбины на компрессорном режиме работает как колесо центробежного компрессора, а сопловой аппарат — как лопаточный диффузор.

Экспериментальная установка, показанная на рис. 1, б, состояла из радиальной испытуемой турбины, гидротормоза и приводной турбины. Обе турбины работали на воздухе.

Компрессорные режимы. Испытания на компрессорных режимах проводились на турбине с двумя сменными неподвижными и одним поворотным сопловым аппаратом. Неподвижные сопловые аппараты имели одинаковый угол установки лопаток  $\alpha_1=18^\circ$ , но разные радиальные зазоры относительно колеса (между выходными кромками лопаток соплового аппарата и рабочим колесом)  $\delta_R=5$  и  $20$  мм. Компрессорные режимы исследовались также при установке поворотных сопловых лопаток под углами  $\alpha_1=18, 30, 60, 90, 150$  и  $160^\circ$ . Особенности течения газа на этих режимах можно уяснить из треугольников скоростей на входе и выходе из колеса (рис. 2, а, б, в).

Основные размеры колеса турбины указаны на рис. 1, в. Профили сопловых лопаток имели размеры: для зазора  $\delta_R=5$  мм  $b \times l=62,5 \times 14$ , а для зазора  $\delta_R=20$  мм  $b \times l=68 \times 14$

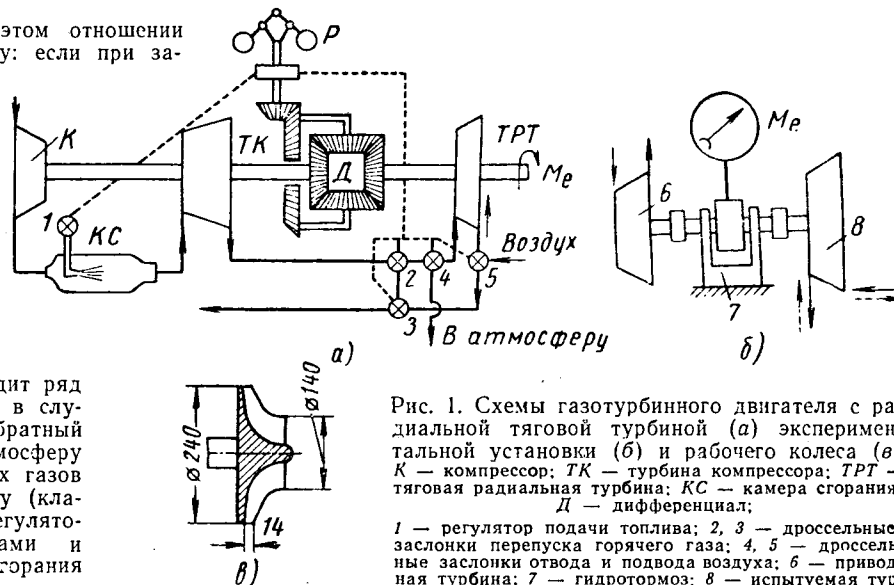


Рис. 1. Схемы газотурбинного двигателя с радиальной тяговой турбиной (а) экспериментальной установки (б) и рабочего колеса (в) *K* — компрессор; *TK* — турбина компрессора; *TRT* — тяговая радиальная турбина; *КС* — камера сгорания; *Д* — дифференциал; 1 — регулятор подачи топлива; 2, 3 — дроссельные заслонки перепуска горячего газа; 4, 5 — дроссельные заслонки отвода и подвода воздуха; 6 — приводная турбина; 7 — гидротормоз; 8 — испытуемая турбина (сплошные стрелки — компрессорный режим, штриховые — режим активного торможения).

(где  $b$  — хорда, а  $l$  — высота лопаток в мм) при числе лопаток  $z=20$ . Поворотный сопловой аппарат имел соответственно:  $b \times l = 85 \times 14$  и  $z=24$ .

Результаты экспериментов на компрессорных режимах обрабатывались в параметрах, характерных для компрессоров.

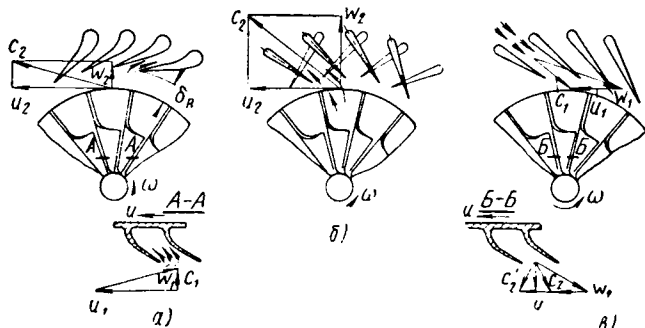


Рис. 2. Треугольники скоростей на входе и выходе из колеса при тормозных режимах.

Компрессорные характеристики турбины (рис. 3) дают зависимость степени повышения давления  $\pi = \frac{p_0}{p_n}$  ( $p_n$  — наружное давление,  $p_0$  — давление в газосборнике) от приведенного расхода воздуха  $\frac{G_k \sqrt{T_n}}{p_n} = \bar{G}_k$  при разных числах оборотов  $\frac{n}{\sqrt{T_n}}$  ( $G_k$  — весовой расход,  $T_n$  — наружная температура,  $n$  — число оборотов в минуту).

Как видно из рис. 3, увеличение радиального зазора приводит к существенному росту величины  $\pi$ . Это объясняется тем,

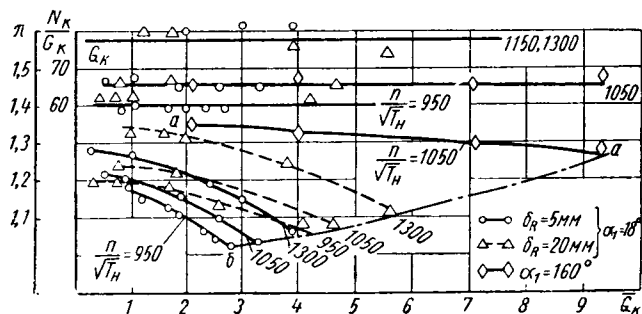


Рис. 3. Компрессорная характеристика радиальной турбины.

что в зазоре, где течение воздуха происходит с малыми потерями, снижаются скорости и, следовательно, уменьшаются потери при входе в сопловой аппарат. Сплошные кривые ( $\delta_R=5$  мм) идут круче стриховых ( $\delta_R=20$  мм), что свидетельствует о большем относительном росте потерь давления при малом зазоре. Это объясняется тем, что при малом зазоре поток обтекает сопловой аппарат с большими скоростями, чем при большом, и претерпевает более крутой поворот. По тем же причинам с уменьшением зазора снижается максимальная величина расхода, ограниченная характеристикой сопротивления сети (кривая  $ба$ , рис. 3). Кривая  $аа$  характеризует компрессорный режим при установке сопловых лопаток под углом  $\alpha_1=160^\circ$  (см. рис. 2, б).

Кривая  $аа$  указывает на значительный рост предельной величины расхода воздуха при слабом изменении  $\pi$ . Это объясняется тем, что в данном случае на входе в сопловой аппарат угол атаки непрерывно уменьшается с увеличением расхода воздуха.

На компрессорных режимах при заданном числе оборотов и изменении расхода воздуха работа, переданная в колесе 1 кг газа, постоянна в широком диапазоне расходов воздуха независимо от изменения условий течения за колесом. Для

иллюстрации этого момента на рис. 3 представлены графики

$$\frac{N_k}{G_k} = f\left(\frac{G\sqrt{T_n}}{p_n}, \frac{n}{\sqrt{T_n}}\right) \quad (N_k \text{ — мощность, затраченная}$$

на компрессорном режиме). Каждый график является прямой, объединяющей точки, снятые при совершенно различных условиях по углу  $\alpha_1$  и радиальному зазору  $\delta_R$ . Угол  $\alpha_1$  в пределах этих прямых изменяется от 18 до  $160^\circ$ , а зазор от 5 до 20 мм.

Изменение предельных (полностью открыта выходная дроссельная заслонка) значений расхода воздуха через выпускной тракт на компрессорном режиме работы турбины в диапазоне

оборотов  $\frac{n}{\sqrt{T_n}} = 950 - 1300$  показано на рис. 4. Из рисунка видно, что рост радиального зазора на 15 мм увеличивает расход воздуха при том же  $\frac{n}{\sqrt{T_n}}$  в 1,5—1,6 раза. Как показали

эксперименты, дальнейшее увеличение зазора оказывает еще более существенное влияние на расход воздуха. Так, при зазоре  $\delta_R=40$  мм расход воздуха увеличивается в сравнении с зазором  $\delta_R=20$  мм на 70%. Таким образом, радиальный зазор является весьма сильным средством изменения расхода воздуха на компрессорном режиме.

Более существенно на расход воздуха через турбину на компрессорном режиме влияет увеличение угла  $\alpha_1$  с ростом которого одновременно увеличивается проходное сечение за колесом и уменьшается поворот потока воздуха, проходящего через сопловой аппарат, а значит и потери в нем. Зависимость приведенного расхода газа от угла  $\alpha_1$  при минимальном сопротивлении выпускного тракта (полностью открыта дроссельная заслонка) за турбиной и  $\frac{n}{\sqrt{T_n}} = 1055$  показана также

на рис. 4. Расход через турбину в этом случае меняется с изменением угла  $\alpha_1$  от 18 до  $160^\circ$  более чем в 2 раза.

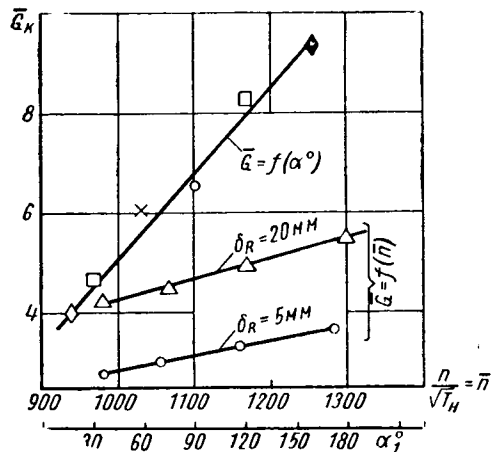


Рис. 4. Зависимость приведенного расхода воздуха от приведенного числа оборотов и от угла  $\alpha_1$  при минимальном сопротивлении выпускного тракта.

Таким образом, расширение диапазона расходов воздуха при увеличении радиального зазора или при углах  $\alpha_1 > 90^\circ$  дает возможность поглощать на режимах торможения автомобиля большие мощности.

На рис. 5 для сравнения свойств радиальной турбины, работающей в компрессорном режиме, со свойствами центробежных компрессоров показана обобщенная напорная характеристика турбины и центробежного нагнетателя авиационного типа, построенная в координатах

$$\bar{H} = \frac{H_{ад}}{u_2^2} \quad \text{и} \quad \varphi = \frac{4V}{\pi D_2^2 u_2},$$

где  $\bar{H}$  — коэффициент напора;

$\varphi$  — коэффициент расхода;

$H_{ад}$  — адиабатный напор в м;

$u_2$  — окружная скорость на периферии колеса в м/сек;

$V$  — объемный расход (по входным условиям) в м<sup>3</sup>/сек;

$D_2$  — наружный диаметр колеса в м.

Кривые отчетливо показывают большие потери, которые возникают в колесе и в сопловом аппарате за счет больших отрицательных углов атаки как на входе в колесо, так и на входе в сопловый аппарат.

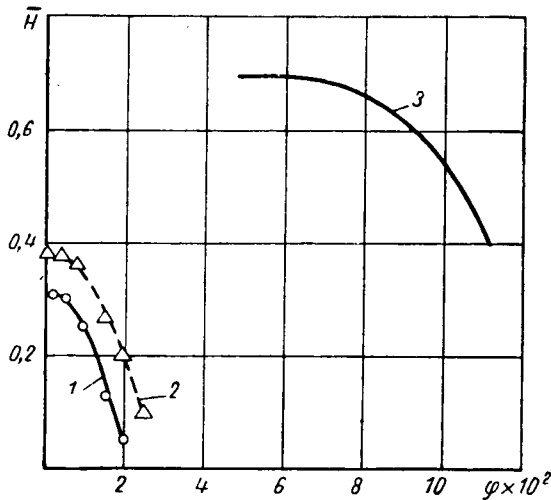


Рис. 5. Напорные характеристики:

1 — радиальная турбина с радиальным зазором  $\delta_R = 5$  мм ( $\alpha_1 = 18^\circ$ );  
2 — радиальная турбина с радиальным зазором  $\delta_R = 20$  мм ( $\alpha_1 = 18^\circ$ );  
3 — центробежный компрессор авиационного типа (АМ-42).

Для аналитического расчета компрессорных характеристик турбины необходимо иметь значение коэффициентов сопротивления турбинных решеток при углах атаки более  $60^\circ$ . Так как достоверные значения этих коэффициентов в литературе отсутствуют, а получение их экспериментально требует специально поставленных опытов, то в данной работе даны лишь качественные объяснения сущности компрессорных режимов турбины. Однако кривые 1 и 2 на рис. 5 дают возможность и количественно оценить компрессорные характеристики любой геометрически подобной радиальной турбины, так же как это делается для центробежных компрессоров [3].

Режим активного торможения. Так как использование компрессорных режимов требует изменения направления газа в колесе и введения управляемого перепуска в схему газотурбинного двигателя, то желательно получить тормозной эффект, не меняя направление потока газа. Это можно сделать при использовании режимов активного торможения.

Поворотные сопловые лопатки устанавливаются в этом случае в реверсное положение и газ подается навстречу вращению колеса.

Треугольники скоростей на входе и выходе из колеса при этом способе торможения показаны на рис. 2, в. Газ входит на рабочие лопатки в этом случае всегда с ударом, и углы атаки в широком диапазоне режимов близки к  $90^\circ$ .

Треугольники скоростей на выходе из колеса показывают, что выходящий из колеса поток газа при больших расходах ( $n$ , следовательно, больших  $\omega_2$ ) и малых оборотах способствует вращению колеса, уменьшая тормозной момент. При больших оборотах и малых расходах воздуха абсолютная скорость газа на выходе из колеса  $c_2'$  (см. рис. 2, в) создает момент, противоположный вращению, но так как скорость  $c_2'$  невелика, это не влияет на тормозную мощность, которая при этом уменьшается.

Результаты экспериментального исследования радиальной турбины на режимах активного торможения приведены на рис. 6, а, б. На рис. 6, а дана зависимость приведенной тормозной мощности на режиме активного торможения от приведенного числа оборотов (кривая 1)

$$\frac{N_T}{p_0 \sqrt{V T_0}} = f\left(\frac{n}{\sqrt{V T_0}}\right),$$

где  $N_T$  — мощность на режиме активного торможения в л. с.;  
 $n$  — число оборотов турбины в минуту;  
 $p_0$  — давление перед турбиной в ата;  
 $T_0$  — температура перед турбиной в  $^\circ\text{K}$ ;  
 $M_T$  — момент на режиме активного торможения в кгм.

Кривая 1 получена при следующих условиях: степень понижения давления на турбине  $\pi_T = 1,40$  и  $\alpha_1 = 160^\circ$ . Кривая 3, со-

ответствующая приведенной эффективной мощности на турбинном режиме, снята при условиях  $\pi_T = 1,40$  и  $\alpha_1 = 20^\circ$ . Эти графики показывают, что максимальная тормозная мощность при указанных условиях отличается от максимального значения эффективной мощности на 20%.

На рис. 6, а показана также зависимость  $\frac{M_T}{p_0} = f\left(\frac{n}{\sqrt{V T_0}}\right)$  (кривая 2), указывающая на значительную величину тормозного момента, который может быть получен на режимах активного торможения. Очень важно, что с падением числа оборотов происходит рост тормозного момента.

При использовании режимов активного торможения необходимо иметь в виду, что во время торможения колеса турбины газом часть кинетической энергии автомобиля, как и на компрессорном режиме, передается газу. Результатом является нагревание газа в колесе. На компрессорном режиме это явление не имеет значения, поскольку в колесе нагревается наружный воздух. На режиме активного торможения нагрев газа, поступающего на рабочие лопатки с температурой  $600-700^\circ$ , может стать опасным. На рис. 6, б показана кривая относительного повышения температуры газа в колесе в зависимости

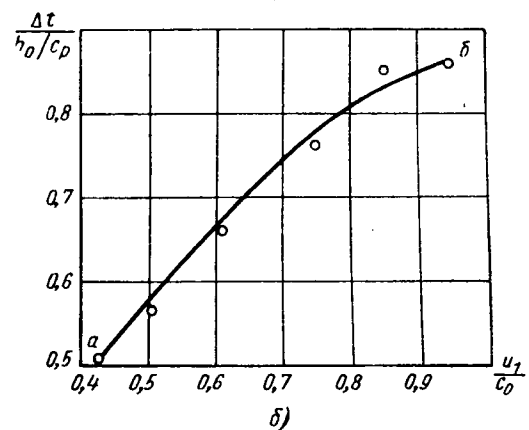
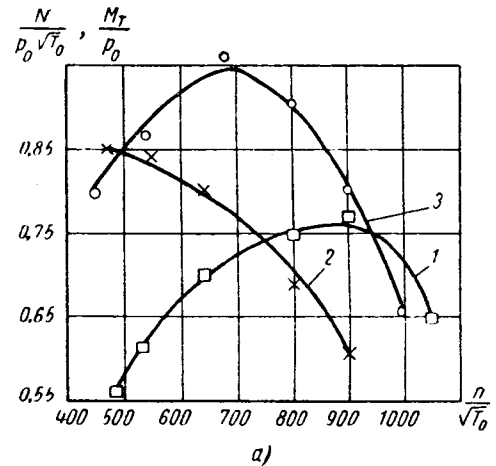


Рис. 6. Результаты экспериментального исследования радиальной турбины на режимах активного торможения:

1 — характеристика приведенной тормозной мощности  $\frac{N_T}{p_0 \sqrt{V T_0}}$ ;  
2 — характеристика приведенного тормозного момента  $\frac{M_T}{p_0}$ ; 3 — характеристика эффективной мощности  $\frac{N_e}{p_0 \sqrt{V T_0}}$  ( $h_0$  — располагаемый теплоперепад в ккал/кг;  $u_1$  — окружная скорость на периферии колеса;  $c_0 = 91,5 \sqrt{h_0}$  — условная располагаемая скорость (газа)).

от  $\frac{u_1}{c_0}$  на режимах активного торможения при условиях, указанных выше. Эта кривая, например, показывает, что при температуре газа перед турбиной  $t_0=700^\circ\text{C}$  и степени понижения давления  $\Delta t = 1,10$  относительный рост температуры в точке  $a$  составляет  $\frac{\Delta t}{h_0} = 0,5$  и абсолютный рост температуры  $\Delta t = 44^\circ$ .

Соответственно в точке  $b$  имеем  $\frac{\Delta t}{h_0} = 0,86$  и  $\Delta t = 71^\circ$ . Такой

рост температуры на практике маловероятен, так как режим активного торможения при мощности турбокомпрессора, соответствующей максимальной нагрузке, едва ли будет использован.

Расчеты показали, что работу, поглощаемую газом на режимах активного торможения, можно оценивать с помощью

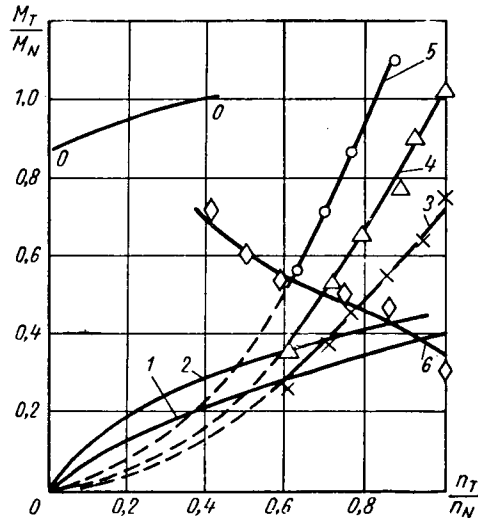


Рис. 7. Характеристика относительного тормозного момента на режимах торможения двигателя (0—0 — режим активного торможения осевой турбины при включении заднего хода):

1 — поршневой двигатель ГАЗ-51; 2 — поршневой двигатель ЗИЛ-120; 3 — радиальная турбина на компрессорном режиме (зазор  $\delta_R=5$  мм); 4 — радиальная турбина на компрессорном режиме (зазор  $\delta_R=20$  мм); 5 — радиальная турбина на компрессорном режиме (угол установки лопаток  $\alpha_1=160^\circ$ ); 6 — радиальная турбина на режиме активного торможения (угол установки лопаток  $\alpha_1=160^\circ$ ).

обычного уравнения Эйлера для турбомашин. Так работа, воспринятая 1 кг газа, определялась по параметрам приводной турбины и по подогреву газа в колесе. Сравнение полученных при этом значений со значениями работы, определенной по уравнению Эйлера, показало, что они отличаются в среднем на 10%.

Сравнение тормозных свойств двигателей. Для сравнения тормозных свойств поршневых двигателей и газотурбинного двигателя с радиальной турбиной на рис. 7 показаны кривые изменения относительных тормозных моментов двигателей ГАЗ-51 [4] и ЗИЛ-120, а также кривые тормозных моментов радиальной турбины, работающей на компрессорных режимах и режимах активного торможения.

Тормозные характеристики построены в координатах

$$\frac{M_T}{M_N}; \frac{n_T}{n_N},$$

где  $M_T$  — тормозной момент двигателя в кгм;  
 $M_N$  — эффективный крутящий момент двигателя, соответствующий максимальной эффективной мощности, в кгм;

$n_T$  — число оборотов вала в минуту на тормозном режиме;

$n_N$  — число оборотов в минуту, соответствующее максимальному значению эффективной мощности.

Взаимное расположение тормозных характеристик поршневых двигателей и тормозных компрессорных характеристик радиальной газовой турбины при разных радиальных зазорах последней указывает на то, что торможение двигателем с тяговой радиальной турбиной более эффективно, чем торможение поршневым двигателем до величины  $\frac{n_T}{n_N} > (60-70\%)$ .

Применение большего радиального зазора ( $\delta_R=20$  мм вместо  $\delta_R=5$  мм) позволяет увеличить тормозной момент двигателя на компрессорном режиме примерно в 1,5 раза, а  $\left(\frac{n_T}{n_N}\right)_{\min}$  смещается до значений 50—60%. При установке сопловых лопаток в реверсное положение ( $\alpha_1=160^\circ$ ) это значение снижается до 40—50%. Использование компрессорных режимов для торможения двигателем при значениях  $\frac{n_T}{n_N} < 40\%$  не

обеспечит достаточного тормозного момента и потребует переход на низшую передачу. На режимах, соответствующих средним эксплуатационным скоростям движения автомобиля на прямой передаче (для грузовых автомобилей  $\sim 30$  км/ч [5]), тяговая радиальная турбина при использовании компрессорного режима обеспечит двигателю тормозные свойства, близкие к свойствам поршневых двигателей. Компрессорные характеристики радиальной газовой турбины получены на экспериментальной установке со значительным сопротивлением длинного выпускного трубопровода, в который включены расходомеры, колена, отводы и внезапные расширения. Поэтому при использовании этих режимов на двигателе, где обеспечен короткий и прямой отвод сжатого воздуха от турбины, возможно получить несколько больший расход, а следовательно, и тормозной момент.

На рис. 7 показана также кривая относительного тормозного момента  $\frac{M_T}{M_N}$ , полученная на режимах активного торможения.

Расположение этой кривой указывает на возможность получения значительных тормозных моментов на режиме активного торможения; причем в отличие от момента на компрессорном режиме момент на режиме активного торможения растет с уменьшением числа оборотов турбины, что особенно важно, так как это позволяет не переходить на низкие передачи при уменьшении скорости движения автомобиля. На рис. 7 для сравнения показана также кривая 00 тормозного момента, создаваемого осевой турбиной при вращении ее колеса в противоположную сторону и подаче газа навстречу вращению колеса на режиме турбокомпрессора, соответствующем 50% максимальной эффективной мощности двигателя.

Этот режим осуществляется при включении заднего хода и движении вперед, что требует установки специального сцепления, позволяющего за счет проскальзывания дисков погасить вращение тяговой турбины в прямом направлении и запустить ее в обратном [6].

## Выводы

1. На компрессорных режимах радиальная турбина может создать значительный тормозной момент. Величина этого момента существенно возрастает при увеличении радиального зазора между колесом и сопловым аппаратом. Еще большая величина тормозного момента может быть получена при установке сопловых лопаток под углами  $\alpha_1 > 90^\circ$ .

2. На компрессорных режимах радиальная турбина создает тормозные моменты большие, чем у поршневых двигателей, только до

$$\frac{n_T}{n_N} \geq 0,5 - 0,6.$$

При использовании компрессорных режимов на среднэксплуатационных скоростях движения автомобиля  $\left(\frac{n_T}{n_N} \approx$

$\approx 0,5$ ) радиальная турбина обладает тормозными свойствами худшими, чем у поршневых двигателей, так как при  $\frac{n_T}{n_N} < 0,5$

тормозной момент ее резко падает.

3. На режимах активного торможения радиальной турбины можно получить тормозные моменты большие, чем на компрессорных режимах. При этом величина тормозного момента возрастает с падением числа оборотов, что особенно выгодно при торможении двигателем. Отрицательным свойством режимов активного торможения является повышение температуры газа в колесе.

Применение режима активного торможения тяговой радиальной турбины обеспечивает газотурбинному двигателю тормозные свойства лучшие, чем у поршневых двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. "The oil Engine and Gas Turbine", Nov, vol. 29, 1961, с. 257.
2. "The oil Engine and Gas Turbine", June, 1952, s. 67.
3. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. Машгиз, 1959.
4. Шалагин В. Н. «Автомобильная промышленность», 1959, № 4.
5. Энциклопедический справочник «Машиностроение», т. II, Машгиз, с. 70.
6. «SAE Journal», July, 1961, с. 51.

## К вопросу распределения нагрузок в дисках автомобильных колес

И. В. БАЛАБИН

Центральное конструкторское бюро по ободам

На КОЛЕСАХ грузовых автомобилей общего назначения применяются выпуклые диски, центральная часть которых смещена относительно продольной плоскости симметрии колеса. Это смещение, измеряемое расстоянием между наружной привалочной плоскостью<sup>1</sup> диска и продольной плоскостью симметрии колеса, называется вылетом диска. Вылет диска устанавливается, исходя из требуемого зазора между шинами сдвоенных колес, величина которого оговаривается международными нормами применительно к каждому размеру профиля колес.

Силы и моменты, действующие на колеса со стороны автомобиля, вызывают со стороны дорожного основания реактивное воздействие в виде реакций: вертикальной  $Z$ , боковой  $Y$  и тангенциальной  $X$ , расположенных в трех взаимно-перпендикулярных направлениях.

Эксперименты, проведенные ЦКБ по ободам, показали, что тангенциальная нагрузка оказывает незначительное влияние на напряженность диска колеса, а потому в данном случае ее можно без большой погрешности исключить из анализа действующих силовых факторов.

Вертикальная нагрузка, приложенная к оси колеса от автомобиля, передается от ступицы к диску в плоскости их взаимного сопряжения. Реакция вертикальной нагрузки, действующая на колеса со стороны дороги, приложена к шине посередине ее беговой дорожки.

Если плоскости вертикальной силы и ее реакции не совпадают, что характерно для дисков со смещенной центральной частью, приложении к оси колеса вертикальной нагрузки сопровождается появлением в диске изгибающего момента, величина которого определяется вертикальной реакцией  $Z$  и расстоянием  $K$  от места ее приложения до рассматриваемой точки  $A$ .

Максимальный изгибающий момент от вертикальной нагрузки будет испытывать центральная часть диска, так как точки ее сечения имеют наибольшее удаление от линии действия вертикальной реакции  $Z$ , соответствующее вылету диска  $L$ .

Боковая сила  $Y$ , действующая на диск со стороны ступицы, и ее реакция  $Y$ , приложенная к колесу в плоскости контакта шины с основанием, также создают в поперечной плоскости диска изгибающий момент, величина которого применительно к каждой из точек поперечного сечения диска будет определяться произведением боковой силы на расстояние этой точки до плоскости опоры [1]. Для рассматриваемой точки  $A$  (рис. 1) это расстояние соответствует  $r_m$ .

Следовательно, чем меньше радиус окружности, на которой лежит рассматриваемая точка диска, тем большему изгибающему моменту она подвержена. Максимальное значение изгибающего момента будет наблюдаться в точках поперечного сечения центральной части диска, лежащих вблизи крепежных шпилек.

При совместном действии на колесо вертикальной и боковой нагрузок их моменты будут либо складываться, либо вычитаться в зависимости от того, действуют они в одну сторону или в разные.

Теперь рассмотрим внешние нагрузки, действующие на колеса задней оси грузового автомобиля, причем ограничимся

случаем движения автомобиля по гладкому жесткому основанию, так как этого вполне достаточно для выявления сущности вопроса.

Из всех возможных случаев движения автомобиля остановимся на тех, которые сопровождаются появлением боковой силы и являются, таким образом, критическими с точки зрения действующих на диски колес нагрузок. Наиболее характерным в этом отношении будет являться поворот автомобиля.

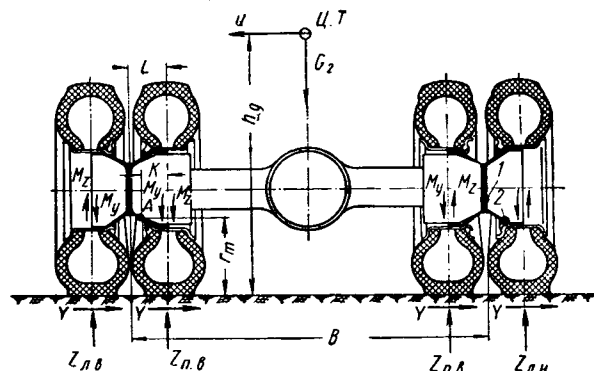


Рис. 1.

Пусть автомобиль движется по горизонтальному основанию и поворачивает с постоянной скоростью вправо (рис. 1). В этом случае часть центробежной силы  $Q$ , приходящаяся на задний мост, создаст на колесах боковые реакции  $Y$ , направленные к центру поворота, а момент силы  $Q$ , равный произведению ее величины на высоту центра тяжести автомобиля, вызовет перераспределение веса, приходящегося на задний мост таким образом, что левые колеса получат дополнительную вертикальную нагрузку, а нагрузка на правых колесах соответственно уменьшится.

Если автомобиль на повороте движется с постоянной скоростью, то вертикальная нагрузка на каждом из левых и правых задних колес с учетом поперечного перераспределения веса автомобиля, вызванного центробежной силой, соответственно составит (сопротивлением воздуха пренебрегаем):

$$Z_{л.н} = Z_{л.в} = \frac{1}{4} G_2 + \frac{1}{2} Q \frac{h_g^*}{B}; \tag{1}$$

$$Z_{п.н} = Z_{п.в} = \frac{1}{4} G_2 - \frac{1}{2} Q \frac{h_g}{B}, \tag{2}$$

где  $G_2$  — вес, приходящийся на заднюю ось в статическом состоянии;

$Q$  — суммарная боковая сила, приходящаяся на заднюю ось;

$h_g$  — высота центра тяжести автомобиля;

$B$  — ширина колеи автомобиля.

\* Принимаем, что нагрузки между сдвоенными колесами распределяются поровну.

<sup>1</sup> Привалочной плоскостью называется поверхность сопряжения диска со ступицей.



Здесь и в дальнейшем индексы означают: *л.н* — левое наружное колесо, *л.в* — левое внутреннее, *п.н* — правое наружное и *п.в* — правое внутреннее.

Предположим, что боковая сила, действующая на заднюю ось автомобиля, будет равномерно распределяться между колесами оси [2]. Это возможно до тех пор, пока левые колеса будут способны реализовать половину боковой нагрузки [2], или, иначе говоря, пока справедливо неравенство

$$\frac{1}{2} Q < Z_n \varphi,$$

где  $Z_n$  — суммарная вертикальная нагрузка, приходящаяся на два правых колеса;

$\varphi$  — коэффициент сцепления шин с дорогой.

Боковая нагрузка  $Y$  на всех колесах будет одинакова и составит  $\frac{1}{4} Q$ .

В этом случае, если пренебречь уводом шин и наклоном колес, вызванными боковой силой (при правом повороте автомобиля), результирующие изгибающие моменты, действующие на диски колес задней оси автомобиля, можно выразить следующими зависимостями:

$$M_{л.н\text{рез}} = Z_{л.н} K - \frac{1}{4} Q r_m =$$

$$\cong \frac{1}{4} G_2 K - \frac{1}{2} Q \left( \frac{1}{2} r_m - \frac{h_g}{B} K \right); \quad (3)$$

$$M_{л.в\text{рез}} = Z_{л.в} K + \frac{1}{4} Q r_m =$$

$$= \frac{1}{4} G_2 K + \frac{1}{2} Q \left( \frac{1}{2} r_m + \frac{h_g}{B} K \right); \quad (4)$$

$$M_{п.н\text{рез}} = Z_{п.н} K - \frac{1}{4} Q r_m =$$

$$= \frac{1}{4} G_2 K - \frac{1}{2} Q \left( \frac{1}{2} r_m - \frac{h_g}{B} K \right); \quad (5)$$

$$M_{п.в\text{рез}} = Z_{п.в} K + \frac{1}{4} Q r_m =$$

$$= \frac{1}{4} G_2 K + \frac{1}{2} Q \left( \frac{1}{2} r_m + \frac{h_g}{B} K \right). \quad (6)$$

С помощью уравнений (3)—(6) можно сопоставить нагруженность каждого из четырех дисков задних колес автомобиля в зависимости от режимов поворота.

Как видно из этих уравнений, величина результирующего изгибающего момента для идентичных точек каждого из четырех дисков задней оси при повороте автомобиля будет различной и представляет собой алгебраическую сумму двух величин, одна из которых выражает статический изгибающий момент от весовой нагрузки на колесо и вторая — приращение изгибающего момента, обусловленное действием центробежной силы.

Анализируя эти зависимости, мы видим, что при повороте автомобиля в каждом из четырех дисков статический изгибающий момент, обусловленный весовой нагрузкой  $\left(\frac{1}{4} G_2 K\right)$ , претерпевает различное приращение. Величина и знак этого приращения зависят от значений центробежной силы  $Q$ , приходящейся на ось, отношения высоты центра тяжести автомобиля к ширине его колеи  $\frac{h_g}{B}$ , от расстояний рассматриваемой точки диска до плоскости опоры  $r_m$  и линии действия вертикальной нагрузки  $K$ , а также от расположения колеса на автомобиле (рис. 1).

Самое большое значение изгибающего момента будет испытывать диск левого внутреннего колеса, так как приращение изгибающего момента на этом диске при повороте автомобиля, являясь положительным, имеет постоянный коэффициент, представляющий сумму положительных величин, заключенных в скобках. На остальных дисках изгибающий момент будет меньше, так как для правого наружного этот коэффициент представляет разность; диски левого наружного

и правого внутреннего колес во время поворота автомобиля будут иметь отрицательное приращение изгибающего момента, и, следовательно, суммарный изгибающий момент будет также меньше.

Если  $\frac{1}{2} Q > Z_n \varphi$ , т. е. если центробежная сила, приходящаяся на задний мост, приобретает значение, при котором правые колеса не способны реализовать половину боковой нагрузки, действующей на заднюю ось, в случае правого поворота автомобиля левые колеса будут испытывать большую боковую нагрузку, чем правые. Тогда боковая сила для одного из левых колес составит:

$$\frac{1}{4} \left[ Q - \left( \frac{1}{2} G_2 - Q \frac{h_g}{B} \right) \varphi \right]$$

и для одного из правых колес.

$$\frac{1}{2} \left( \frac{1}{2} G_2 - Q \frac{h_g}{B} \right) \varphi.$$

Применительно к этому случаю результирующий изгибающий момент на внутреннем левом диске будет нарастать еще быстрее.

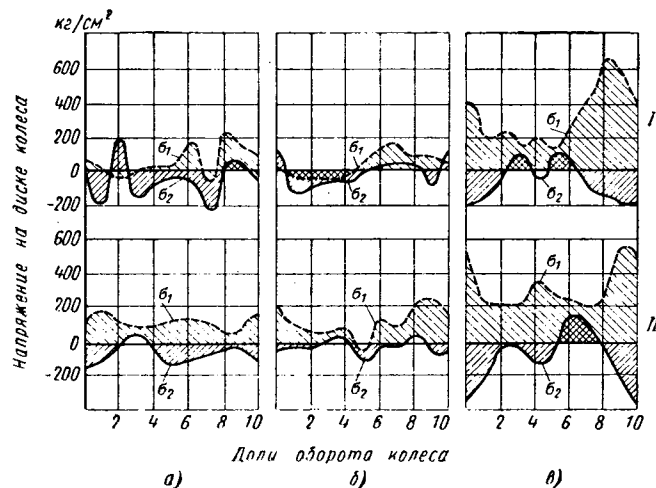


Рис. 2.

Следовательно, когда центробежная сила достигает большой величины, диск левого внутреннего колеса будет находиться в еще более неблагоприятных условиях с точки зрения действующих на него нагрузок по сравнению с дисками других колес.

Если учесть боковое смещение шины относительно обода [3] под действием боковой силы (боковой увод), то плечо момента от вертикальной силы на внутреннем левом колесе увеличится, что способствует увеличению изгибающего момента в этом диске. На наружном левом диске боковой увод будет уменьшать результирующий изгибающий момент. Кроме того, при повороте ось автомобиля наклоняется, что будет сопровождаться наклоном колеса к плоскости дороги в сторону действия центробежной силы, а это вызовет появление дополнительной боковой составляющей, направленной к центру поворота, которая, складываясь с боковой силой, будет также увеличивать результирующий момент на внутреннем левом диске и уменьшать на наружном.

При левом повороте автомобиля наиболее нагруженным оказывается диск правого внутреннего колеса.

Данные выводы справедливы и для случая, когда автомобиль движется с поперечным наклоном, т. е. когда боковые реакции на колесах вызваны составляющей веса автомобиля, расположенной в плоскости, параллельной основанию дороги.

Высказанные соображения подтверждают эксперименты, проведенные в лаборатории дорожных испытаний ЦКБ по ободам.

На рис. 2 представлены результаты испытаний диска стандартного колеса 6,00 Т-20 автомобиля ЗИЛ-164 в виде графиков главных напряжений, которые испытывают каждая из исследуемых точек диска за полный оборот колеса. Здесь по

оси ординат отложены значения главных напряжений, а по оси абсцисс — развертки окружностей диска, на которых наклеены розетки тензодатчиков, нижнее положение которых принято за нуль отсчета. Испытания проводились при полностью нагруженном автомобиле.

Осциллограммы напряжений в диске снимались при движении автомобиля по прямой и повороте вправо со скоростью 20 км/ч. Розетки тензодатчиков были наклеены на наружной поверхности спицы диска (рис. 1).

Испытуемое колесо устанавливалось на левую сторону ведущего моста автомобиля последовательно наружным и внутренним.

Рассматривая графики *I* главных напряжений диска (рис. 2) для розетки *I* (рис. 1), можно отметить, что при отсутствии боковой силы на колесе, т. е. прямолинейном движении автомобиля (рис. 2, *a*), максимальное значение главных напряжений  $\sigma_1 = 230 \text{ кг/см}^2$  и  $\sigma_2 = -220 \text{ кг/см}^2$ . При правом повороте автомобиля, т. е. когда левое наружное колесо испытывает увеличенную вертикальную нагрузку и появляется боковая сила (рис. 2, *b*), диск не только не получает дополнительных напряжений, но они снижаются и максимальные их значения составляют только  $\sigma_1 = 150 \text{ кг/см}^2$  и  $\sigma_2 = -140 \text{ кг/см}^2$ . При установке колеса левым внутренним в момент правого поворота автомобиля его диск, как это можно видеть из рис. 2, *b*, получает значительный прирост напряжений.

Максимальное значение главных напряжений в этом случае составляет  $\sigma_{1\text{max}} = 640 \text{ кг/см}^2$  и  $\sigma_{2\text{max}} = 200 \text{ кг/см}^2$ , хотя нагрузки на колесе остаются прежними.

Аналогичное явление наблюдается и в остальных зонах диска, включая его периферийную часть, например, розетка 2 (рис. 1).

Анализируя графики *II* (рис. 2) напряжений для этой розетки, мы видим, что при прямолинейном движении  $\sigma_{1\text{max}} = 180 \text{ кг/см}^2$  и  $\sigma_{2\text{max}} = -150 \text{ кг/см}^2$ . При правом повороте в диске колеса, установленном левым наружным, эти напряже-

ния изменяются весьма незначительно  $\sigma_{1\text{max}} = 240 \text{ кг/см}^2$ ,  $\sigma_{2\text{max}} = -120 \text{ кг/см}^2$ , в то время как при установке диска левым внутренним эти напряжения претерпевают более существенное увеличение:  $\sigma_{1\text{max}} = 550 \text{ кг/см}^2$  и  $\sigma_{2\text{max}} = -380 \text{ кг/см}^2$ .

При сопоставлении графиков *a* и *b* и приведенных максимальных значений главных напряжений видно, что изменение напряжений в диске левого наружного колеса в процессе правого поворота автомобиля будет весьма незначительным по сравнению с прямолинейным движением, в то время как в диске внутреннего левого колеса (*b*) в этом случае наблюдается значительный рост напряжений.

То обстоятельство, что для розетки 2 разница между максимальными значениями напряжений диска при установке колеса наружным и внутренним в процессе поворота автомобиля будет меньшей, чем для розетки 1, объясняется тем, что изгибающие моменты от боковой и вертикальной сил будут иметь меньшее значение, чем для центральной его части.

Таким образом, работа дисков внутренних задних колес грузового автомобиля является более напряженной по сравнению с дисками наружных его колес, так как в момент поворота или движения автомобиля с креном каждый из внутренних дисков в зависимости от направления поворота или крена оказывается значительно более нагруженным по сравнению с дисками остальных колес задней оси.

Данные выводы должны учитываться при конструировании колес и установке их на автомобиле.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Арл дт, «АТЗ», № 10, 1960.
2. Чудаков Е. А., Избранные труды, т. I, АН СССР, 1961.
3. Гольд Б. В., Фалькевич Б. С. Теория, конструирование и расчет автомобилей, Машгиз, 1957.
4. Кнороз В. И. Работа автомобильной шины, Авто-трансдат, 1960.

## Экспериментальное исследование независимой торсионно-пружинной подвески

Ю. П. ПАНКОВ

Брянский завод дорожных машин

**НАРЯДУ** с отработкой подвесок с неметаллическими упругими устройствами целесообразно вести работы по дальнейшему совершенствованию подвесок на таких хорошо зарекомендовавших себя в эксплуатации металлических элементах, как пружины и торсионы.

Одна из схем комбинации цилиндрической винтовой пружины и торсиона применена в подвеске прицепа Брянского завода дорожных машин.

Упругое устройство подвески состоит из торсионного вала 1 (рис. 1) и корректирующей пружины 2. Торсионный вал своими шлицевыми головками соединен на одном конце с осью 3 рычага 4, а на другом — со шлицевой втулкой 5 кронштейна 6 рамы прицепа. Корректирующая пружина, работающая на растяжение, имеет по концам две головки, одной из которых она шарнирно прикреплена к кронштейну 7, другой — к рычагу 4.

Направляющее устройство подвески состоит из рычага 4, оси 3 рычага, стопорной гайки 8, шайбы 9 и контргайки 10. Ось рычага запрессована в одну из его головок и застопорена от поворота четырьмя штифтами 11. В другую головку рычага запрессовывается полуось колеса 12. Опорные втулки 13 смазываются солидолом через пресс-масленки 14, расположенные на кронштейнах 6. Боковые нагрузки на колесо, возникающие при повороте и заносе прицепа, воспринимаются стопорной гайкой 8, накручиваемой на ось рычага таким образом, чтобы между шайбой 15 и торцом кронштейна 6 оставался гарантированный зазор 0,3—0,8 мм. Изгибающие нагрузки воспринимаются осью рычага и на торсионы не передаются.

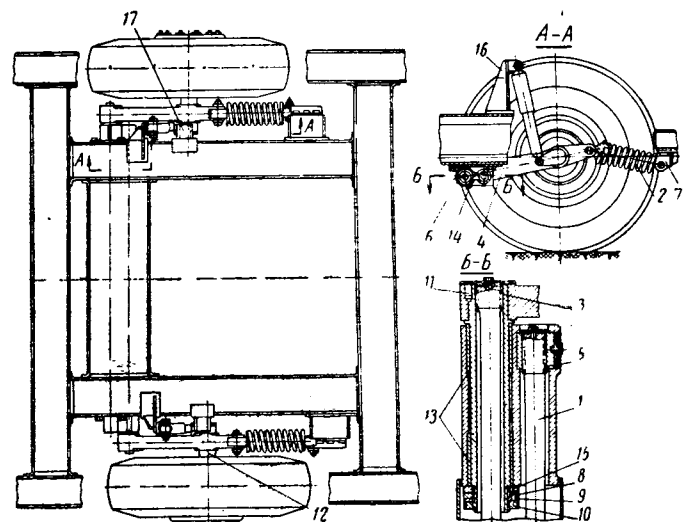


Рис. 1. Независимая торсионно-пружинная подвеска.

В качестве гасящего элемента использован телескопический амортизатор передней подвески автомобиля МАЗ-500. Амортизатор шарнирно связан с кронштейном 16 и рычагом.

Для ограничения прогиба подвески (динамического хода колеса) на раме прицепа устанавливается резиновый упор 17.

С целью повышения эксплуатационной надежности подвески во все шарнирные соединения введены износостойкие втулки из стали 40Х с соответствующей термообработкой. Опорные втулки изготовлены из бронзы ОЦС 5-5-5, торсион — из стали 45ХНМФА, пружина — из стали 60С2А.

При движении по неровной дороге переменная нагрузка от колеса через полуось передается рычагу подвески; рычаг, поворачиваясь на оси в опорных втулках кронштейна рамы, закручивает торсионный вал, растягивает корректирующую пружину и перемещает поршень гидравлического амортизатора, обеспечивающего гашение колебаний поддресоренных масс. В положении, когда продольные оси пружины и рычага лежат на одной линии, усилие на пружине отсутствует. Условимся поэтому называть прямую АВ (рис. 2) нейтральной осью.

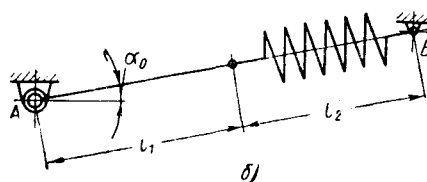
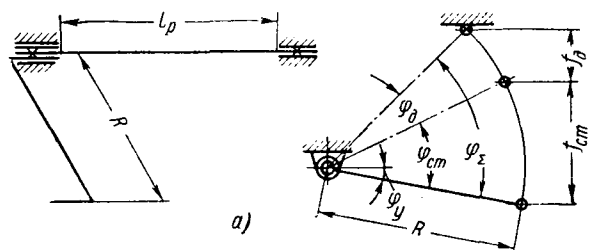


Рис. 2. Схема установки торсиона (а) и корректирующей пружины (б).

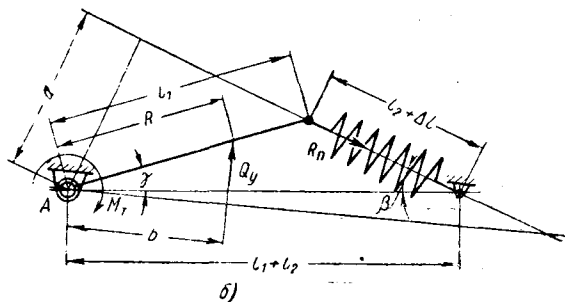
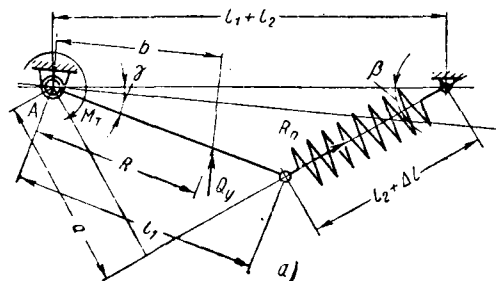


Рис. 3. Схема работы упругого устройства подвески: а — рычаг ниже нейтральной оси; б — рычаг выше нейтральной оси.

Корректор включается в работу при отклонении рычага подвески вверх или вниз от нейтральной оси; причем в первом случае реактивный момент пружины относительно точки А (рис. 3) складывается с реакцией торсиона, во втором — вычитывается из нее. Вследствие изменения плеча а (ось торсиона — ось корректора, рис. 3) и прогрессивного нарастания

деформации пружины с увеличением прогиба подвески  $f$  создается возможность получения нелинейной характеристики упругого устройства (рис. 4). Характеристика имеет перегиб в точке, соответствующей прохождению рычага через нейтральную ось. Приведенная на рис. 4 кривая получена расчетом, исходя из следующих соображений.

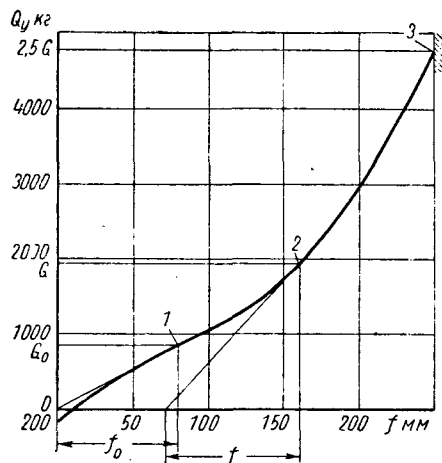


Рис. 4. Характеристика упругого устройства подвески: 1 — порожний прицеп; 2 — прицеп со 100%-ной нагрузкой в кузове; 3 — ограничитель хода.

Уравнение суммы моментов всех сил относительно точки А для рассматриваемой системы будет:

1) для случая, когда рычаг подвески расположен выше нейтральной оси,

$$Q_y b - R_n a - M_T = 0;$$

2) для случая, когда рычаг подвески расположен ниже нейтральной оси,

$$Q_y b + R_n a - M_T = 0,$$

где  $Q_y$  — вертикальная нагрузка на упругое устройство подвески;

$b$  — плечо силы  $Q_y$  относительно точки А;

$R_n$  — реакция пружины;

$a$  — плечо силы  $R_n$  относительно точки А;

$M_T$  — реакция торсиона.

Отсюда:

$$1) Q_y = \frac{M_T + R_n a}{b}; \quad 2) Q_y = \frac{M_T - R_n a}{b}.$$

Кроме того, получим

$$1) M_T = c_T (\varphi_y + \alpha_0 + \gamma), \quad 2) M_T = c_T (\varphi_y + \alpha_0 - \gamma),$$

$$b = R \cos (\gamma + \alpha_0), \quad b = R \cos (\gamma - \alpha_0) \text{ для } \gamma \geq \alpha_0,$$

$$a = (l_1 + l_2) \sin \beta, \quad b = R \cos (\alpha_0 - \gamma) \text{ для } \gamma \leq \alpha_0,$$

$$R_n = c_n \Delta l; \quad a = (l_1 + l_2) \sin \beta,$$

$$R_n = c_n \Delta l,$$

где  $c_T$  — жесткость торсиона;  
 $c_n$  — жесткость пружины;  
 $\Delta l$  — удлинение пружины;  
 $\varphi_y$  — угол установки торсиона;  
 $\alpha_0$  — угол установки пружины;  
 $\beta$  — угол между нейтральной осью и осью пружины,  
 $\gamma$  — угол между нейтральной осью и рычагом подвески;

$l_1, l_2, R$  — конструктивные размеры.

Жесткость торсиона

$$c_T = \frac{G_T \pi d_p^4}{32 l_p},$$

где  $G_T$  — модуль упругости второго рода для материала торсиона;

$d_p$  — диаметр поперечного сечения рабочей части;

$l_p$  — длина рабочей части торсиона.

Жесткость корректирующей пружины

$$c_n = \frac{G_n d_n^4}{8nD^3}$$

где  $G_n$  — модуль упругости второго рода для материала пружины;  
 $d_n$  — диаметр поперечного сечения прутка;  
 $n$  — число рабочих витков;  
 $D$  — средний диаметр пружины.

Удлинение пружины

$$\Delta l = \frac{l_1 \sin \gamma - l_2 \sin \beta}{\sin \beta}$$

Угол  $\beta$  определялся из соотношения

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{l_1 \sin \gamma}{l_1 + l_2 - l_1 \cos \gamma}$$

Углы  $\varphi_y$ ,  $\alpha_0$ , а также размеры  $l_1$ ,  $l_2$  и  $R$  входят в расчет как постоянные конструктивные величины.

Задавшись рядом значений

$$\gamma \begin{cases} 0 \leq \gamma < (\varphi_y + \alpha_0) & \text{— для всех положений рычага ниже} \\ & \text{нейтральной оси;} \\ 0 \leq \gamma < (\varphi_y - \alpha_0) & \text{— для всех положений рычага выше} \\ & \text{нейтральной оси,} \end{cases}$$

можно определить для них по приведенным формулам соответствующие значения  $Q_y$ .

Связь между текущим углом отклонения рычага подвески от нейтральной оси  $\gamma$  и полным ходом колеса из положения установки  $f$  выражается зависимостью:

$$f = \begin{cases} R [\sin \varphi_y - \sin (\gamma - \alpha_0)] & \text{— для положений рычага ниже} \\ & \text{нейтральной оси } (\gamma > \alpha_0); \\ R [\sin \varphi_y + \sin (\alpha_0 - \gamma)] & \text{— для положений рычага ниже} \\ & \text{нейтральной оси } (\gamma \leq \alpha_0); \\ R [\sin \varphi_y + \sin (\alpha_0 + \gamma)] & \text{— для всех положений рычага} \\ & \text{выше нейтральной оси.} \end{cases}$$

Рассчитанная по этой методике характеристика упругого устройства подвески приведена на рис. 4. Характеристика построена для следующих параметров:  $l_1=600$  мм;  $l_2=360$  мм;  $R=450$  мм;  $\varphi_y=6^\circ 20'$ ;  $\varphi_2=32^\circ 50'$ ;  $\alpha_0=3^\circ 00'$ ;  $G_T=8,5 \cdot 10^5$  кг/см<sup>2</sup>;  $d_T=44$  мм;  $l_p=1600$  мм;  $G_n=7,8 \cdot 10^5$  кг/см<sup>2</sup>;  $d_n=19$  мм;  $D=95$  мм;  $n=9$ .

В прицепе Брянского завода дорожных машин при 100%-ной нагрузке в кузове полный статический прогиб подвески составляет 160 мм, что соответствует эффективному прогибу  $f=90$  мм и частоте свободных колебаний вблизи положения равновесия  $n=100$  кол/мин. Для негруженого прицепа  $f_0=80$  мм и  $n_0=106$  кол/мин. Как видно из приведенных данных, разница в частотах колебаний для груженого и негруженого прицепов небольшая. Это достигается изменением жесткости

подвески от  $c = \frac{G}{f} = 218$  кг/см для груженого прицепа до

$$c_0 = \frac{G_0}{f_0} = 108 \text{ кг/см для порожнего. Одновременно наличие}$$

нелинейной прогрессивной характеристики упругого устройства позволило при полном статическом прогибе подвески 160 мм ограничить динамический ход колеса вверх до 90 мм. Выбор динамического хода (пробой подвески) происходит при нагрузке 2,5 G. Динамика работы элементов упругого устройства подвески следующая: при нагрузке на упругое устройство 1 G касательное напряжение в тorsiоне составит 4400 кг/см<sup>2</sup> и в пружине 2400 кг/см<sup>2</sup>; при нагрузке 2,5 G касательное напряжение в тorsiоне составит 6800 кг/см<sup>2</sup> и в пружине 8400 кг/см<sup>2</sup>.

С целью исследования эксплуатационной надежности подвески и ее динамических качеств на Брянском заводе дорожных машин были проведены пробеговые испытания прицепа с описанной подвеской. Программой испытаний предусматривалось исследование влияния на плавность хода прицепа скоро-

сти движения автопоезда, полезной нагрузки в кузове, типа и состояния дорожного покрытия. При испытаниях регистрировались следующие параметры: вертикальные ускорения поддресоренных масс, угловые перемещения рычага подвески, скорость движения и пройденный путь. Ускорения измерялись с помощью датчика перегрузок потенциометрического типа МП-66 с диапазоном  $\pm 4g$ . Угловые перемещения рычага подвески измерялись потенциометрическим датчиком МУ-61. Путь регистрировался датчиком отсчетов оборотов, установленным на одном из колес прицепа. Скорость движения (в км/ч) определялась по формуле

$$v = \frac{7,2\pi nR}{t_n}$$

где  $n$  — число оборотов колеса;

$R$  — статический радиус колеса в м;

$t_n$  — время в сек, за которое происходит  $n$  оборотов колеса.

Все величины регистрировались магнитоэлектрическим девятишлейфным осциллографом К-9-21 с записью на светочувствительную бумагу шириной 100 мм. Для питания аппаратуры использовались две стартерные аккумуляторные батареи напряжением 12 в. Управление и контроль за аппаратурой осуществлялись с помощью специального пульта и приборов на контрольном щитке.

Испытания проводились на асфальтированном шоссе хорошего качества; бульжном шоссе удовлетворительного качества; разбитом бульжном шоссе; песчаной целине со впадинами глубиной до 300 мм.

Для получения более полных данных о динамике работы подвески были проведены испытания на участках с искусственными неровностями с последовательным чередованием их под левым и правым колесами. Размеры и характеристика неровностей приведены в табл 1, а на рис. 5 дана схема их расположения.

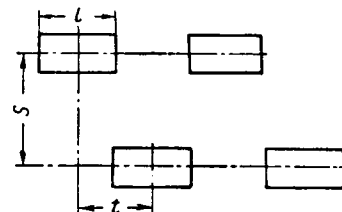


Рис. 5. Схема расположения искусственных неровностей ( $l$ —длина неровности;  $t$ —шаг;  $s$  — колея).

Таблица 1

Вид неровности	Длина неровности в м	Шаг неровности в м	Глубина (высота) неровности в мм
Впадина	1,2	1,2	200—250
Впадина	3,0	3,0	200—250
Выступ	3,0	3,0	300—320

Максимальная скорость ограничивалась тяговыми возможностями тягача и составляла на асфальте 42—45 км/ч, на бульжном шоссе 35—37 км/ч. На отдельных участках движение осуществлялось со скоростями, превышающими нормальные эксплуатационные. При прохождении участка с искусственными неровностями скорость задавалась от 4 до 12 км/ч. Скорости порядка 8—12 км/ч превышают нормальные эксплуатационные для преодоления такого рода препятствий и назначаются для выявления возможности пробы подвески и отрыва колес от поверхности грунта.

Длина регистрируемых участков принята на асфальтированном и бульжном шоссе удовлетворительного качества не менее 500 м, на разбитом бульжном шоссе и на бездорожье не менее 1000 м. При обработке результатов испытаний на максимум по каждому измеряемому параметру учитывались пиковые значения амплитуд. Данные о максимальных величинах ускорений поддресоренных масс и перемещений колеса приведены в табл. 2. Испытания проводились при 100%-ной нагрузке в кузове и без нагрузки.

Таблица 2

Скорость движения в км/ч	Условные перемещения рычага подвески* в град.	Вертикальные перемещения колеса в мм	Вертикальные ускорения поддресоренных масс* подвески в долях g	
			торсионно-пружинной	рессорной
<b>Асфальтированное шоссе в хорошем состоянии</b>				
27—30	0,77	6	0,08	0,12
	0,40	3	0,10	0,12
30—32	0,83	6	0,08	0,14
	0,40	3	0,11	0,15
42—45	1,85	14	0,10	0,18
	0,77	6	0,15	0,17
30—32	0,83	6	0,10	0,18
	0,50	4	0,13	0,21
42—45	1,50	12	0,12	0,24
	1,22	8	0,19	0,24
<b>Бульжное шоссе удовлетворительного качества</b>				
25—27	3,39	25	0,20	0,33
	2,25	17	0,30	0,37
30—32	3,83	29	0,25	—
	2,30	17	0,30	—
35—37	4,60	34	0,32	0,50
	2,78	20	0,40	0,45
30—32	2,79	20	0,33	0,53
	1,77	13	0,35	0,47
35—37	3,83	29	0,37	0,55
	2,58	18	0,40	0,57
<b>Разбитое бульжное шоссе</b>				
18—21	6,18	46	0,36	0,49
	3,66	27	0,45	0,58***
25—27**	6,92	57	0,40	0,61
	3,70	27	0,46	0,63***
18—21	5,85	45	0,41	0,71
	4,00	31	0,45	0,71
<b>Песчаная целина с впадинами глубиной до 300 мм</b>				
10—12	6,92	51	0,35	—
	6,00	45	0,40	—
12—15**	12,30***	90	0,45	0,63***
	8,16	60	0,50	0,77
10—12	6,50	48	0,47	0,65
	5,82	50	0,47	0,71
12—15**	11,80	88	0,51	0,81
	8,20	61	0,54	0,85
<b>Искусственные впадины длиной 1,2 м, шагом 1,2 м, глубиной 200—250 мм</b>				
5	10,59	78	0,38	—
	7,70	57	0,40	—
12**	12,37***	91	0,52	—
	10,25	75	0,4	—
<b>Искусственные впадины длиной 3 м, шагом 3 м, глубиной 200—250 мм</b>				
4	7,38	54	0,40	—
	7,41	55	0,40	—
12**	10,83	80	0,50	—
	9,30	69	0,45	—

Скорость движения в км/ч	Условные перемещения рычага подвески* в град.	Вертикальные перемещения колеса в мм	Вертикальные ускорения поддресоренных масс* подвески в долях g	
			торсионно-пружинной	рессорной
<b>Искусственные выступы длиной 3,0 м, шагом 3,0 м, высотой 300—320 мм</b>				
4	10,40	77	0,20	—
	10,00	74	0,38	—
8**	10,83	80	0,40	—
	8,53	63	0,45	—
12*	12,63***	92	0,50	—
	10,50	78	0,65	—

\* В числителе — вверх, в знаменателе — вниз.  
 \*\* Скорости движения на данных участках задавались выше нормальных эксплуатационных.  
 \*\*\* Пробой подвески.

В табл. 2 приведены для сравнения результаты параллельных испытаний на плавность хода такого же прицепа с обычной зависимой рессорной подвеской с поддресорником.

Основные данные по рессорной подвеске следующие:

Жесткость рессоры в кг/см:	
основной $c_p$ . . . . .	148
дополнительной $c_d$ . . . . .	162
Нагрузка в кг:	
при включении дополнительной рессоры $Q$ . . . . .	900
при выборе динамического хода вверх $Q_{дин}^{max}$ . . . . .	3900

Чтобы получить наиболее полное представление о работе подвески в различных условиях, результаты испытаний на дорогах обрабатывались также с помощью методов математической статистики. При этом установлено, что переход от обычной рессорной подвески к независимой торсионно-пружинной позволил на опытном образце прицепа уменьшить величины вертикальных ускорений поддресоренных масс в среднем для груженого прицепа в 1,4 раза, для негруженого — в 1,6 раза.

Кроме того, установлено, что прицеп с торсионно-пружинной подвеской имеет хорошую плавность хода как в груженом, так и в негруженом состоянии при сравнительно небольших амплитудах колебаний поддресоренных масс. Значения углов подвеса рычага подвески от положения равновесия под статической нагрузкой составляют в среднем для хороших и удовлетворительных дорог 1—3° (это соответствует вертикальному перемещению колеса 7—22 мм), для тяжелых дорожных условий — 4—6° (ход колеса 30—44 мм). Случаи пробоя подвески наблюдаются при движении по бездорожью и по искусственным неровностям и происходят во время хода рычага вверх на 12,3—12,6°. Углы отбоя рычага от положения статического равновесия несколько меньше углов хода вверх, что объясняется влиянием усилия, создаваемого при отбое односторонним телескопическим амортизатором подвески.

При испытаниях не зафиксировано отрыва колес от поверхности покрытия на всех типах дорог и при бездорожье. После пробега 3000 км (100 км по бездорожью, 1000 км по грунтовой дороге, 1000 км по бульжному шоссе, 900 км по асфальтированному шоссе) детали упругого, направляющего и гасящего устройств были подвергнуты тщательному осмотру и контролю, в результате которого установлено, что геометрические размеры и силовые характеристики деталей упругого устройства не изменились; износ деталей направляющего устройства — незначительный; износ деталей амортизатора не превышает нормального.

Указанные обстоятельства позволяют надеяться, что описанная подвеска будет достаточно долговечна. Кроме того, она удобна в эксплуатации и сравнительно с подвеской на листовых рессорах мало металлоемка.

# Предварительно ионизированный искровой разряд для поджигания горючих смесей

Н. Н. ЗАГРЯЗКИН, Г. М. МЕЩЕРЯКОВ

Московский автодорожный институт

Для интенсификации зажигания горючих смесей можно использовать предварительно ионизированный искровой разряд.

При исследовании предварительная ионизация двухэлектродного газового промежутка создавалась путем предварительного пробоя этого промежутка с третьего электрода, на который подавалось напряжение от импульсного трансформатора.

Работа проводилась с целью выяснения лучших условий для создания стабильного, мощного газового разряда, для поджигания горючих смесей. Эффективность зажигания смеси газовым разрядом, видимо, будет зависеть от энергии, объемной плотности энергии, длительности разряда, крутизны кривой нарастания напряжения во времени. От этих величин будет также зависеть ионизирующая способность искрового разряда [1]—[3]. Объективное определение этих параметров разряда достаточно сложно.

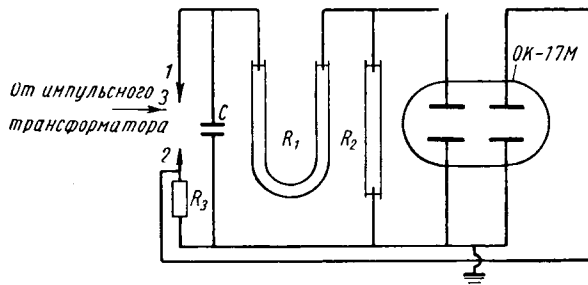


Рис. 1. Принципиальная схема экспериментальной установки ( $R=R_1+R_2=90 \cdot 10^6$  ом;  $R_2=8,2 \cdot 10^6$  ом;  $R_3=0,1$  ом;  $C=0,24$  мкф):

1 и 2 — электроды главного искрового промежутка; 3 — инициирующий электрод.

Осциллографический метод исследования газовых разрядов [4] позволяет с достаточной точностью определить указанные физические параметры. В этой работе применен метод осциллографирования напряжения и тока предварительно ионизированного искрового разряда при помощи двухлучевого импульсного осциллографа ОК-17М.

Принципиальная схема установки приведена на рис. 1. Для осциллографирования напряжения искрового разряда изготовлен спиртовой делитель с сопротивлением  $R=R_1+R_2=90 \cdot 10^6$  ом. Сопротивление делителя, с которого снималось напряжение на отклоняющие пластины осциллографа, составляло  $R_2=8,2 \cdot 10^6$  ом. Осциллографирование тока разряда представляло значительные трудности из-за больших искажений, вносимых сопротивлением, а также паразитными индуктивностью и емкостью добавочного сопротивления. При испытании выбрана соответствующая конструкция добавочного сопротивления [5], [6]. Разрез использовавшегося добавочного сопротивления  $R_3$  показан на рис. 2. Две части сопротивления 1 и 2 скреплены вместе и изолированы друг от друга гетинаксовым кольцом 7. Электрическое соединение этих частей осуществлялось бифилярно намотанной константановой проволокой 3. Указанное добавочное сопротивление  $R_3$  составляло 0,1 ом.

Для всякого электронного осциллографа определяющим является следующее соотношение:

$$u = kh; \quad (1)$$

$$k = \frac{2du_y}{lL},$$

где  $h$  — отклонение луча на экране;  
 $k$  — чувствительность осциллографа;  
 $d$  — расстояние между отклоняющими пластинами;  
 $u_y$  — ускоряющее напряжение;  
 $l$  — длина отклоняющих пластин;  
 $L$  — расстояние от пластин до экрана.

Чувствительность примененного осциллографа ОК-17М составляла: для верхней пары пластин  $k_1=0,41$  мм/в, для нижней пары пластин  $k_2=0,43$  мм/в.

Результаты эксперимента. Для сравнительной оценки тока и напряжения предварительно ионизированного

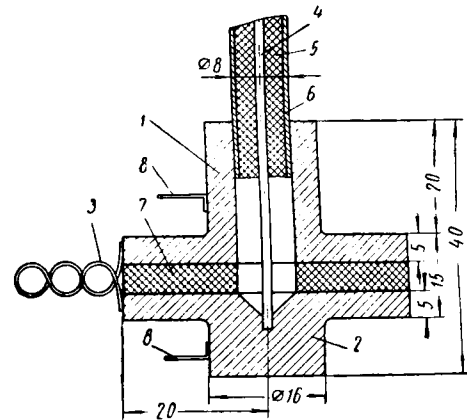


Рис. 2. Добавочное сопротивление  $R_3$  (разрез):

1 и 2 — верхняя и нижняя половины (материал — латунь); 3 — бифилярно намотанная константановая проволока; 4 — центральный провод высоковольтного кабеля; 5 — изоляция кабеля; 6 — оплетка кабеля; 7 — гетинаксовое кольцо; 8 — выводы к пластинам осциллографа.

искрового разряда были получены осциллограммы тока и напряжения искрового разряда в межэлектродном расстоянии с двумя электродами. Результаты обработки осциллограмм этого разряда приведены в табл. 1.

Опыты проводились при атмосферном давлении ( $p=750$  мм и температуре  $t=23^\circ$ ).

Таблица 1

№ опытов	Межэлектродное расстояние $z_0$ в мм	Продолжительность разряда $\tau_1$ в мксек	Время запаздывания разряда $\tau_2$ в мксек	Напряжение $u$ в в	Амплитуда тока $I$ в а
1	1	10	0	6000	895
1'	1	8,68	0	4500	511
2	2	14,2	0	6000	895
2'	2	12	0	4500	511
3	3	14,8	14,8	6000	895
4	4	20	50	6000	895

Примечания: 1. Данные для продолжительности разрядов и для времени запаздывания разряда представляют собой результаты обработки 24 кадров фотопленки.  
 2. Продолжительность развертки осциллографа равна 30 мксек в первых четырех опытах и 50 мксек в пятом опыте.

Из табл. 1 видно, что с увеличением межэлектродного расстояния от 1 до 4 мм при всех остальных неизменных условиях продолжительность разряда увеличивается от 10 до 20 мксек. Это обстоятельство подтверждает полученные ранее данные различных исследователей [4], [7], [8]. А именно, с увеличением межэлектродного расстояния уменьшается емкостная составляющая тока искрового разряда, что способствует затягиванию процессов разряда во времени.

С увеличением межэлектродного расстояния наблюдается также увеличение времени запаздывания разряда. Для искрового расстояния длиной 4 мм (между остриями) при давлении 750 мм Hg и температуре  $25^\circ$  пробивное напряжение составляет  $\sim 5$  кВ [9].

В данном опыте допущено избыточное напряжение (перенапряжение) межэлектродного расстояния ( $u_{np} = 6000$  в). При увеличении межэлектродного расстояния от 1 до 4 мм роль перенапряжения сказывается меньше, что влечет за собой увеличение времени запаздывания разряда  $\tau_2$ . Этот факт указывает на таунсендовский характер пробоя [4], [7]: чем больше перенапряжение, тем меньше статистическое время запаздывания и время формирования разряда.

Результаты осциллографирования тока и напряжения разряда в межэлектродном расстоянии с тремя элект-

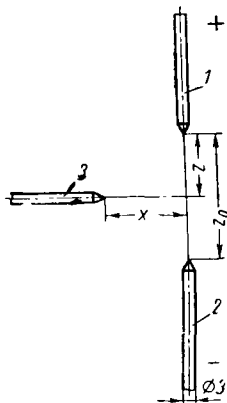


Рис. 3. Экспериментальный трехэлектродный разрядник: 1 — анод; 2 — катод; 3 — иницирующий электрод (материал — никром).

тродами в искровом промежутке приведены в табл. 2. Изменение геометрических параметров межэлектродного расстояния показано на рис. 3.

На основании данных табл. 2 можно сделать следующие выводы:

Таблица 2

№ опытов	x в мм	z в мм	Продолжительность разряда $\tau_1$ в мксек	Время запаздывания разряда $\tau_2$ в мксек	Продолжительность развертки осциллографа $\tau_3$ в мксек	Энергия разряда $w$ в дж
1	2	0	22,7	57—170	250	2,2
2	3	0	22,7	78,136	250	2,2
3	4	0	6,8	0	37,5	0,45
4	2	2	13,7	8,1	45	0,77
5	3	2	14,09	38	77,5	1,3
6	4	2	17,04	45	250	1,69
7	2	4	18,9	76,82	416,7	2
8	3	4	18,9	152—189	416,7	2
9	4	4	18,9	200—264	416,7	2

Примечания: 1. Длина главного искрового промежутка ( $z_0$ ) равна во всех опытах 4 мм.  
2. Напряжение на главных электродах равно 4500 в, амплитуда тока равна 767 а.

1. При удалении иницирующего электрода 3 (рис. 3), расположенного на уровне среза анода ( $z=0$ ) от оси разрядника ( $x=2, 3, 4$  мм), общая продолжительность разряда сокращается с 22,7 до 6,8 мксек.

2. После опыта с иницирующим электродом, помещенным посредине между катодом и анодом ( $x=2, 3, 4$  мм,  $z=2$  мм), наблюдается увеличение продолжительности разряда с 13,7 до 17,04 мксек.

3. При расположении иницирующего электрода на уровне среза катода ( $x=2, 3, 4$  мм,  $z=4$  мм) продолжительность разряда постоянна и равна 18,9 мксек.

Эти результаты объясняются решающим действием ультрафиолетового облучения катода и всего промежутка (объемная ионизация).

В первом рассматриваемом случае (опыты 1, 2, 3, табл. 2) излучающая площадь канала иницирующего искрового разряда мощностью  $P=7$  мдж и средней длительностью  $\tau=300$  мксек увеличивается. За счет этого повышается фотоионизация катода и объемная ионизация всего межэлектродного расстояния. Кроме того, в процессе пробоя принимает участие ударная ионизация электронами и мягкое рентгеновское излучение, возникающее в момент предварительного пробоя. В результате увеличивается сечение проводящего газа (снижается сопротивление промежутка) и конденсатор быстрее разряжается через промежуток.

Во втором случае (опыты 4, 5, 6, табл. 2) ионизация межэлектродного расстояния и освещение катода ультрафиолетовыми лучами менее эффективны из-за изменения угла падения лучей от предварительного разряда на катод. В этом случае

происходит большее рассеяние ультрафиолетовых лучей в пространство. Поэтому при удалении иницирующего электрода от оси разрядника ( $x=2, 3, 4$  мм) продолжительность разряда незначительно возрастает — с 13,7 до 17,04 мксек.

В третьем случае (опыты 7, 8, 9, табл. 2) фотоионизация катода незначительна по сравнению со случаями 1 и 2. Меньшая продолжительность искрового разряда в этом случае (18,9 мксек) по сравнению со случаем 1 (22,7 мксек) объясняется большей термоионизацией прикатодного пространства.

Время запаздывания разряда  $\tau_2$  (табл. 2) для различной геометрии разрядника изменяется от 8,1 до 265,1 мксек. Особым является случай ( $\tau_2=0$ ), когда иницирующий электрод расположен на уровне среза анода  $z=0$  и  $x=4$  мм. При расположении иницирующего электрода посредине между катодом и анодом время запаздывания разряда становится постоянным для каждого  $x=2, 3, 4$  мм.

Таким образом, межэлектродное расстояние, соответствующее геометрии (опыты 3—6 в табл. 2), можно считать стабильным относительно времени запаздывания разряда.

Определением энергии искровых разрядов (опыты 3, 4, 5, 6, табл. 2) велось методом планиметрирования площади фигуры, лежащей под кривой мощностей

$$P = f(\tau), \quad (2)$$

где  $P$  — мгновенная мощность разряда;

$\tau$  — продолжительность разряда.

Максимальная энергия, которую можно получить от конденсатора емкостью  $C=0,24$  мкф при его разряде на межэлектродное расстояние с напряжением пробоя  $u_{np}=4500$  в, бу-

дет равна  $w_{\max} = \frac{Cu_{np}^2}{2} = 2,4$  дж. Для интересующих нас

случаев она изменяется от 0,45 до 1,69 дж.

Отсюда следует, что с изменением геометрии межэлектродного расстояния с тремя электродами (при неизменных остальных параметрах схемы), т. е. с изменением условий предварительной ионизации искрового расстояния, увеличивается продолжительность разряда, а вместе с этим увеличивается и энергия искрового разряда.

Таким образом, изменяя условия предварительной ионизации искрового расстояния постоянной длины ( $z_0=4$  мм), возможно получить различную величину энергии разряда, стабилизированного относительно времени запаздывания пробоя (особенно опыты 3, 4, 5, 6).

Величины пробивных напряжений таких разрядов имеют минимальные отклонения [4].

Можно указать еще на одно преимущество предварительно ионизированного искрового расстояния. В литературе [7] имеются данные относительно того, что продолжительность освещения катода искрой порядка  $10^{-4}$  сек уже создает в межэлектродном расстоянии плотности фототока, достигающие значений  $10^{-6}$  а/см<sup>2</sup>. Такого фототока вполне достаточно для того, чтобы произошло искажение поля пространственными зарядами. Это влияет на снижение величины пробивного напряжения.

В экспериментальной установке продолжительность освещения катода ультрафиолетовым излучением иницирующего искрового разряда составляла  $\sim 0,3 \cdot 10^{-3}$  сек, что, согласно теории Мика [7], соответствует значительному искажению поля искрового расстояния пространственными зарядами. Таким образом, обеспечена регулярность пробоя при величинах напряжений на главном межэлектродном расстоянии, значительно меньших величины пробивного напряжения. Это подтверждается дополнительными экспериментами, результаты которых представлены в опытах 1' и 2' табл. 1. Статическое напряжение 4500 в оказалось минимальным для пробоя двухэлектродного расстояния длиной 2 мм. Энергии разрядов, параметры которых указаны в пунктах 1' и 2' (см. табл. 1), примерно равны энергиям разрядов, указанных в опытах 5 и 6 табл. 2, когда путем осуществления предварительной ионизации (предварительного пробоя) межэлектродного расстояния длиной  $z_0=4$  мм удалось получить разряды при напряжении на электродах, равном 4500 в.

## Выводы

1. Предварительная ионизация искрового расстояния ( $z=4$  мм) позволяет в широких пределах изменять продолжительность разряда ( $6,8 < \tau_1 < 22,7$  мксек).



2. Изменяя условия ионизации межэлектродного расстояния ( $z_0=4$  мм), можно изменять величину энергии разряда ( $0,45 \leq w \leq 2,2$  Дж).

3. За счет искажения поля пространственными зарядами при предварительной ионизации создается возможность значительного снижения пробивного напряжения межэлектродного расстояния.

4. Определенная геометрия межэлектродного расстояния ( $x=2, 3, 4$  мм,  $z=0,2$  мм,  $z_0=4$  мм), соответствующая определенной предварительной ионизации, позволяет создать устойчивую стабилизацию величины пробивного напряжения, управление началом искрового пробоя (время запаздывания разряда  $\tau_2=0 \div 265$  мксек).

5. Изменяя геометрические параметры межэлектродного расстояния, можно создать стабильный разряд желаемой продолжительности и энергии, соответствующий требованиям поджигания обедненных смесей, например для двигателя внутреннего сгорания.

ЛИТЕРАТУРА

1. Курчатов И. В. «Атомная энергия», 1956, № 3.
2. Арцимович Л. А., Андрианов А. М. и др. «Атомная энергия», 1956, № 3.
3. Landau H. G. «Chemical Rev.», № 21, стр. 245, 1937.
4. Энгель А. Ионизованные газы. Физматгиз, М., 1959.
5. Высоковольтное испытательное оборудование и измерение. Под ред. проф. Воробьева А. А., Госэнергоиздат, М.—Л., 1960.
6. Техника высоких напряжений. Под ред. проф. Сиротинского Л. И., ч. I, Госэнергоиздат, М.—Л., 1951.
7. Мик Дж. Крэгс Дж. Электрический пробой в газах. Изд-во иностр. лит., М., 1960.
8. Загрязкин Н. Н., Мещеряков Г. М. Многоэлектродная свеча зажигания с предварительной ионизацией газового промежутка. «Труды института двигателей АН СССР», 1962, № 6.
9. Кэй Д., Лэби Т. Справочник физико-экспериментатора. Изд-во иностр. лит., М., 1949.

## Антифрикционные псевдосплавы для подшипников двигателей

П. И. ЗЕМСКОВ, Е. Н. ЯКУШИНА

Харьковский тракторный завод

**АНТИФРИКЦИОННЫЕ** псевдосплавы, получаемые способом металлизации (распыливанием) двух или нескольких металлов, можно применять в качестве материала для различных подшипников двигателей внутреннего сгорания. Из-за низкой себестоимости и хороших антифрикционных свойств они с успехом могут заменить дефицитные бронзы и баббиты.

Псевдосплавы имеют чешуйчатое строение, обладают пористостью и способностью поглощать смазку, вследствие чего и для них характерны высокие антифрикционные свойства и износостойкость.

Псевдосплавы обычно наносятся в виде слоя толщиной 4—6 мм на вкладыши или втулки подшипника и заменяют антифрикционные сплавы.

Антифрикционные псевдосплавы получают все большее и большее распространение как у нас в СССР, так и за границей.

Предложено много составов псевдосплавов<sup>1</sup>. Однако свойства их хорошо не изучены. Относительно химического состава и антифрикционных свойств различных псевдосплавов имеются различные суждения и заключения.

С целью выяснения всех свойств псевдосплавов различного химического состава и отбора псевдосплавов с наиболее высокими антифрикционными свойствами были проведены специальные исследования.

Испытания псевдосплавов проводились в лаборатории на стенде и в эксплуатационных условиях на различных двигателях. Испытывались псевдосплавы, химический состав которых приведен в табл. 1.

Лабораторные испытания псевдосплавов проводились на машине трения МИ при давлениях 30, 40, 60, 80 и 100 кг/см<sup>2</sup> и окружных скоростях вращения вала  $v = 0,52; 1,05; 1,5; 2,5; 4,0; 5,2$  м/сек.

Скорость регулировалась путем изменения диаметра образцов и передаточного числа шестерен.

Для исследования были взяты вкладыши с нанесенными на них псевдосплавами толщиной 4 мм и контртело (вал) — стальные ролики диаметром 50 мм.

Покрyтия наносились при помощи трехпроволочной металлизационной головки и металлизационного аппарата. Все поверхности обрабатывались по 7—8-му классу точности.

Исследовались маслопоглощение, твердость, прирабатываемость, коэффициенты трения, износ и грузоподъемность псевдосплавов.

Результаты лабораторных испытаний приведены в табл. 2. В данной таблице псевдосплавы расположены в порядке воз-

Таблица 1

Псевдосплав	Содержание элементов в %						
	Cu	Pb	Sn	Sb	Fe	Al	Zn
Медно-свинцово-оловянно-сурьмянистый	80—82	10—11	3—4	5	—	—	—
Медно-оловянно-свинцовистый	80—85	10—12	5—8	—	—	—	—
Медно-свинцовистый	85—88	12—15	—	—	—	—	—
Медно-алюминиево-оловянный	20—22	—	18—20	—	—	58—60	—
Медно-стальной	70—80	—	—	—	20—30	—	—
Медно-стальной с добавкой цинка (латунно-стальной)	60—62	—	—	—	30—35	—	8—10
Медно-алюминиево-стальной	20—22	—	—	—	20—25	55—60	—
Стале-алюминиевый	—	—	—	—	15—20	80—85	—
Стальной	—	—	—	—	100	—	—

растания коэффициента трения и увеличения износа. Основным элементом данной серии антифрикционных псевдосплавов является медь, которая благодаря своей мягкости и пластичности придает псевдосплавам антифрикционные качества.

Прирабатываемость псевдосплавов оценивалась по времени установления на образце стабильного момента скольжения  $M_{ск}$  и наименьшему коэффициенту трения.

Приработка псевдосплавов благодаря их сетчатой структуре идет гораздо лучше, чем приработка соответственных сплавов, особенно псевдосплавов с мягкими элементами (Cu, Pb, Sn, Al). У данных псевдосплавов наилучшую приработку имел мелкосвинцовый оловянно-сурьмянистый псевдосплав. Его приработка была принята за единицу. Приработка данного псевдосплава заканчивалась уже к 4—5 тыс. оборотов.

Некоторые псевдосплавы (медно-оловянно-свинцовый и медно-алюминиево-оловянный) приработались за 6—8 тыс. оборотов, остальные — за 10—15 тыс. оборотов, когда коэффициенты трения больше уже не снижались и делались постоянными. Бронзовые вкладыши прирабатывались за 8—10 тыс. оборотов, а чугунные и стальные — почти за 25—30 тыс. оборотов.

Из числа испытанных вкладышей с псевдосплавами наилучшими по своим антифрикционным свойствам и износостойкостью оказались вкладыши с медно-свинцово-оловянно-сурьмянистым псевдосплавом. Их коэффициент трения был равен 0,0012, износ 0,61 мг/см<sup>2</sup>, у вкладышей с латунно-сталь-

<sup>1</sup> Альшиц И. И., Антошин Е. В., Сушкина Л. Н., Эдельсон А. М. «Вестник машиностроения», 1960, № 3.

Таблица 2

№ псевдосплава (см. рис. 1 и рис. 2)	Материал вкладыша	Твердость по Бринеллю в кг/мм <sup>2</sup>	Маслопоглощение в % к весу псевдосплава	Коэффициент трения		Прирабатываемость	Износ вкладыша		Износ вала за 50 тыс. оборотов в мг	Допускаемая наибольшая нагрузка в кг/см <sup>2</sup>
				при недостаточной смазке	при совершенной смазке		за 50 тыс. оборотов в мг	в мг/см <sup>2</sup> · км		
1	Медно-свинцово-оловянно-сурьмянистый псевдосплав (термообработан)	32—35	1,8—2,0	0,0039	0,0012	1,00	9,55	0,61	0,12	200—220
2	Медно-оловянно-свинцовый псевдосплав	30—32	1,4—1,6	0,0047	0,0018	0,72	1,34	0,85	0,11	160—180
3	Медно-свинцовый псевдосплав	30—32	1,4—1,6	0,0102	0,0035	0,39	20,0	1,27	0,20	110—120
4	Медно-алюминиево-оловянный псевдосплав	30—32	1,2—1,4	0,0088	0,0026	0,57	21,3	1,35	0,75	140—160
5	Медно-стальной псевдосплав	80—85	1,6—2,2	0,0175	0,0052	0,28	31,4	2,00	1,07	100—110
6	Медно-стальной псевдосплав с добавкой цинка (латунно-стальной)	88—90	1,8—2,0	0,020	0,0072	0,21	52,0	3,3	0,82	100—110
7	Медно-алюминиево-стальной псевдосплав	77—79	1,8—2,0	0,0216	0,0085	0,18	34,7	2,2	1,68	120—130
8	Стале-алюминиевый псевдосплав	65—70	1,8—2,0	0,0311	0,0098	0,12	26,0	1,65	2,89	80—90
9	Стальной псевдосплав	110—112	1,8—2,0	0,0347	0,0125	0,08	61,4	3,9	1,57	60—80
10	Бронза марки Бр. ОЦС 5-5-5	230	0,0	0,0195	0,0065	0,32	36,2	2,3	0,4	160—180
11	Баббит марки Б-83	32—35	0,0	0,0102	0,0045	0,42	17,3	1,1	0,2	200—220
12	Сталь 45	250	0,0	0,0498	0,0145	0,05	75,5	4,8	1,6	90—100
13	Серый чугун	170—225	0,1—0,2	0,0383	0,0131	0,08	63,0	4,0	1,2	100—110

Примечание. Смазка—4—5 капля в минуту и 1 капля в секунду;  $p = 60 \text{ кг/см}^2$ ;  $v = 2,5 \text{ м/сек}$ . Износ определен при совершенной смазке.

ным псевдосплавом коэффициент трения составлял 0,0072, износ  $3,3 \text{ мг/см}^2 \cdot \text{км}$ , у вкладышей с алюминиево-стальным псевдосплавом — соответственно 0,0085 и  $2,2 \text{ мг/см}^2 \cdot \text{км}$ .

Наихудшим псевдосплавом с малой износостойкостью (износ  $3,9 \text{ мг/см}^2 \cdot \text{км}$ ) и большим коэффициентом трения ( $f = 0,0145$ ) оказался стальной псевдосплав.

Вкладыши с медно-свинцово-оловянно-сурьмянистым псевдосплавом показали преимущества и перед вкладышами из бронзы, серого чугуна, стали 45 и даже по сравнению с баббитовыми вкладышами. Так, износ баббитовых вкладышей составил  $1,1 \text{ мг/см}^2 \cdot \text{км}$ , бронзовых  $2,3 \text{ мг/см}^2 \cdot \text{км}$  и чугунных  $4,0 \text{ мг/см}^2 \cdot \text{км}$ , а у вкладышей с сурьмянистым псевдосплавом —  $0,61 \text{ мг/см}^2 \cdot \text{км}$ .

Вкладыши с псевдосплавом из меди, олова и свинца дали несколько худшие результаты, однако их износ ( $0,85 \text{ мг/см}^2 \cdot \text{км}$ ) и коэффициент трения (0,0018) немногим отличались от износа и коэффициента трения медно-свинцово-оловянно-сурьмянистых вкладышей. У вкладышей с данным псевдосплавом, как показали испытания, увеличение количества олова (до 20%) за счет сокращения количества меди значительно уменьшает коэффициент трения (до 0,0014).

У медно-свинцового псевдосплава увеличение свинца выше 12—15% уже не улучшает антифрикционных свойств.

Вкладыши с псевдосплавами, содержащими алюминий (например, вкладыши со стале-алюминиевым псевдосплавом), не обладают хорошими антифрикционными качествами ( $f = \sim 0,0100$ ) и, кроме того, они сильно изнашивают вал из-за абразивного действия образующихся при работе вкладышей оксидов алюминия.

Лучшие результаты дают вкладыши с псевдосплавом из меди, алюминия и олова, которые благодаря присутствию олова имеют более хорошую приработку, пониженный коэффициент трения ( $f = 0,0026$ ) и пониженный износ по сравнению с вкладышами со стале-алюминиевым псевдосплавом.

Вкладыши с медно-стальным и латунно-стальным псевдосплавами имеют средние антифрикционные свойства ( $f = 0,0052 \div 0,0072$ ) и повышенный износ ( $G = 2,0 \div 3,3 \text{ мг/см}^2 \cdot \text{км}$ ). Маслопоглощение отдельных псевдосплавов мало отличалось друг от друга и колебалось (в % к весу) от 1,2 до 2,0%. Однако маслопоглощение являлось основным фактором, определяющим низкие антифрикционные качества псевдосплавов.

Грузоподъемность сплавов оценивалась по наибольшему значению допускаемой удельной нагрузки, выше которой начинался значительный износ данного псевдосплава.

По наибольшей допускаемой грузоподъемности выделяются псевдосплавы, состоящие из меди, свинца, олова и сурьмы, а также из меди, олова, свинца ( $180\text{—}220 \text{ кг/см}^2$ ). Остальные псевдосплавы, особенно стале-алюминиевый и стальной, имеют значительно меньшую грузоподъемность (от  $60\text{—}80$  до  $140\text{—}160 \text{ кг/см}^2$ ).

Наименьший износ вала ( $0,12 \text{ мг}$ ) за время испытаний происходил от вкладышей с псевдосплавом из меди, свинца, олова, сурьмы и от псевдосплава из меди, свинца, олова, а наибольший — от вкладышей с медно-алюминиево-стальным псевдосплавом ( $1,68 \text{ мг}$ ) и стале-алюминиевым псевдосплавом ( $2,89 \text{ мг}$ ).

В данных опытах коэффициент трения определялся из диаграмм моментов трения, снимаемых с машины МИ.

При совершенной смазке (1 капля в секунду) коэффициент трения составлял  $0,0012\text{—}0,0125$ , при недостаточной (4—5 капля в минуту) он возрастал в 2,8—3,2 раза и составлял  $0,0039\text{—}0,0347$ .

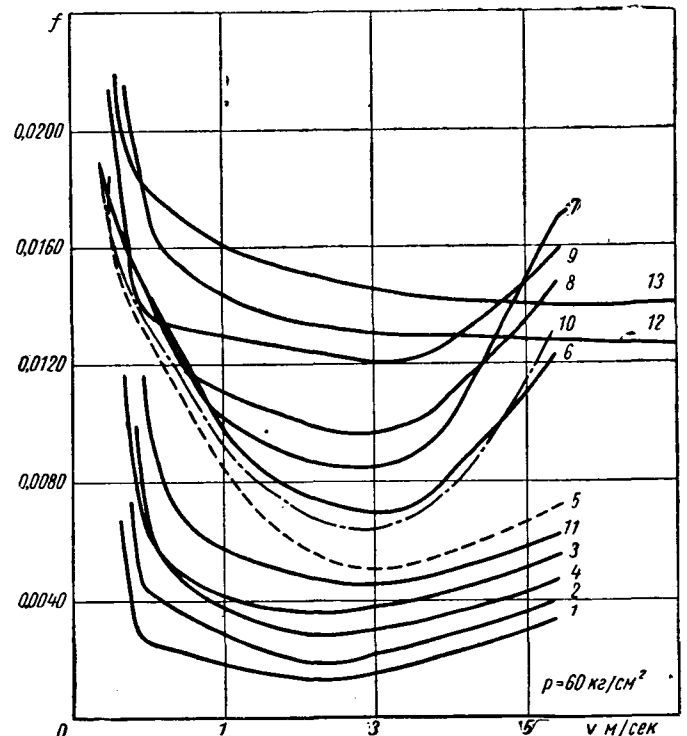


Рис. 1.

Коэффициенты трения псевдосплавов при малых скоростях движения являются наибольшими (рис. 1). В дальнейшем с увеличением скорости вращения они падают, доходят до из-

вестного минимума, а потом снова возрастают, но медленнее, чем при начальном увеличении нагрузки.

Минимум коэффициентов трения для разных псевдосплавов различен. Для псевдосплавов 1, 2, 3, 4 (см. табл. 1) из мягких металлов он наступает при скорости  $v = 2,4$  м/сек (наименьшая работа трения).

С повышением твердости псевдосплавов минимум (по диаграмме) сдвигается вправо, т. е. наимыгоднейшая работа вкладышей с этими псевдосплавами может происходить при скоростях 3,3—3,5 м/сек.

Коэффициенты трения стальных и чугунных вкладышей с увеличением скорости падают.

У всех псевдосплавов с увеличением нагрузки коэффициенты трения все время уменьшаются, не имея своего минимума (рис. 2).

Быстрое падение значения коэффициентов трения характерно для псевдосплавов из мягких металлов и баббита.

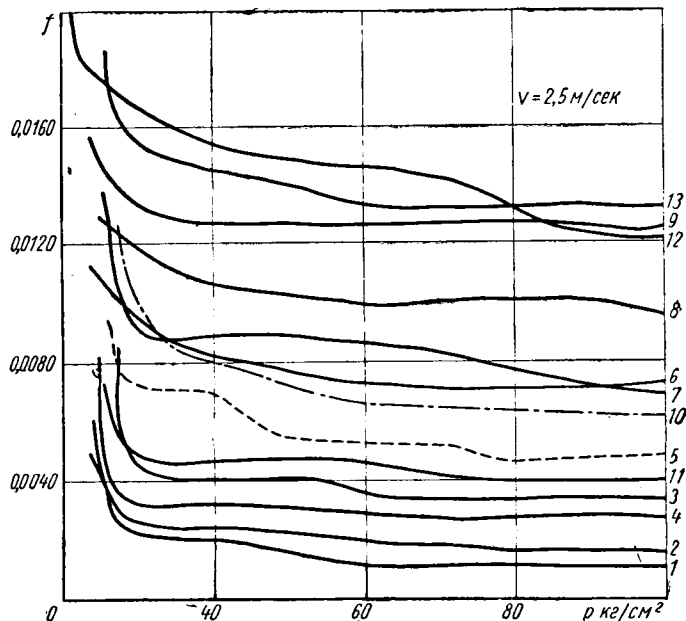


Рис. 2.

Как видно из диаграмм рис. 1 и 2, наименьшими значениями коэффициентов трения при изменении скорости и при изменении давления обладают псевдосплавы из меди, свинца, олова, сурьмы; из меди, свинца, олова и из меди, свинца.

Наибольшие значения коэффициентов трения при этих условиях имеют стале-алюминиевый и стальной псевдосплавы.

Некоторые псевдосплавы из числа испытанных были использованы для различных подшипников двигателей У5, СМД, «Москвич» и ГАЗ-51 и с этими подшипниками двигатели У5 и СМД прошли стендовые испытания, а двигатели автомобилей «Москвич» и ГАЗ-51 — эксплуатационные.

Медно-стальным псевдосплавом были покрыты стальные втулки верхней головки шатуна двигателя У5 и позднее двигателя СМД.

Втулки хорошо выдержали 1000-часовые стендовые испытания; износ цилиндрической поверхности был равен 0,01—0,03 мм.

Латунно-стальной псевдосплав был использован для подшипников распределительных валиков двигателей СМД и двигателей автомобилей «Москвич» и ГАЗ-51.

За тот же период 1000-часовых испытаний подшипники двигателей СМД хорошо приработались и имели незначительный износ — 0,01 мм.

Подшипники с латунно-стальным псевдосплавом, установленные на двигателях «Москвич» и ГАЗ-51, проработали при пробеге автомобилей после капитального ремонта соответственно 28 и 37 тыс. км. При осмотре их поверхности никаких дефектов не обнаружено; износ составлял 0,005—0,01 мм. Подшипники были оставлены для дальнейшей работы на двигателе.

Установка подшипников распределительных валиков двигателей автомобилей «Москвич» и ГАЗ-51 со стале-алюминиевым псевдосплавом не дала положительных результатов: сами подшипники имели небольшой износ, а опорные шейки распределительного валика — повышенный износ (0,09—0,11 мм за 28—37 тыс. км). Это указывало на то, что происходил абразивный износ с участием твердых окислов алюминия.

Медно-стальным псевдосплавом покрывались также втулки коромысел клапанов, толкатели, втулки вала регулятора двигателей У5 и СМД. Все эти детали после прохождения 1000-часовых испытаний имели небольшой износ (0,01—0,02 мм) и незначительно влияли на износ сопряженных с ними деталей.

## Выводы

1. Дешевые псевдосплавы могут быть использованы для различных подшипников автомобильных двигателей как заменители дефицитных бронз и баббитов.

2. В результате испытаний оказались наилучшими по своим антифрикционным свойствам и износостойкости медно-свинцово-оловянисто-сурьмянистый и медно-свинцово-оловянистый псевдосплавы.

3. Более дешевым с менее дефицитными металлами и удовлетворительными антифрикционными и износостойкими свойствами является латунно-стальной и медно-стальной псевдосплавы.

## К вопросу выбора схемы коробки передач с многодисковыми сцеплениями для гидромеханической передачи сверхтяжелого автомобиля

М. Д. ГИРКО, И. Г. ШЕЙНКЕР

Минский автозавод

**К**ОРОБКА передач сверхтяжелого автомобиля при сравнительно небольшом диапазоне изменения числа оборотов коленчатого вала двигателя и крутящего момента должна обеспечивать возможность получения высоких скоростей движения и больших тяговых усилий на тяжелых режимах движения, особенно при преодолении подъемов с прицепами, когда из-за небольшой величины удельной мощности необходимо значительное снижение минимальных скоростей на низших передачах.

Требуемый для сверхтяжелого автомобиля высокий проходимости диапазон передаточных чисел в коробке передач по-

рядка 6—9 можно получить с помощью коробок передач двух типов: планетарной коробки и коробки передач с неподвижными осями (вальной коробки).

Если в обычной коробке передач зубчатые муфты, расположенные на выходном валу, заменить фрикционными, очевидно, что такая схема вальной коробки передач с фрикционными, нагружаемыми большими моментами (каждый фрикцион будет передавать момент, равный произведению подводимого к коробке крутящего момента на передаточное число соответствующей передачи), не позволит получить компактной конструкции. Отсюда вытекает необходимость размещения фрик-

ционов, особенно фрикционов низших передач и заднего хода, в другом месте кинематической схемы коробки передач с тем, чтобы указанные фрикционы передавали крутящие моменты меньшей величины.

Максимальный момент, который может передавать многодисковое сцепление вальной коробки передач, определяется в основном следующими показателями:

- 1) коэффициентом трения и допустимыми удельными давлениями применяемых фрикционных материалов;
- 2) максимально приемлемым числом дисков фрикциона;
- 3) габаритными ограничениями на диаметр фрикциона, накладываемыми межосевым расстоянием шестерен и допустимой величиной окружной относительной скорости его дисков;
- 4) максимальным моментом и угловой скоростью ведущего вала коробки передач;
- 5) допустимой величиной работы буксования фрикциона при его включении.

Несколько больший крутящий момент, передаваемый фрикционами первой передачи и заднего хода, может быть получен в результате увеличения удельного давления между дисками этих фрикционов по сравнению с удельным давлением между дисками фрикционов других передач, что оправдывается сравнительно меньшей частотой включения указанных фрикционов.

При выборе схемы вальной коробки передач с фрикционами основными показателями являются: момент, передаваемый фрикционом  $M_{\phi}$ , и относительные обороты дисков фрикциона  $n_{\phi}$ .

Чтобы иметь возможность все фрикционы коробки передач выполнить малогабаритными и взаимозаменяемыми, желательно, чтобы величина момента, передаваемого фрикционом, не превышала 1—1,5 момента, подводимого к коробке, хотя известны коробки передач, в которых наиболее нагруженный фрикцион передает и больший крутящий момент (около 2—2,5 и более подводимого момента), так как схемы указанных коробок передач позволяют применить фрикционы больших диаметров.

В схемах передач, в которых фрикционы размещаются таким образом, что межцентровое расстояние зацепляющихся шестерен не ограничивает их размеров, а также в результате применения гидромуфты или гидротрансформатора с невысоким коэффициентом трансформации, может быть принято значительно большее отношение момента, передаваемого фрикционом низшей передачи, к моменту, подводимому к коробке передач  $\left(\frac{M_{\phi}}{M_0}\right)$ , чем для других схем.

Максимальные относительные окружные скорости дисков фрикционов в существующих коробках передач достигают 50 м/сек. В качестве исходного скоростного параметра фрикциона гораздо удобнее пользоваться величиной относительных оборотов фрикциона  $n_{\phi}$  и еще более удобно пользоваться

отношением  $\frac{n_{\phi}}{n_0}$ . Однако в этом случае при выборе предельной величины  $n_{\phi}$  или  $\frac{n_{\phi}}{n_0}$  необходимо учитывать относительную окружную скорость фрикциона.

Анализ показывает, что для существующих коробок передач отношение  $\frac{n_{\phi}}{n_0}$  достигает величины 2—2,75.

В настоящее время создано значительное число «фрикционных» коробок передач, однако при выборе новой схемы коробки с большим диапазоном передаточных чисел (6—9) пришлось столкнуться с некоторыми принципиальными трудностями. Оказалось, что коробки с малым и средним диапазоном передаточных чисел, имеющие хорошие показатели, непригодны для большого диапазона.

В зависимости от типа переключения передач коробки с многодисковыми сцеплениями могут быть разделены на следующие группы:

- 1) «чисто фрикционные» коробки, т. е. коробки, у которых все передачи включаются только с помощью фрикционных сцеплений;
- 2) фрикционные коробки передач с зубчатыми муфтами включения первой передачи и заднего хода, которые включаются при остановленном автомобиле или при холостых оборотах двигателя; остальные передачи включаются с помощью фрикционов;

3) коробки передач с зубчатыми муфтами переключения между диапазонами передаточных чисел; в этом случае желательно применение синхронизирующих устройств;

4) коробки передач с дополнительной отключающей муфтой в кинематической цепи низшей передачи и заднего хода, выключаемой на высших передачах и включаемой предварительно при включении первой передачи и заднего хода.

Классификация по числу степеней свободы:

- 1) коробки передач с двумя степенями свободы (рис. 1, 2);
- 2) коробки передач с тремя и более степенями свободы (рис. 3).

Классификация схем коробок передач по числу степеней свободы в выключенном состоянии получила в настоящее время применение для планетарных коробок передач<sup>1</sup>, но она может быть распространена и на вальные коробки передач с неподвижными осями шестерен.

Число степеней свободы коробки передач равно числу муфт, включаемых одновременно для получения одной передачи, плюс единица.

«Фрикционные» коробки передач с двумя степенями свободы (рис. 1). Для относительной угловой скорости фрикциона  $j$ , вращающегося вхолостую при включенной  $k$ -й передаче, может быть получено следующее выражение:

$$n_{\phi j} = \frac{n_0}{i_{o\phi j}} \left| \left( \frac{i_j}{i_k} - 1 \right) \right| \quad (1)$$

или

$$\frac{n_{\phi j}}{n_0} = \frac{\left| \frac{i_j}{i_k} - 1 \right|}{i_{o\phi j}} \quad (2)$$

где  $i_{o\phi j}$  — передаточное число от ведущего вала к рассматриваемому фрикциону  $j$ ;

$i_i$  — передаточное число коробки передач, обеспечиваемое включением фрикциона  $i$ , вращающегося в данный момент вхолостую;

$j$  — передаточное число коробки передач, обеспечиваемое замкнутым фрикционом.

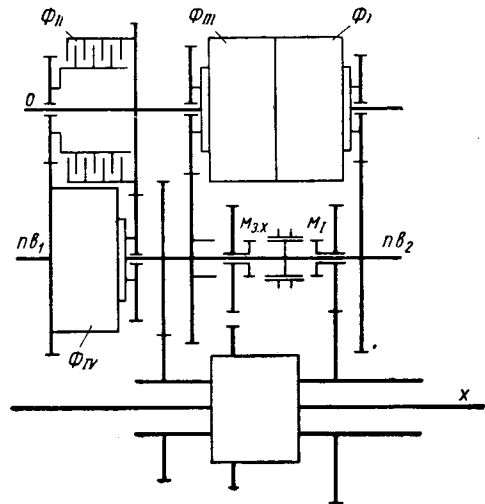


Рис. 2. Схема четырехступенчатой коробки передач с фрикционным переключением передач.

<sup>1</sup> Крюков А. Д. Синтез планетарных коробок передач с тремя степенями свободы. Труды Ленинградского политехнического института, № 204, Машгиз, 1960.

С помощью выражения (1) или (2) можно определить относительное число оборотов фрикциона на любой передаче.

Крутящий момент, передаваемый фрикционом  $j$ ,

$$M_{\phi j} = M_o i_{o\phi j}. \quad (3)$$

Относительное число оборотов фрикциона при неподвижном ведомом вале ( $n_x = 0$ ) коробки определяется выражением

$$n_{\phi j} = \frac{n_o}{i_{o\phi j}}. \quad (4)$$

Перемножив почленно выражения (3) и (4), получим

$$M_{\phi j} n_{\phi j} = M_o n_o = \text{const}. \quad (5)$$

Из равенства (5) вытекает следующее свойство коробки передач: при стремлении иметь на фрикционе меньший момент

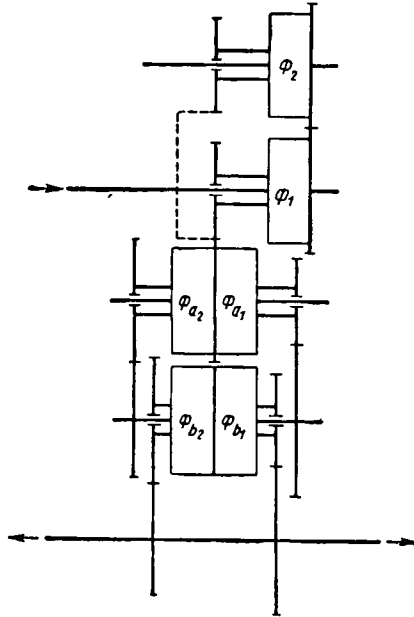


Рис. 3. Схема коробки передач американской фирмы Твин-Диск Клач моделей ТЛ-44-403 и ТЛ-44-404.

неизбежно возрастает относительная скорость вращения его дисков вхолостую.

Анализ формулы (2) показывает, что величина  $n_{\phi}$  является наибольшей для фрикционов нижней передачи и заднего хода при замкнутом фрикционе высшей передачи.

Если  $i_j$  и  $i_k$  являются передаточными числами соответственно нижней и высшей передач, то их отношение есть диапазон передаточных чисел коробки передач.

Учитывая, что  $i_{o\phi j} = \frac{M_{\phi j}}{M_o}$ , из формулы (2) получим

следующее выражение, устанавливающее зависимость диапазона передаточных чисел коробки передач от параметров фрикциона нижней передачи:

$$D = 1 + \frac{n_{\phi j n}}{n_o} \cdot \frac{M_{\phi j n}}{M_o}. \quad (6)$$

Введем обозначения  $\frac{n_{\phi j n}}{n_o} \cdot \frac{M_{\phi j n}}{M_o} = P$

и назовем величину  $P$  основным параметром фрикциона нижней передачи.

Таким образом, диапазон передаточных чисел двухступенной коробки передач может быть представлен в окончательном виде следующим уравнением:

$$D = 1 + P. \quad (7)$$

При анализе валных коробок передач было установлено, что отношение  $\left(\frac{n_{\phi j n}}{n_o}\right)_{\text{max}}$  для существующих коробок достигает величины 2—2,75.

Наиболее компактны фрикционы, если они передают единичные моменты ведущего вала.

При

$$\frac{n_{\phi j n}}{n_o} = 2,75 \text{ и } \frac{M_{\phi j n}}{M_o} = 1 \\ D = 3,75.$$

Для увеличения диапазона передаточных чисел фрикцион первой передачи необходимо размещать со стороны действия крутящего момента, большего, чем единичный.

При

$$\frac{n_{\phi j n}}{n_o} = 2,75 \text{ и } \frac{M_{\phi}}{M_o} = 2 \\ D = 6,5.$$

Для фрикциона заднего хода при включенной высшей передаче выражение для относительных оборотов будет иметь следующий вид:

$$n_{\phi z.x} = \frac{n_o}{i_{o\phi z.x}} \left( \frac{i_{z.x}}{i_{k.v}} + 1 \right). \quad (8)$$

Здесь  $i_{z.x}$  считаем положительным, так как его знак уже учтен. Уравнение, определяющее условие для выбора величины передаточного числа заднего хода, будет таким:

$$\frac{i_{z.x}}{i_{k.v}} = P_{z.x} - 1, \quad (9)$$

где  $P_{z.x} = \frac{n_{\phi z.x}}{n_o} \cdot \frac{M_{\phi z.x}}{M_o}$  — основной параметр фрикциона заднего хода.

Таким образом, «чисто фрикционные» коробки передач с двумя степенями свободы не дают возможности получить любой большой диапазон передаточных чисел, так как он ограничен приемлемой величиной основного параметра фрикциона нижней передачи.

Если вместо фрикционов первой передачи и заднего хода применить зубчатые муфты, расположенные на выходном (или промежуточном) валу при действии на них больших крутящих моментов, то имеется возможность значительно увеличить диапазон передаточных чисел коробки, так как в этом случае для получения большого диапазона определяющим будет основной параметр фрикциона второй передачи.

Для требуемого диапазона передаточных чисел коробки передач гидромеханической трансмиссии сверхтяжелого автомобиля  $D = 6 \div 9$  необходимая величина диапазона между второй и высшей передачами определится следующим образом:

$$D_{II-b} \sqrt[3]{D^2} = \sqrt[3]{(6 \div 9)^2} = 3,30 \div 4,33.$$

Для получения данного диапазона основной параметр фрикциона второй передачи должен иметь на основании выражения (6) величину, равную  $P_{II} = 2,3 \div 3,30$ .

Определенная величина основного параметра фрикциона может быть получена при различных сочетаниях скоростных и силовых параметров фрикциона.

Наличие зубчатых муфт первой передачи и заднего хода в коробке передач сверхтяжелого автомобиля высокой проходимости, включаемых с разрывом мощности, ухудшает его эксплуатационные качества, так как низшие передачи в коробках автомобилей данного типа используются значительно чаще, чем в коробках передач других автомобилей, для которых данный тип коробок передач может быть принят.

При выборе схемы коробки передач для сверхтяжелых автомобилей заслуживают внимания фрикционные коробки передач, в которых все передачи включаются с помощью фрикционов, однако в кинематических цепях первой передачи и заднего хода имеются отключающие зубчатые муфты, позволяющие фрикционы указанных передач на высших передачах отключить от силовой цепи, избавив их тем самым от больших скоростей вращения вхолостую. Это позволяет иметь сравнительно небольшой фрикцион нижней передачи при большом диапазоне передаточных чисел.

Возможность предварительного включения отключающих зубчатых муфт позволяет переключать все передачи практически без разрыва мощности.

В качестве примера может быть приведена одна из схем валовых коробок передач, рассмотренных в конструкторском отделе Минского автозавода (рис. 2). Данная коробка имеет две кинематические цепи; цепь второй — четвертой передач и цепь первой передачи и заднего хода, и два соосных промежуточных вала: вал  $nb_1$ , который работает под нагрузкой на второй — четвертой передачах, и вал  $nb_2$ , который работает под нагрузкой на первой передаче и заднем ходу. На втором промежуточном валу находятся две свободные вращающиеся шестерни, блокируемые с ним при помощи предварительно включаемых зубчатых муфт  $M_1$  и  $M_{3,x}$ .

На схеме коробки все фрикционы обозначены индексами тех передач, на которых они включаются; фрикцион  $\phi_1$  служит для включения как первой передачи, так и заднего хода. Коробка обеспечивает раздачу мощности на обе стороны.

Характерно, что все фрикционы передают единичные моменты входного вала, а один из фрикционов передает даже несколько меньший момент. Это позволяет все фрикционы, в том числе и фрикцион первой передачи и заднего хода, выполнить малогабаритными и взаимозаменяемыми между собой.

Для уменьшения поперечных размеров коробки желательно, чтобы высшая передача коробки была ускоряющей.

Коробка передач с тремя степенями свободы. На рис. 3 приведена схема трехстепенной коробки передач с многодисковыми сцеплениями (новая коробка передач моделей ТД-44-403 и ТД-44-404 фирмы Твин-Диск-Клач), позволяющая получить четыре передачи вперед и четыре назад. Диапазон передаточных чисел довольно высокий — 6,91.

При движении вперед замкнут постоянно фрикцион  $\phi_1$ , при движении назад фрикцион  $\phi_2$ .

Соответствующая передача при движении в обоих направлениях получается следующим образом:

- первая передача (вперед и назад) — включены фрикционы  $\phi_{a1}$  и  $\phi_{b1}$ ;
- вторая передача (вперед и назад) — включены фрикционы  $\phi_{a2}$  и  $\phi_{b1}$ ;
- третья передача (вперед и назад) — включены фрикционы  $\phi_{a1}$  и  $\phi_{b2}$ ;
- четвертая передача (вперед и назад) — включены фрикционы  $\phi_{a2}$  и  $\phi_{b2}$ .

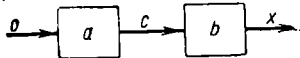


Рис. 4. Схематическое изображение коробки передач с тремя степенями свободы.

Коробки передач с тремя степенями свободы строятся обычно по такому принципу, что они могут быть условно разделены на две части, последовательно связанные друг с другом (рис. 4).

Пусть первая часть коробки имеет две ступени вперед  $i_{a1}$  и  $i_{a2}$  и одну назад  $i_{a3}$  и вторая часть — две ступени вперед:  $i_{b1}$  и  $i_{b2}$ .

Пусть передаточные числа  $i_{a1}$ ;  $i_{a2}$ ;  $i_{a3}$ ;  $i_{b1}$  и  $i_{b2}$  будут подобраны таким образом, что  $i_{IV} = i_{a1} \cdot i_{b1}$ ;  $i_{III} = i_{a2} \cdot i_{b1}$ ;  $i_{II} = i_{a1} \cdot i_{b2}$ ;  $i_{I} = i_{a2} \cdot i_{b2}$ ;  $i_{3,xI} = i_{a3} \cdot i_{b1}$ ;  $i_{3,xII} = i_{a3} \cdot i_{b2}$ .

На основании ранее полученных выражений для двухстепенной коробки передач можем составить следующие соотношения:

$$\frac{i_{a1}}{i_{a2}} = 1 + \frac{n_{\phi a1}}{n_0} i_{o\phi a1}; \tag{10}$$

$$\frac{i_{b1}}{i_{b2}} = 1 + \frac{n_{\phi b1}}{n_c} i_{c\phi b1}; \tag{11}$$

$$\frac{i_{a3}}{i_{a2}} = \frac{n_{\phi a3}}{n_0} i_{o\phi a3} - 1, \tag{12}$$

где  $i_{o\phi a}$  — передаточное число от ведущего вала к фрикциону  $\phi_a$ ;

$i_{c\phi b}$  — передаточное число от выходного вала с первой части коробки к фрикциону  $\phi_b$ .

Рассматриваем фрикционы, обеспечивающие включение первой передачи и заднего хода при включенной высшей передаче;

$$\frac{i_{a1}}{i_{a2}} = q \text{ — знаменатель геометрической прогрессии передаточных чисел;}$$

$$\frac{i_{b1}}{i_{b2}} = q^2; n_c = \frac{n_0}{i_{a2}}; M_{\phi b \max} = i_{c\phi b1} \cdot i_{a1} \cdot M_o.$$

После соответствующих подстановок и преобразований уравнения (10) и (11) примут следующий вид:

$$q = 1 + P_a, \tag{13}$$

$$q^3 = q + P_b, \tag{14}$$

где  $P_a = \frac{n_{\phi a1}}{n_0} i_{o\phi a1}$  — основной параметр фрикциона  $\phi_{a1}$

и  $P_b = \frac{n_{\phi b1}}{n_0} \cdot \frac{M_{\phi b1}}{M_o}$  — основной параметр фрикциона  $\phi_{b1}$ .

Оба уравнения (13) и (14) представляют два условия для выбора знаменателя прогрессии передаточных чисел, определяемые параметрами фрикционов  $\phi_{a1}$  и  $\phi_{b1}$ .

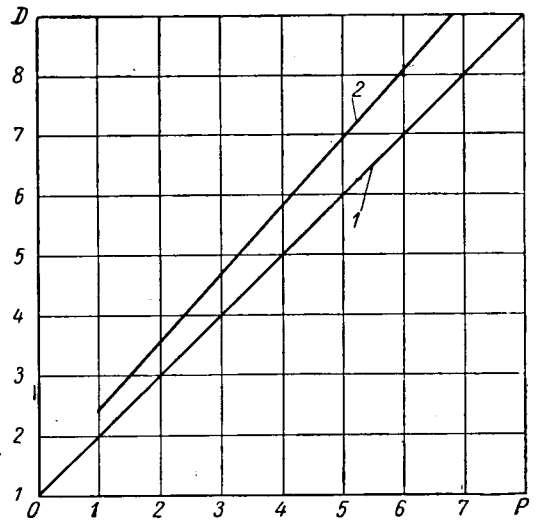


Рис. 5. Зависимость диапазона D передаточных чисел коробки передач с многодисковыми сцеплениями от основного параметра фрикциона высшей передачи

$$P = \frac{M_{\phi \max}}{M_o} \cdot \frac{n_{\phi \max}}{n_0};$$

1 — зависимость D от P для коробки передач с двумя степенями свободы; 2 — зависимость D от P для коробки передач с тремя степенями свободы.

Нетрудно видеть, что по уравнению (13) можно принять значительно большее значение  $q$ , поэтому основным уравнением для определения максимально возможного знаменателя геометрической прогрессии передаточных чисел является кубическое уравнение (14).

Искомое значение  $q$  определено с помощью метода вспомогательных величин

$$q = 1,156 \operatorname{ch} \frac{\varphi}{3},$$

$$\operatorname{ch} = \frac{P_b}{2 \cdot 0,5783}.$$

Диапазон передаточных чисел четырехскоростной коробки передач определится следующим образом:

$$D = q^3.$$

Задавая различными значениями основного параметра фрикциона  $\phi_{b1}$  —  $P_b$ , можно определить диапазон передаточных чисел как функцию  $P_b$ .

На рис. 5 нанесены две линии, представляющие собой графическое изображение зависимости диапазона передаточных

чисел  $D$  от основного параметра фрикциона  $P$  для коробки передач с двумя и тремя степенями свободы.

Если рассматривать шестиступенчатую двухдиапазонную коробку передач с тремя степенями свободы, то для нее вместо кубического уравнения (14) может быть получено уравнение пятой степени:

$$q^5 = q^2 + P_b. \quad (14a)$$

Для восьмискоростной коробки передач может быть получено уравнение седьмой степени:

$$q^7 = q^3 + P_b. \quad (14b)$$

В общем случае

$$q^{z-1} = q^{\frac{z}{2}-1} + P_b,$$

где  $z$  — число передач.

Определим условие для выбора величины передаточного числа нижней ступени заднего хода трехступенчатой коробки передач. Из уравнения (12) может быть получено следующее выражение для выбора передаточного числа нижней передачи заднего хода:

$$i_{z,xI} = i_{II}(P_a z - 1). \quad (15)$$

Как показывает график зависимости диапазона передаточных чисел  $D$  от основного параметра фрикциона нижней передачи  $P$ , приведенной на рис. 5, для «чисто фрикционной» коробки передач с тремя степенями свободы может быть получен несколько больший диапазон передаточных чисел, чем для коробки передач с двумя степенями свободы.

Сопоставляя уравнение (14) с уравнением (7), видим, что увеличение диапазона передаточных чисел для четырехступенчатой коробки передач с двумя степенями свободы при неизменном основном параметре фрикциона составляет  $q-1$ .

Если фрикционы  $\phi_{b1}$  и  $\phi_{b2}$  трехступенчатой коробки передач заменить зубчатыми муфтами, расположенными на выходном (или промежуточном) валу и передающими большие крутящие моменты, диапазон коробки передач может быть увеличен. Однако необходимость включения зубчатых муфт без нагрузки приведет к тому, что вторая и третья передачи должны будут переключаться с разрывом мощности; указанное обстоятельство даже при наличии синхронизаторов следует расценивать как большой недостаток коробки передач сверхтяжелого автомобиля. В рассмотренном случае применение зубчатых муфт только для включения первой передачи и заднего хода в коробках передач с двумя степенями свободы может быть оправдано в большей степени.

Возможен также и другой путь увеличения диапазона передаточных чисел «чисто фрикционной» коробки передач с тремя степенями свободы, состоящий в том, что в кинематичес-

кую цепь фрикциона  $\phi_{b1}$  вводится отключающая зубчатая муфта, которая будет отключать указанный фрикцион от силовой цепи на высших передачах, избавляя его от больших относительных скоростей вращения влоустую. Указанная зубчатая муфта может включаться предварительно, что даст возможность все передачи в коробке переключать без разрыва мощности.

## Выводы

1. Для вальных коробок передач с многодисковыми сцеплениями с двумя и тремя степенями свободы были получены математические выражения их основной закономерности, представляющей зависимость диапазона передаточных чисел от так называемого основного параметра фрикциона нижней передачи:

$$P = \frac{M_{\phi \max}}{M_0} \cdot \frac{n_{\phi \max}}{n_0},$$

где  $M_{\phi \max}$  — максимальный момент, передаваемый фрикционом нижней передачи;

$n_{\phi \max}$  — максимальные относительные обороты дисков фрикциона (об/мин);

$M_0$  и  $n_0$  — момент и числа оборотов ведущего вала коробки передач.

2. Получены также соответствующие выражения (9) и (15) для выбора величины передаточного числа заднего хода коробки передач.

3. По графику зависимости диапазона передаточных чисел от основного параметра фрикциона нижней передачи (рис. 5) можно при выборе наиболее рациональной схемы коробки передач иметь по диапазону предварительное представление о параметрах фрикционов, несмотря на то, что схемы коробки, как таковой, еще нет и лишь известны передаточные числа.

4. Большой диапазон вальной коробки передач с фрикционным переключением требует применения фрикционов нижней передачи и заднего хода, передающих большие крутящие моменты.

Если выбранная схема коробки передач, ее предполагаемые размеры и размещение фрикционов в схеме не позволяют применить фрикционы, нагружаемые большими крутящими моментами, то может быть принята схема с дополнительной отключающей муфтой в цепи низших передач и заднего хода.

5. Коробка передач с тремя степенями свободы позволяет получить при прочих равных условиях диапазон передаточных чисел, превышающий диапазон коробки передач с двумя степенями свободы на величину

$$D_3 - D_2 = q^{\frac{z}{2}-1} - 1.$$

## Гидравлические насосы усилителей рулевого управления

Канд. техн. наук Л. Л. ГИНЦБУРГ, Г. А. СЫРКИН  
НАМИ, Московский автозавод имени Лихачева

**НАИБОЛЕЕ** сложным и нагруженным узлом гидравлической системы усилителя рулевого управления является насос. Условия работы насоса гидроусилителя рулевого управления существенно отличаются от условий работы гидравлических насосов общего машиностроения. Это обусловлено следующими обстоятельствами: насос усилителя приводится во вращение от двигателя автомобиля, работающего в резко переменном режиме по оборотам. Сила сопротивления колес поворота и сила ударов со стороны дороги на колесо зависит от случая, поэтому и по давлению насос работает также в резко переменном режиме.

Температура подкапотного пространства в отсеке двигателя достигает летом  $70^\circ$  и выше. Поэтому температура масла в баке гидронасоса достигает  $100^\circ$ . Зимой при пуске двигателя температура масла в системе усилителя может быть  $-50^\circ$ . Запыленность воздуха вокруг насоса гидроусилителя может быть очень значительной. Место для расположения насоса часто очень ограничено. Кроме того, насос не должен создавать шума, превышающего шум двигателя.

Все перечисленные выше особые условия работы насосов гидроусилителей рулевого управления автомобиля обуславливают некоторую специфичность их конструкции.

Насосы гидроусилителя состоят из рабочих деталей, деталей привода, корпусных, деталей распределения со всасывающими и нагнетательными каналами, клапанов расхода и предохранительного, бачка с резервным маслом, фильтров и инжекторов для повышения абсолютного давления в полостях всасывания на высоких оборотах.

Конструкция рабочих деталей насоса определяет его тип. В гидроусилителях рулевого управления широкое распространение получили лопастные насосы двойного действия (рис. 1), «героторные» с внутренним циклоидальным зацеплением (рис. 2) и роликовые (рис. 3). На автомобиле Крайслер выпуска 1960 г. применен гидронасос с «плавающими корытцами» (рис. 4). В гидроусилителях рулевого управления тракторов применяются шестеренные насосы с наружным зацеплением. В системах с аккумуляторами давление для создания давлений порядка  $120-150 \text{ кг/см}^2$  применяются поршеньковые насосы.



Шестеренные и поршневые насосы не получили широкого распространения в системах автомобильных гидроусилителей.

Рассмотрим лопастные насосы. Насос такого типа устанавливается на автомобиле ЗИЛ-130 (рис. 1). Статор 2 насоса

жимаются к статору центробежными силами и рабочим давлением. Профиль статора выполнен по специальной кривой. Объемный к.п.д. насоса в основном зависит от величины торцовых зазоров между ротором 3 с лопастями 8 с одной стороны и корпусом 1 и распределительным диском 4 с другой.

Этот зазор у насоса ЗИЛ-130 равен 0,01—0,02 мм.

Давление масла в полости 15 крышки корпуса насоса обеспечивает автоматический гидравлический прижим распределительного диска к статору. Прижим распределительного диска пружиной 7 нужен только в период пуска, когда отсутствует давление в системе. Насосы такого типа способны работать в диапазоне от 500 до 5000 об/мин при давлении до 70 кг/см<sup>2</sup> и производительности от 6 до 70 л/мин. У лопастных насосов, рассчитанных на более высокое давление до 140 кг/см<sup>2</sup>, в пазах ротора укладываются либо по две лопасти, либо по одной толстой с двумя рабочими кромками. Конструкция последних насосов предусматривает подвод под лопасти рабочего давления на участке нагнетания и давления всасывания на участке всасывания. Лопасти постоянно уравновешены, благодаря чему уменьшается трение в контакте лопасть—статор.

Рабочие детали насосов лопастного типа изготавливаются из легированных сталей и закаляются до высоких твердостей. У насоса ЗИЛ-130 статор выполнен из стали ШХ15, ротор — из стали 12ХМ3 и подвергается нитроцементации, лопасти — из стали Р18. Корпус насоса и распределительный диск выполнены из серого чугуна повышенной твердости. В последнее время появились насосы со статорами, изготовленными из высоколегированного закаленного чугуна твердостью RC до 55.

Насос автомобиля «Чайка» (рис. 2) имеет шестерни с вневцентроидным циклоидальным зацеплением. В американской автомобильной практике такие насосы называются «героторными».

Пространство между внутренней и наружной шестернями разделено линиями контакта зубьев шестерен на отдельные полости. Во время вращения шестерен полости по одну сторону оси симметрии увеличиваются, а по другую — уменьшаются. Увеличивающиеся полости всасывают масло, уменьшающиеся — нагнетают. Зубья внутренней шестерни, постоянно

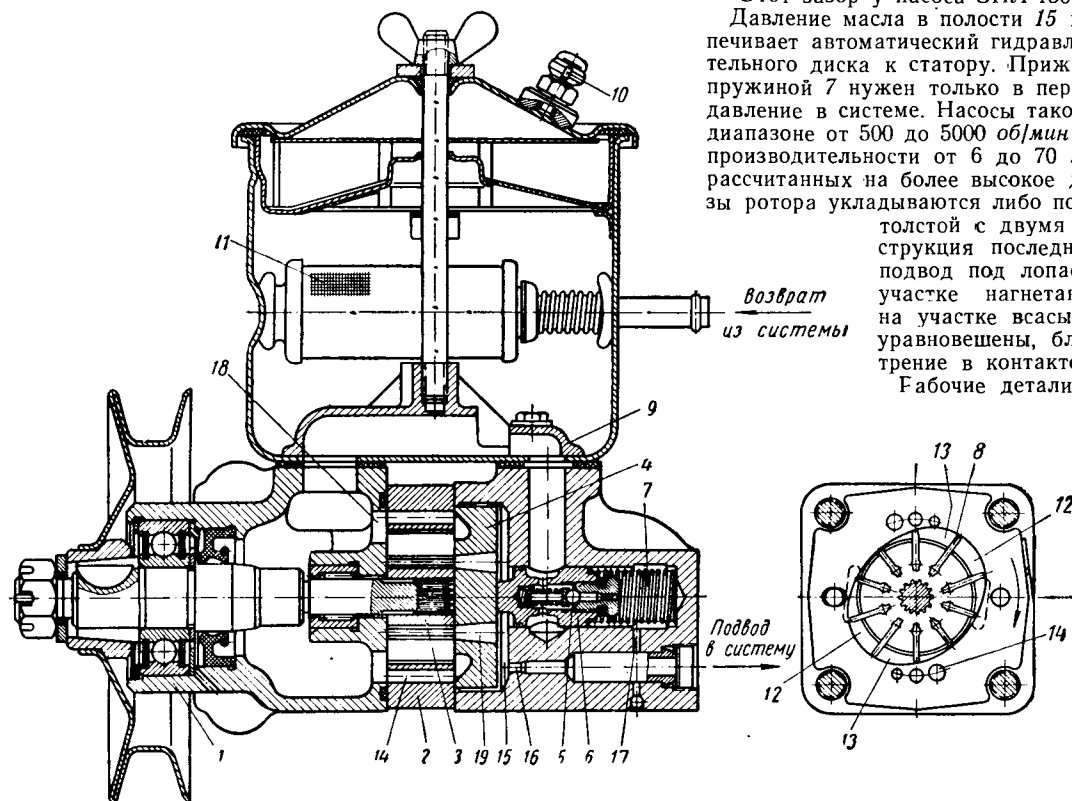


Рис. 1. Насос гидроусилителя рулевого управления автомобиля ЗИЛ-130:

1 — корпус; 2 — статор; 3 — ротор; 4 — распределительный диск; 5 — предохранительный клапан; 6 — клапан расхода; 7 — пружина клапана расхода; 8 — лопасти; 9 — коллектор; 10 — сапун; 11 — фильтр; 12 — полости нагнетания; 13 — полости всасывания; 14 — отверстия для подвода масла со стороны распределительного диска; 15 — полость высокого давления в крышке корпуса; 16 — калиброванное отверстие; 17 — демпфирующее отверстие; 18 — окно всасывания; 19 — окно нагнетания в распределительном диске.

имеет две полости нагнетания 12 и две полости всасывания 13, расположенные симметрично относительно оси ротора. Благодаря этому ротор насоса уравновешен и рабочее давление не создает нагрузки на подшипники. Ротор укреплен на конце вала, на шлицах по свободной посадке. Лопасти при-

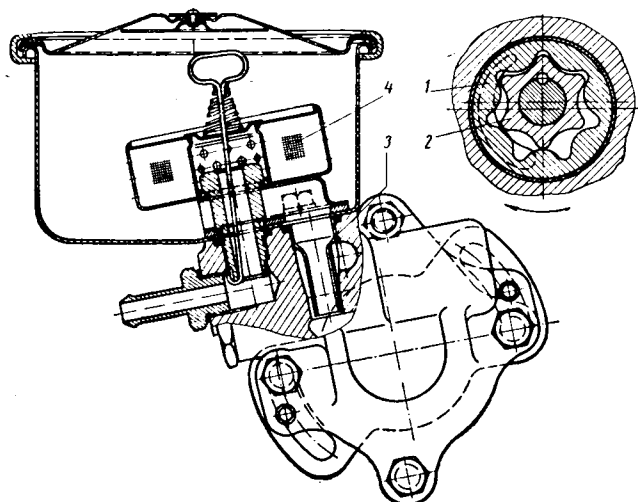


Рис. 2. Насос гидроусилителя рулевого управления автомобиля «Чайка»:

1 — ведомая шестерня; 2 — ведущая шестерня; 3 — трубочка Вентури; 4 — фильтр.

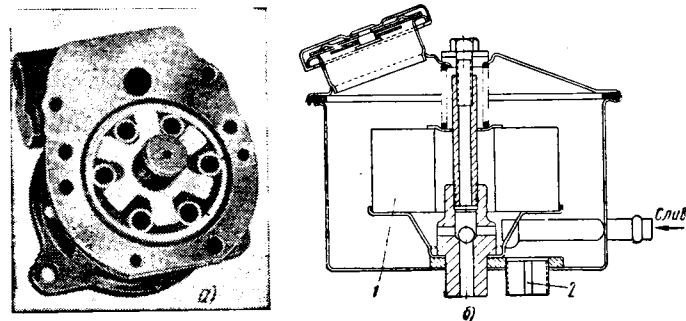


Рис. 3. Насос роликового типа:

а — рабочие детали; б — бачок; 1 — фильтр; 2 — калиброванное отверстие.

контактируясь, скользят по зубьям наружной. Относительная скорость скольжения шестерен в зацеплении очень мала, так как у ведущей (внутренней) шестерни всего на один зуб меньше, чем у ведомой.

Давление в полости нагнетания разжимает шестерни, стремясь нарушить контакт между зубьями. Вал внутренней шестерни вращается в опорных бронзовых втулках, наружная шестерня — во втулке из биметаллической ленты.

Чтобы обеспечить удовлетворительный объемный к.п.д. насоса, зазор между зубьями шестерен при измерении без вала ротора не должен превышать 0,02—0,06 мм. При увеличении этих зазоров рабочее давление создает нагрузку на опорные втулки вала и биметаллическое кольцо.

Торцовый зазор не регулируется. Падение объемного к.п.д. насосов происходит как из-за увеличения зазоров между зубьями шестерен, так и из-за износа торцов. Скорость вращения вала внутренней шестерни до 9000 об/мин, максимальное давление 75 кг/см<sup>2</sup> (у автомобиля «Чайка» до 40 кг/см<sup>2</sup>). Производительность насосов от 6 до 20 л/мин. Материал ведущей шестерни у насоса автомобиля «Чайка» сталь 20Х с цементацией и последующей закалкой, ведомой шестерни — чугун СЧ 18-36.

В настоящее время фирма Итон, являвшаяся основным изготовителем таких насосов, отказалась от производства данной модели и теперь выпускает насосы роликового типа (см. рис. 3).

Принцип действия роликового насоса не отличается от работы лопастного насоса одностороннего действия, но роль лопастей выполняют ролики.

Статор выполнен по специальной кривой, обеспечивающей бесшумность работы. Ось ротора смещена относительно оси статора. Во время вращения ролики прижимаются к статору центробежными силами и давлением. Всасывающие полости расположены по одну, нагнетающие — по другую сторону оси симметрии. Подшипники вала ротора постоянно нагружены рабочим давлением. Торцовый зазор не регулируется.

Изготавливаемые английской фирмой Харберн по лицензии фирмы Итон насосы такого типа имеют эксцентриситет 3,8 мм, наружный и внутренний диаметры ролика соответственно 10,3 и 8,3 мм, наружный диаметр статора 58 мм.

Выпускаемые фирмой насосы имеют различные длины роликов — 12,7; 17,7 и 23 мм. От длины роликов зависит производительность насосов. Она составляет 5,7; 8,1 и 10,5 л/мин соответственно при 1000 об/мин. Максимальное число оборотов первого насоса 9000 в минуту, второго и третьего — 7000. Максимальное давление 84 кг/см<sup>2</sup>. Ротор выполнен из улучшенной кремниевом-магниево-стали, ролики — из цементуемой стали, статор — из хромоникелевого чугуна.

Насос автомобилей фирмы «Крайслер» (рис. 4) является одной из разновидностей лопастного насоса одностороннего действия, но вместо лопастей в пазы ротора уложены «корытца», повернутые доньшками к статору и поджимаемые к последнему пружинами. Фирма утверждает, что объемный к.п.д. насоса выше, чем у обычного лопастного, так как контакт между лопаткой и статором осуществляется по площадке, а не по линии. «Корытца» сами устанавливаются в пазах за счет давления, подводимого под них из напорных полостей через вырезы в напорных стенках «корытца». Максимальное давление 74 кг/см<sup>2</sup>. Производительность насоса около 8 л/мин.

Жидкость в лопастном насосе двойного действия (см. рис. 1) из передней части корпуса поступает через два окна 18 в торцевой стенке к всасывающим полостям 13 одним потоком со стороны корпуса, вторым — через отверстия 14 в статоре и карманы распределительного диска 4 с другой стороны. Это уменьшает склонность насоса к кавитации. Лопатками жидкость переносится в полости нагнетания 12 и через отверстия в распределительном диске поступает в полость высокого давления 15 крышки корпуса и далее через калиброванное отверстие 16 в напорную магистраль.

Производительность насоса рассчитывается таким образом, чтобы при холостых или нескольких больших, чем холостые обороты двигателя, расход жидкости обеспечивал бы скорость вращения рулевого колеса 1,5 об/сек. С увеличением числа оборотов двигателя расход жидкости насоса не должен увеличиваться намного. Для этого в крышке корпуса предусмотрен клапан расхода жидкости 6 (см. рис. 1). Если расход жидкости больше заданного, клапан перемещается, сжимая пружину 7, и часть жидкости поступает в коллектор 9. Поэтому производительность насоса с увеличением числа оборотов увеличивается незначительно.

Данный поток, действуя по принципу эжекции, захватывает часть жидкости из бачка и создает в противоположной части коллектора 9 избыточное давление, уменьшающее разрежение на всасывании, что предотвращает кавитацию в полостях

статора на больших оборотах. Поскольку на максимальных оборотах через клапан расхода жидкости сливается в 4—5 раз большее количество жидкости, чем поступает в магистраль, давление в коллекторе у всасывающего отверстия достигает, например у насоса автомобиля ЗИЛ-130, 0,6—0,7 кг/см<sup>2</sup>.

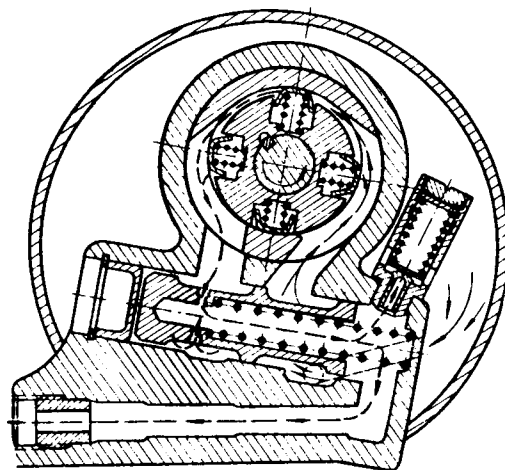


Рис. 4. Насос автомобиля «Крайслер» с «плавающими корытцами».

У насоса автомобиля «Чайка» (см. рис. 2) для создания некоторого избыточного давления у всасывающих окон каналы в корпусе насоса выполнены так, что жидкость от клапана расхода попадает к трубке 3 и, омывая ее снаружи, направляется к рабочим деталям. Масло из бачка всасывается через трубку за счет эжекции. Жидкость попадает к рабочим деталям через окно в торце корпуса на участке всасывания. Нагнетание осуществляется через окно такой же формы (несколько меньшего сечения) в крышке корпуса. В этой же крышке размещены клапан расхода жидкости и предохранительный клапан.

У насоса автомобиля «Форд-Меркурий» (рис. 5) никаких устройств для создания давления жидкости на всасывании не сделано, так как производительность насоса не велика (7—8 л/мин), а проходные сечения большие.

У насоса роликового типа Харберн-Итон (см. рис. 3, 6) жидкость от распределителя подается непосредственно на всасывание, минуя фильтр, а фильтруется часть масла, поступающего через калиброванное отверстие 2 от клапана расхода жидкости.

Принцип действия клапана расхода жидкости заключается в следующем: жидкость, проходя от рабочих деталей (см. рис. 1) через калиброванное отверстие 16 в напорную магистраль, дросселируется. Благодаря этому создается разность давлений жидкости в полостях до и после жиклера. Эта разность пропорциональна квадрату количества жидкости, проходящей через жиклер. Она не зависит от величины давления в магистрали. Усилие, создаваемое на клапан разницей давлений, уравновешивается пружиной 7. Как только расход жидкости превысит заданный, золотник сожмет пружину 7 и откроет канал, связанный со всасывающими окнами.

У насосов автомобилей Московского автозавода имени Лихачева и Горьковского автозавода и автомобиля «Форд-Меркурий» предохранительные клапаны расположены внутри клапанов расхода (см. рис. 1 и 5). В случае повышения давления жидкости в напорной магистрали более допустимого предохранительный клапан 5 (см. рис. 1) открывается. Жидкость из полости, где расположена пружина 7, поступает на слив. Поскольку эта полость связана с напорными каналами отверстием малого сечения 17, давление жидкости в ней понизится, сожмется пружина 7, переместится клапан расхода и жидкость потечет на слив, так же как при работе клапана расхода жидкости при больших оборотах насоса.

Конструкция корпусных деталей насосов во многом определяется компоновкой насоса на двигателе.

В корпусе обычно укреплены ведущий вал с подшипниками и шкивом или соединительной муфтой.

Корпус насоса, кроме своего прямого назначения, должен обеспечивать беспрепятственное поступление и отвод жидкости от рабочих деталей.

У насоса автомобиля ЗИЛ-130 (см. рис. 1) привод осуществляется клиновым ремнем от коленчатого вала двигателя. Ведущий вал ротора вращается в двух подшипниках качения, расставленных на 56 мм. Полость между подшипниками

хранительным клапаном. Бачок с резервным маслом — общий.

Бачки насосов гидроусилителя рулевого управления имеют два назначения: компенсировать изменение объема системы при работе цилиндра усилителя двухстороннего действия со штоком только с одной стороны и изменения объема трубопроводов при увеличении давления и расширения жидкости от температуры; способствовать охлаждению жидкости.

В бачке обычно расположены фильтр и устройства, уменьшающие разрежение на всасывании, описанные выше. Объем бачка у легкового автомобиля обычно составляет 10—15% минутного номинального расхода, у грузового — 15—20%. Бачки располагаются либо непосредственно над насосами (см. рис. 1), либо служат кожухами насосов, либо при недостатке места устанавливаются отдельно от насосов и соединяются с ними шлангами. Сечение трубопровода, питающего насос, делается возможно большим. Фильтры устанавливаются на сливной магистрали. Обычно у них предусмотрены предохранительные клапаны, пропускающие масло в бачок, если фильтр засорился. Фильтры бывают сетчатыми (см. рис. 1), бумажны-

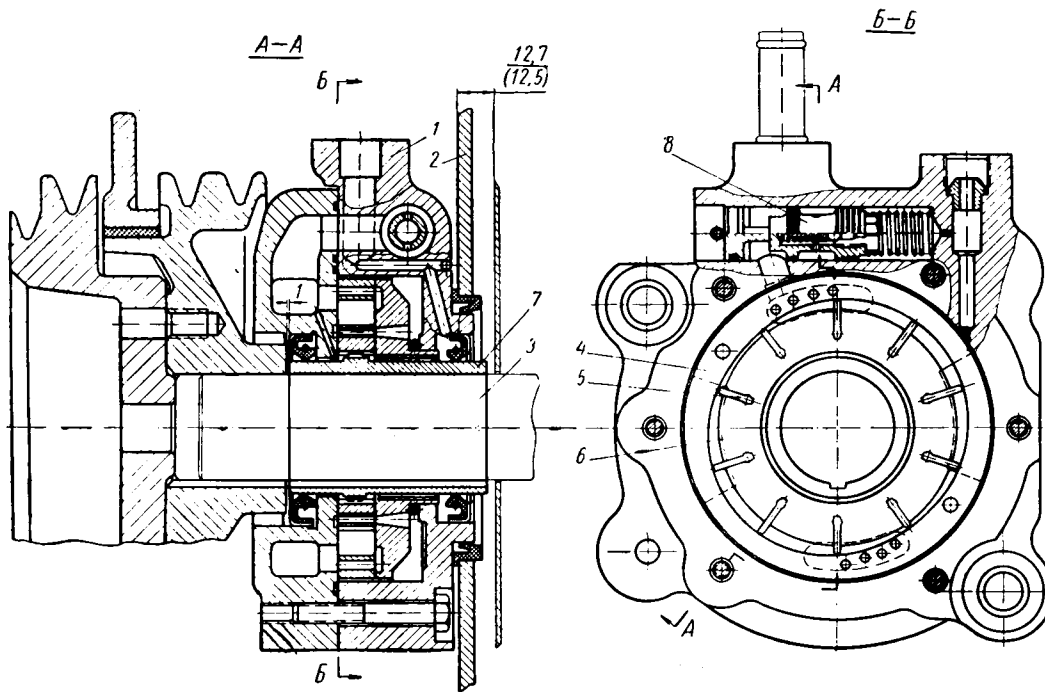


Рис. 5. Насос автомобиля «Форд-Меркурий» 1960 г., скомпо-

нованный на крышке распределительных шестерен двигателя:  
1 — корпус; 2 — крышка распределительных шестерен; 3 — коленчатый вал двигателя; 4 — статор;  
5 — лопасти; 6 — ротор; 7 — промежуточная ведущая втулка; 8 — клапан расхода.

заполнена жидкостью, поступающей отсюда к рабочим деталям.

В крышке корпуса располагаются клапан расхода жидкости и предохранительный клапан.

На наружной поверхности корпусных деталей предусмотрены ребра для лучшего теплоотвода.

Насос представляет собой самостоятельный агрегат, который может устанавливаться при наличии места на любой двигатель. Вес насоса без бачка и шкива 5,5 кг.

Привод насоса автомобиля ГАЗ-13 (см. рис. 2) осуществляется от заднего конца вала генератора. Вал внутренней шестерни вращается в бронзовых втулках. Распределительный диск, необходимый в насосе автомобиля ЗИЛ-130, отсутствует. Вес насоса без бачка 4,7 кг. Насос приспособлен для установки на крышке генератора. Если насос необходимо приво- дить во вращение ременной передачей, то к передней части корпуса прикрепляется крышка с дополнительным шариковым подшипником, воспринимающим радиальную нагрузку ремня.

На рис. 5 изображен лопастной насос автомобиля «Форд-Меркурий», скомпонованный на крышке распределительных шестерен и приводимый в действие непосредственно коленчатым валом двигателя. Ротор представляет собой кольцо, несущее по наружному диаметру лопасти, внутренний диаметр закреплен за втулке передней шейки коленчатого вала. Отсутствует вал ротора и его подшипники. Статор и корпус выполнены также в виде колец. В связи с тем, что конец коленчатого вала бьет во время вращения, корпус закреплен не жестко, а через резиновые втулки. Бачок расположен отдельно от насоса. Жидкость из клапана расхода поступает непосредственно на всасывание. Вес насоса 6,5 кг.

Систему гидроусилителя рулевого управления иногда объединяют частично с другими гидравлическими системами автомобиля. Представляет интерес насос фирмы Беир, установленный на автобусе «Мерседес 0317». Этот насос лопастной, двойного действия, двухсекционный. Одна из секций работает на гидродвигатель привода вентилятора, вторая — на гидроусилитель рулевого управления. Жидкость подводится к обеим секциям из полости корпуса, расположенной между ними. Секция усилителя оборудована клапаном расхода и предо-

ми, капроновыми (см. рис. 2).

Бачок насоса и сам насос конструкторы стремятся установить в таком месте, где они омываются воздухом от вентилятора. Если охлаждения не хватает и температура масла поднимается более 70—90°, вокруг бачка навивается дополнительный змеевик, по которому пропускается масло, сливающееся из системы.

На грузовых автомобилях, предназначенных для жарких стран, в гидросистему усилителя рулевого управления вводят радиатор.

Шум, создаваемый насосом усилителя рулевого управления, не должен прослушиваться на фоне шума двигателя при любых оборотах. Шум в насосе может возникнуть по следующим причинам: отрыв лопаток (роликов) от профиля статора или шум циклоидальных шестерен из-за несовершенства их геометрии в «героторном» насосе при больших оборотах; вибрация клапана расхода; наличие запертых объемов жидкости; резкий переход объемов жидкости из области с низким давлением в область высокого давления; кавитация.

Для борьбы с первым шумом статоры лопастных и роликовых насосов выполняются по специальным кривым, обеспечивающим минимальное радиальное ускорение роликов и лопастей, профиль героторных насосов должен выполняться очень тщательно.

Шум клапана расхода жидкости устраняется гашением колебаний за счет дросселирования жидкости, проходящей через отверстие 17 (см. рис. 1).

Чтобы не допустить возникновения запертых объемов в рабочих деталях, на торцах корпусов и крышек от всасывающих и нагнетающих окон делаются канавки в виде сужающих усиков, направленных по окружности. Благодаря усикам создается некоторое перекрытие всасывающих и нагнетающих окон. Эти же усики смягчают резкость перехода от зоны разрежения к зоне высокого давления жидкости. С этой же целью подбирается вполне определенная жесткость шланга высокого давления, ведущего от насоса к распределителю, и вводится корректировка профиля статора у лопастных и роликовых насосов.

## Новый технологический процесс изготовления коробки сателлитов дифференциала легкового автомобиля «Волга»

И. Г. ГЛУХОВА

Горьковский автозавод

**КОРОБКИ** сателлитов дифференциала заднего моста заменяются на легковых автомобилях «Волга», «Чайка», ГАЗ-69 и других автомобилях, а также в больших количествах они поставляются в запасные части. Материал детали — ковкий чугун.

В связи с ростом выпуска и широким применением их на автомобилях высокого класса перед Горьковским автозаводом стоит задача о создании более прогрессивного технологического процесса, который обеспечил бы изготовление коробок сателлитов высокого качества.

Технологический процесс механической обработки коробок сателлитов автомобиля ГАЗ-12, действовавший до 1961 г., базировался в основном на применении металлорежущих станков общего назначения, оснащенных специальными головками и приспособлениями.

Однако такой технологический процесс не обеспечивал стабильно выполнение технических условий при изготовлении коробок сателлитов, а трудоемкость обработки была высокой.

Новый технологический процесс механической обработки коробок сателлитов дифференциала заднего моста легкового автомобиля «Волга» (см. таблицу) внедрен в 1961 г.

Для осуществления нового технологического процесса применены высокопроизводительные станки с большой концентрацией операций в одном агрегате, вследствие чего уменьшена трудоемкость обработки при высоком качестве изготовления коробок сателлитов, высвобождено 16 единиц оборудования и 5 рабочих.

Наибольший интерес представляет состав оборудования для обработки отверстий под шестерни полуоси и сферических поверхностей под сателлиты.

Технологический процесс изготовления коробок сателлитов автомобиля «Волга»

Операция	Применяемое оборудование	Принятая база при механической обработке	Производительность станка в шт/ч	Достигнутая степень точности
Токарная обработка отверстий под полуось и шестерни полуоси и одной шейки со стороны фланца	Вертикальный восьмишпиндельный токарный полуавтомат модели 1282 завода «Красный пролетарий»	Наружный диаметр фланца с опорой на его торец, при этом нижняя шейка предварительно центрируется	40	0,05 мм
Токарная обработка наружных поверхностей коробки, фланца и второй шейки	Вертикальный шестишпиндельный токарный полуавтомат модели 1А283 завода «Красный пролетарий»	Отверстие диаметром 37,5+0,05 мм с опорой на торец буртика шейки	40	Концентричность отверстий диаметром 37,5 мм относительно оточенных шеек в пределах 0,1 мм Перпендикулярность торцов в пределах 0,15 мм
Предварительное протягивание внутренних опорных торцов под шестерни полуоси	Горизонтально-протяжной станок модели 7520 Минского завода им. Кирова	Отверстие диаметром 37,5+0,05 мм с упором в торец фланца	50	
Шлифование торца фланца и центрирующего пояса под ведомую шестерню диаметром 125+0,03 мм	Круглошлифовальный станок модели 3161-Т Харьковского станкостроительного завода	Фаски в отверстии диаметром 37,5 мм	60	0,026 мм
Шлифование одной шейки диаметром 50+0,04 мм и буртика в размер 32±0,05 мм	Круглошлифовальный станок модели 3161-Т	Фаски в отверстиях диаметром 37,5 мм	60	0,03 мм
Шлифование с другой стороны шейки диаметром 50+0,04 мм и бурта в размер 103±0,05 мм	Круглошлифовальный станок модели 3961-Т	Фаски в отверстиях диаметром 37,5 мм	60	0,03 мм
Тонкое растачивание двух отверстий диаметром 38+0,27 мм под полуось и отверстий под шестерню полуоси до диаметра 42+0,039 мм	Горизонтальный алмазно-расточной станок модели ОС-117	Шейки диаметром 50 с упором в торец фланца	45	Концентричность отверстий диаметром 42 и диаметром 38 относительно шеек диаметром 50 в пределах 0,05 мм
Предварительная обработка отверстий под ось сателлитов до диаметра 19,2+0,1 мм	Вертикально-сверлильный станок модели 2135 завода им. Ленина	Шейки диаметром 50 с упором в торец фланца и с фиксацией по окну литья для получения отверстия в центре	90	0,1 мм
Обработка десяти отверстий диаметром 10+0,2 мм во фланце, цекование их до диаметра 26 мм сзенкованием всех отверстий	Специальный пятипозиционный 40-шпиндельный агрегатный станок мод. 4А438 Московского завода им. Орджоникидзе	Центрирующий пояс диаметром 125 под ведомую шестерню с опорой во фланец и фиксацией в угловом направлении по отверстиям 19,2 мм	80	Расположение отверстия по хорде в пределах 0,03 мм, концентричность диаметром 125 относительно всех 10 отверстий в пределах 0,035 мм
Предварительная обработка сферических поверхностей под сателлиты до диаметра 96+0,2 мм	Специальный трехшпиндельный агрегатный станок	Шейки диаметром 50 с фиксацией по отверстию в угловом направлении диаметром 10 мм на фланце	80	
Окончательное протягивание опорных торцов в размер 66+0,08 мм под шестерню полуоси	Вертикально-протяжной станок модели 7720-В-Н3 Минского завода им. Кирова	Отверстие диаметром 38+0,027 мм с упором в торец фланца и фиксацией в угловом направлении по отверстию диаметром 10 мм на фланце	80	Перпендикулярность торцов к оси в пределах 0,035 мм
Тонкое растачивание отверстий под ось сателлитов до диаметра 20+0,023 мм	Двухсторонний четырехшпиндельный горизонтальный станок модели 2А715	Шейки диаметром 50 мм с упором во внутренний торец под шестерню полуоси и фиксацией в угловом направлении по отверстию диаметром 10 мм на фланце	100	Отклонение оси отверстий диаметром 20 и 38 в пределах 0,05 мм
Окончательная обработка сферических поверхностей под сателлиты до диаметра 97+0,1 мм	Специальный трехшпиндельный агрегатный станок	Шейки диаметром 50 мм и отверстие диаметром 20+0,023 мм	80	Биеение сферы относительно оси диаметром 20 в пределах 0,15 мм
Обработка отверстия под стопор до диаметра 6+0,1 на длину 55 мм	Вертикальный четырехпозиционный трехшпиндельный агрегатный станок Горьковского автозавода	Шейки диаметром 50 мм и отверстие диаметром 20 мм	60	Несовпадение осей диаметром 20 и 6 мм не более 0,1 мм

Предварительная обработка отверстий под полуось и шестерни полуоси производится на вертикальном восьмишпindleльном многорезцовом токарном полуавтомате последовательного действия модели 1282 Московского завода «Красный пролетарий» по следующей технологической схеме (рис. 1).

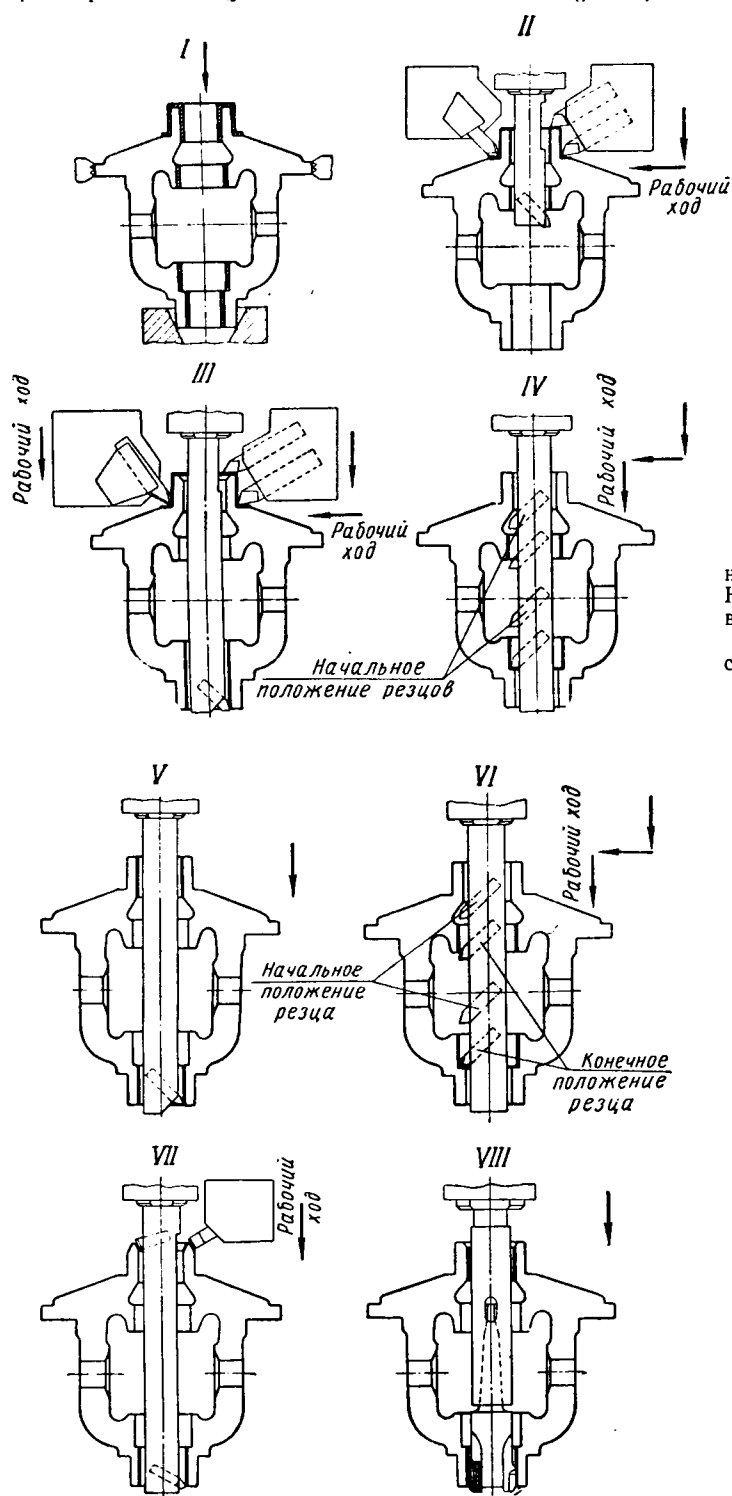


Рис. 1.

Позиция I — это загрузка и выгрузка детали. На этой позиции отливка из ковкого чугуна устанавливается фланцем на опорные площадки трехкулачкового патрона и зажимается по наружному диаметру фланца. На позициях II, III и IV растачиваются отверстия под шестерни полуоси предварительно и окончательно до диаметра  $39 \pm 0,2$  и  $41,2 \pm 0,2$  мм и обтачивается шейка. На позиции V растачиваются два отверстия в

линию до диаметра  $37 \pm 0,2$  мм под полуоси. На позиции VII растачиваются в линию два отверстия полуоси диаметром  $37 \pm 0,2$  мм под полуоси и снимаются фаски на шейке (вторич-

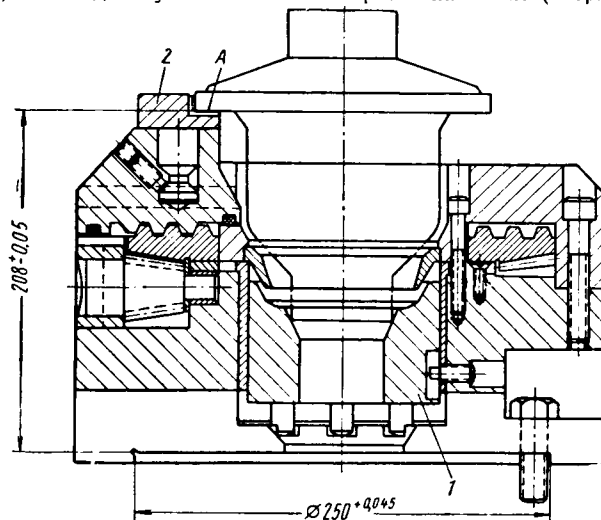


Рис. 2.

ная расточка вызвана наличием конуса в нижней плоскости). На позиции VIII производится окончательное развертывание в линию двух отверстий до диаметра  $37,5 \pm 0,5$  мм.

В позиции I для установки и зажима детали применяется трехкулачковый патрон (рис. 2).

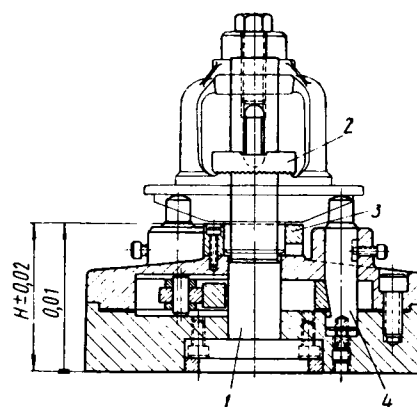


Рис. 3.

В конструкции патрона предусмотрен плавающий конусный фиксатор I, который предварительно центрирует нижнюю шейку до зажима детали, чем устраняется разностенность шейки. Деталь прижимается к опорной плоскости A пневмоцилиндром, который установлен на колонне станка. Зажим детали по

наружному диаметру фланца производится кулачками 2 при помощи электроключа, установленного по высоте на расстоянии 102 мм от опорной плоскости патрона. В этой операции решена наиболее сложная задача обработки отверстий большего диаметра 42 мм через отверстие меньшего диаметра 38 мм.

Для осуществления этой технологической задачи на позициях IV и VI применены специальные суппорты с копирным

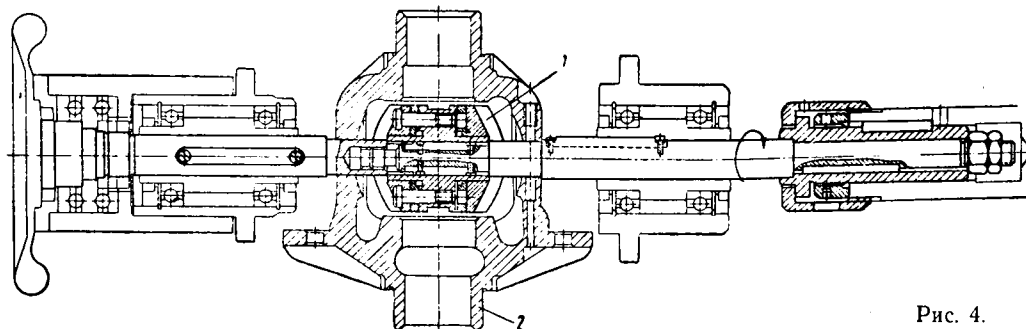


Рис. 4.

устройством, конструкция которых позволяет вводить на быстром ходу державку с резаками через отверстие меньшего диаметра и переместить подвижный суппорт на величину 3,5 мм в поперечном направлении для установки инструмента по центру изделия, а затем установить его на рабочий ход.

Державка с резаками вводится через отверстие диаметром 38 мм эксцентрично. Суппорт в поперечном направлении перемещается на величину эксцентриситета 3,5 мм при помощи ролика, который скользит по копиру. Копир смонтирован на неподвижной части суппорта и установка его регулируется по высоте в зависимости от установки инструмента.

Весь рабочий цикл ввода и вывода инструмента производится автоматически с помощью копира.

С целью повышения производительности станка на делительном диске установлены дополнительные кулачки, при помощи которых на позициях II, III, V, VII и VIII осуществляется ускоренный переход инструмента в местах, не подлежащих обработке.

Применение режущего инструмента, оснащенного пластинками из твердого сплава ВК-8 и ВК-6, позволило на лимитирующих позициях II и III внедрить повышенные режимы резания:  $n=346 \text{ об/мин}$  и  $s=0,235 \text{ мм/об}$  и тем самым повысить производительность станка до 4040 шт/ч.

При последующей токарной обработке коробок сателлитов на шестিশпиндельном токарном полуавтомате модели 1А283 применяется специальный патрон.

На рис. 3 показан патрон. Деталь устанавливается на палец 1 по отверстию диаметром  $37,5 \pm 0,05 \text{ мм}$ , обработанному на предыдущей операции, а затем планкой 2 прижимается к опоре 3 по необработанному внутреннему торцу под шестерню полуоси. Для уменьшения деформации детали от зажима к нижней плоскости фланца подводятся три самоустанавливающиеся штыря 4.

Чтобы исключить погрешность геометрических параметров обрабатываемого изделия от фиксации стола, при его повороте на позициях III и IV подвижные суппорты с державками и инструментом устанавливаются перпендикулярно направлению вращения стола, т. е. под углом  $90^\circ$ .

Обработка отверстий под шестерню полуоси диаметром  $42 \pm 0,039 \text{ мм}$  и под полуоси диаметром  $38 \pm 0,027 \text{ мм}$  производится на алмазно-расточном станке модели ОС-117 Одесского завода.

Деталь располагается в приспособлении эксцентрично оси борштанги. После захода борштанги в отверстия и установки резцов в рабочем положении подвижные штыри опускаются, деталь ложится на круглые призмы и поджимается сверху при помощи гидравлики. После этого начинается рабочий ход. По окончании рабочего цикла вывод резцов производится так же, как и при вводе.

Сферические поверхности под сателлиты обрабатываются в две операции на специальных трехшпиндельных фрезерных полуавтоматах. В приспособление одновременно устанавливаются три детали и при помощи механической руки внутрь каждой детали вводится фреза 1 (рис. 4) таким образом, чтобы отверстие фрезы со шпоночными пазами совпало с отверстиями диаметром 20 мм детали 2. После этого в отверстия детали и фрезы вводится оправки шпиндельных бабок, механическая

рука отводится и начинается вращение оправок вместе с фрезами.

Сферические поверхности обрабатываются последовательно: сначала правая сторона, потом левая.

Большой интерес представляет конструкция сборной фрезерной головки (рис. 5), которая состоит из корпуса 1 с паза-

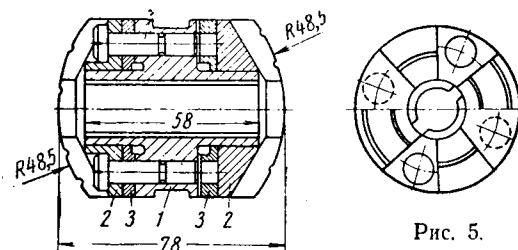


Рис. 5.

ми для захвата механической рукой, двух фрез 2 и двух регулировочных колец 3. Отпуская зажимные винты у фрезы и поворачивая регулировочные кольца относительно риски на корпусе, диаметр фрезы можно изменить и добиться выдерживания размера в пределах 0,1 мм и симметричности сферы относительно оси в пределах 0,05 мм. На регулировочном кольце имеются деления, каждое деление соответствует подъему фрезы на 0,02 мм. Заточка фрезы производится в смонтированном виде так, чтобы режущие кромки были направлены к оси фрезы.

В новом технологическом процессе все базы выбраны с учетом минимальных деформаций и погрешностей геометрических размеров при установке технических требований, предъявляемых к деталям. Исходя из этого, вся предварительная обработка производится на фасках, а окончательная обработка в основном базируется на шлифованных шейках диаметром 50 мм, относительно которых заданы высокие требования по concentricity и perpendicularity других поверхностей.

При обработке десяти отверстий во фланце в качестве базы принят центрирующий поясик диаметром 125 мм, что обеспечивает лучшую собираемость коробки сателлитов с велосипедной шестерней, а при прошивке торцов под шестерню полуоси — центральное отверстие. Выбор такой базы практически устранил деформацию шеек при базировании в призмах по шейкам.

В настоящее время на заводе ведутся работы по завершению второго этапа, т. е. создание средств автоматизации к станкам и связывания их единым транспортом с целью превращения отдельно работающих станков в единую автоматическую линию.

# Опыт применения безникелевых конструкционных сталей

Т. П. ДАНИЛЕНКО

Минский автозавод

Таблица 1

НА МИНСКОМ автозаводе в течение нескольких лет проводятся работы по применению сталей, легированных не дефицитными элементами: хромом, марганцем, кремнием и титаном вместо никеля и молибдена, а также использования углеродистых сталей взамен хромоникелевых с применением поверхностной закалки т.в.ч.

Стали-заменители 18ХГТ, 30ХГТ, 38ХГС и 45 не только выдерживают дорогостоящие никельмолибденовые стали 12ХНЗА, 40ХНМА, 40ХН, а также увеличивают срок службы конструкций и снижают трудоемкость процесса термообработки.

Взамен стали 12ХНЗА были приняты хромомарганцовотитанистые стали 18ХГТ и 40ХГТ с содержанием углерода в пределах 0,18—0,28%. Сталь 30ХГТ применялась для более крупных деталей (ведущая и ведомая шестерни заднего моста, конические шестерни), остальные малые шестерни (сателлиты, полуосевые шестерни и др.) изготавливались из стали 18ХГТ. Режим термической обработки для шестерен из стали 30ХГТ и 18ХГТ принят на Минском автозаводе следующий: цементация (в шахтной печи Ц105) при температуре 1000° в течение 8—10 ч на глубину 1,0—1,5 мм; охлаждение после цементации на воздухе; затем нагрев в камерной печи при температуре 830—840°С; охлаждение в масле; отпуск при температуре 190°С в течение 3 ч.

Твердость цементованного слоя RC 56—60. Микроструктура цементованного слоя — мартенсит и небольшое количество остаточного аустенита (остаточного аустенита меньше, чем у стали 12ХНЗА). Структура сердцевины — сорбитовая с небольшим количеством феррита.

Исследовательско-экспериментальная работа проводилась в следующих основных направлениях:

- 1) определение технологичности выбранных сталей (рубка заготовок, ковка, штамповка; проверка обрабатываемости резанием; химико-термическая обработка);
- 2) металловедческие исследования, исследования прокаливаемости, статические испытания деталей на прочность (испытание на излом зубьев шестерен);
- 3) стендовые натурные испытания на статическую прочность узлов и деталей;
- 4) эксплуатационные испытания автомобилей.

Рубка заготовок, штамповка шестерен и других деталей из стали 30ХГТ производилась на оборудовании, предназначенном для стали 12ХНЗА. При этом особых затруднений не встречалось.

Поковки подвергали нормализации с нагревом до 960—970° и с выдержкой в течение 1,5—2 ч. Твердость поковок после нормализации была в пределах HB 143—207. Механическую обработку поковок шестерен и деталей из сталей 30ХГТ и 18ХГТ проводили при режимах, принятых для стали 12ХНЗА на всех операциях.

Деформация деталей из сталей-заменителей при термической обработке не превышала деформаций деталей из стали 12ХНЗА.

Испытанию на изгиб зуба подвергалась наиболее нагруженная ведущая шестерня редуктора заднего моста текущего производства из стали 12ХНЗА и шестерня производственной опытной партии из стали 30ХГТ. Испытания на излом зуба проводились в специально изготовленном приспособлении на машине с максимальным усилием 100 т. Результаты испытаний приведены в табл. 1.

Средняя разрушающая нагрузка при изломе зуба для шестерен из стали 12ХНЗА составила 68,4 т, максимальное и минимальное значения разрушающей нагрузки 80 и 56 т. Средняя разрушающая нагрузка при изломе зуба для шестерен из стали 30ХГТ составила 70,7 т, крайние значения 71 и 66 т.

Стендовым испытаниям на прочность подвергали задние мосты автомобилей текущего производства с деталями, изготовленными из стали 12ХНЗА, и мосты производственных опытных партий с деталями из стали 30ХГТ и 18ХГТ. При испытании каждый из мостов устанавливался и закреплялся на стенде для испытания на прочность главных передач.

На основании положительных результатов, полученных при опытных работах, а также данных эксплуатации партии автомобилей МАЗ-205 (1000 шт.) стали 18ХГТ и 30ХГТ были внедрены в производство автомобилей.

Наименование шестерен и номер детали	Марка стали	Средняя толщина зуба по делительной окружности	Нагрузка при разрушении зуба в кг		
			максимальная	минимальная	средняя
Ведущая шестерня редуктора заднего моста (деталь 205-2402110) . . . . .	12ХНЗА 30ХГТ	13,375 13,375	80 000	55 600	68 900
			77 000	60 000	69 400
Ведомая шестерня редуктора заднего моста (деталь 205-2402120)	12ХНЗА 30ХГТ	6,753 6,753	66 400	57 000	60 700
			53 000	30 000	42 000

Опыт применения этих низколегированных сталей показал, что сталь 18ХГТ удовлетворяет технологическим и конструктивным требованиям в качестве заменителя стали 2ХНЗА, тогда как у стали 30ХГТ по мере накопления опыта были выявлены некоторые отрицательные стороны: в случае высокого содержания углерода, марганца и хрома создаются затруднения при механической обработке поковок, а интенсивная прокаливаемость приводит к снижению статической прочности и к появлению хрупкого разрушения шестерен.

Для уменьшения этих отрицательных свойств стали 30ХГТ были приняты технологические меры, в частности, увеличена выдержка при нормализации поковок с 2 до 3 ч, снижена температура закалки с 840—850 до 820—830°С, сняты с непосредственной закалки и переведены на закалку с повторного нагрева ажурные шестерни с тонкими сечениями и повышена температура отпуска с 160—170 до 190—200°С и продолжительность отпуска с 1 до 3 ч. Эти мероприятия уменьшили отрицательные свойства стали 30ХГТ, но не обеспечили статической прочности деталей в пределах, близких к нормам стали 12ХНЗА.

Кроме этого, был изменен химический состав стали 30ХГТ в сторону уменьшения содержания углерода до пределов 0,23—0,28% вместо 0,24—0,32%, что позволило уменьшить прокаливаемость и снизить твердость сердцевины зуба с RC 35—45 до RC 30—37.

В результате проведения этих мероприятий статическая прочность всей номенклатуры шестерен из стали 30ХГТ была приближена к прочности шестерен из стали 12ХНЗА, за исключением ведомой шестерни редуктора заднего моста, статическая прочность которой осталась ниже по сравнению с шестернями из стали 12ХНЗА. Объяснить такое явление можно только тем, что эта шестерня имеет сравнительно тонкое сечение зуба и интенсивно прокаливается, в то время как ведущая шестерня при достаточной толщине зуба имеет статическую прочность такую же, как и шестерни из стали 12ХНЗА.

Кроме того, были проведены дополнительные испытания на изгиб цилиндрических образцов различных диаметров (5—20 мм), цементованных на глубину 1 мм и закаленных в масле с последующим отпуском при 200° в течение 2 ч. Все образцы (500 шт.) проходили цементацию в печи Ц-105.

Образцы испытывались на универсальной разрывной машине с расстоянием между опорами 100 мм, нагрузка на образец принималась через сферический пуансон.

На рис. 1 показана характеристика предела прочности при изгибе и на рис. 2 — характеристика стрелы прогиба.

Натурные испытания шестерен, а также испытания цилиндрических цементованных образцов на изгиб показали преимущества стали 12ХНЗА перед сталью 30ХГТ, особенно в тонких сечениях образцов, где прочность при изгибе и пластические свойства образцов из стали 12ХНЗА значительно меньше, чем у образцов из стали 30ХГТ. По мере увеличения диаметра образцов разница в величине предела прочности сглаживается. Следовательно, для шестерен с тонкими зубьями и других деталей с недостаточной толщиной ответственного сечения хромомарганцовотитанистая сталь не может быть полноценным заменителем хромоникелевой стали.

Итак, при выборе статической прочности ответственные тя-



жело нагруженные шестерни из стали 12ХНЗА не имеют запаса контактной прочности. Переход на стали 30ХГТ и 18ХГТ позволил увеличить срок службы деталей за счет ликвидации осповидного выкрашивания, хотя при этом запасы статической прочности редукторов уменьшились за счет ведомой шестерни из стали 30ХГТ с 988—1100 до 753—977 кг.м.

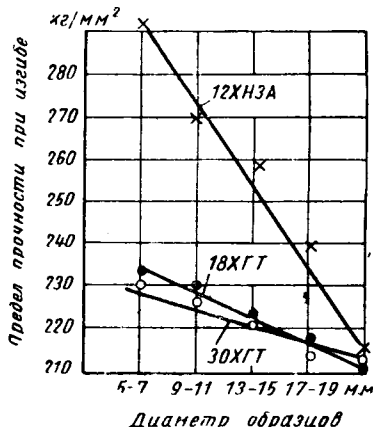


Рис. 1. Предел прочности при изгибе в зависимости от диаметров образцов и марок сталей.

18ХГТ и 30ХГТ в результате увеличения контактной прочности зубьев срок службы редукторов заднего моста значительно возрос. Пробег автомобилей увеличился с 25 000—100 000 до 500 000 км.

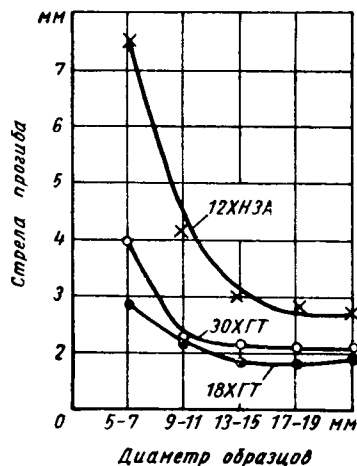


Рис. 2. Стрела прогиба в зависимости от диаметра образцов и марок сталей.

по способности сталей принимать закалку (непосредственно на деталях — полуосях заднего моста).

Натурные испытания показали, что наибольший предел прочности при скручивании имели полуоси заднего моста из стали 38ХГС (табл. 2).

Если принять средний крутящий момент при разрушении для стали 38ХГС за 100%, то прочность скручивания опробованных сталей будет находиться в следующем процентном отношении к стали 38ХГС:

Сталь 40ХНМА	71
Сталь 35ХГС	67
Сталь 40ХГТ	60
Сталь 40ХН	46

При подборе марок сталей необходимо в каждом отдельном случае учитывать условия работы деталей, их конфигурацию и свойства сталей. В некоторых случаях применение безникелевой стали допустимо и даже полезно, в других же случаях, когда запасы статической прочности предельны, сталь с никелем желательна, а иногда и необходимо.

С переходом на стали 18ХГТ и 30ХГТ в результате увеличения контактной прочности зубьев срок службы редукторов заднего моста значительно возрос. Пробег автомобилей увеличился с 25 000—100 000 до 500 000 км.

Полуоси задних мостов всех автомобилей Минского автозавода изготавливались из хромоникельмолибденовой стали марки 40ХНМА.

Вследствие слабой прокаливаемости полуосей из стали 40ХНМА имелись случаи их скручивания при эксплуатации. Чтобы снизить предельный брак и ликвидировать поломки полуосей в эксплуатации, был проведен подбор сталей с хорошей прокаливаемостью и высоким пределом прочности при кручении.

Качество сталей оценивалось по результатам натурных испытаний полуосей на скручивание до разрушения, а также

Таблица 2

Марка стали	Предел прочности при кручении в кг·мм		
	Максимальный	Минимальный	Средний
38ХГС	116	86	101
40ХНМА	84	59	72
35ХГС	73	65	67
35ХГСА	69	30	60
40ХН	46	46	46
45Г2	44	42	43
40ХГТ	65	44	60

На основании положительных результатов, полученных при проведении натурных испытаний и при эксплуатации опытной партии автомобилей, сталь 38ХГС была внедрена в производство для полуосей заднего моста автомобилей МАЗ.

Полуоси из стали 38ХГС в процессе термической обработки не имеют передельного брака, прекратились случаи скручивания полуосей в эксплуатации.

В результате замены стали 40ХНМА на сталь 38ХГС у полуосей крутящий момент возрос до 3500—4500 кг.м, что оказалось достаточным, чтобы ликвидировать случаи поломки полуосей в эксплуатации.

С целью ликвидации поломок кожухов полуосей МАЗ-200 и МАЗ-205 в эксплуатации сталь 40ХН была заменена на сталь 45 с закалкой кожухов т.в.ч.

Кожухи полуоси из стали 45 в состоянии после закалки т.в.ч. и отпуска при температуре 180° в течение 1,5 ч обладают высокими характеристиками прочности при наличии высокой пластичности. Глубина прокалики 4—5 мм.

Результаты испытания кожухов на выносливость и статический изгиб приведены в табл. 3.

Так, если кожухи из стали 40ХН без упрочнения разрушились после 600—900 тыс. циклов нагружения, то кожухи из стали 45, упрочненные закалкой после нагрева т.в.ч., не разрушились после 10 млн. циклов нагружения.

В результате применения поверхностного упрочнения значительно увеличился срок службы кожухов и снизилась себестоимость выпускаемых автомобилей на 126—463 руб. в год (в новых деньгах).

На основании проведенных исследований и испытаний Минский автозавод почти снял с производства сталь 12ХНЗА, 40ХН и 40ХНМА, что помимо увеличения срока службы узлов и деталей позволило сократить расход проката, содержащего никель, с 70 до 5,3%. Последнее обеспечило экономию никеля 172 т, молибдена около 2 т и дало снижение себестоимости около 100 руб. в каждой тонне сортового проката.

В результате замены дефицитных сталей завод за последние годы получил экономию 1,6 млн. руб. (в новых деньгах).

В настоящее время продолжаются работы по высвобождению сталей, содержащих никель, на торсионных валах, рычагах рулевой трапеции, шаровых пальцах рулевой трапеции и др.

Таблица 3

Марка стали	Термообработка	Испытания на выносливость			Статический прогиб		Результаты испытаний
		Число циклов	Результаты испытаний	Предел пропорциональности в кг·мм²	Предел прочности в кг·мм²	Стрела прогиба в мм	
40ХН 40ХН	В состоянии поставки Закалка при температуре 850°, масло, отпуск при температуре 580° в течение 5 ч	570 100	Разрушился	61,8	—	—	Не разрушился
45	Закалка при температуре 850°, отпуск при температуре 580° в течение 1,5 ч	—	—	74,4	—	—	—
45	Закалка т. в. ч., отпуск при температуре 180° в течение 1,5 ч	124 400	Разрушился	—	—	—	—
45	Закалка т. в. ч., отпуск при температуре 180° в течение 1,5 ч	5 000 000	Не разрушился	32,3	112,2	3,1	Разрушился
45	Закалка т. в. ч., отпуск при температуре 280° в течение 1,5 ч	5 000 000	Не разрушился	43,0	159,8	9,5	—
—	—	897 600	Разрушился	—	—	—	—

# Специальная наладка токарного многорезцового полуавтомата 1А730 для обработки гильзы

Н. Б. КАЛИНКИН, В. И. РОМАНОВСКИЙ И С. СИДОРОВ

Новосибирский станкостроительный завод имени XVI партсъезда

ПРИ ОБРАБОТКЕ детали (рис. 1) возникла необходимость создания специальной наладки токарного многорезцового полуавтомата модели 1А730, что и было выполнено на Новосибирском станкостроительном заводе имени XVI партсъезда.

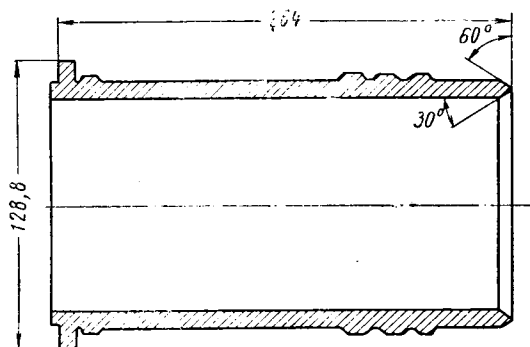


Рис. 1.

Кроме получения соответствующих размеров детали, приведенной на рис. 1, необходимо было при ее обработке обеспечить отсутствие рисок на параллельных торцах бурта.

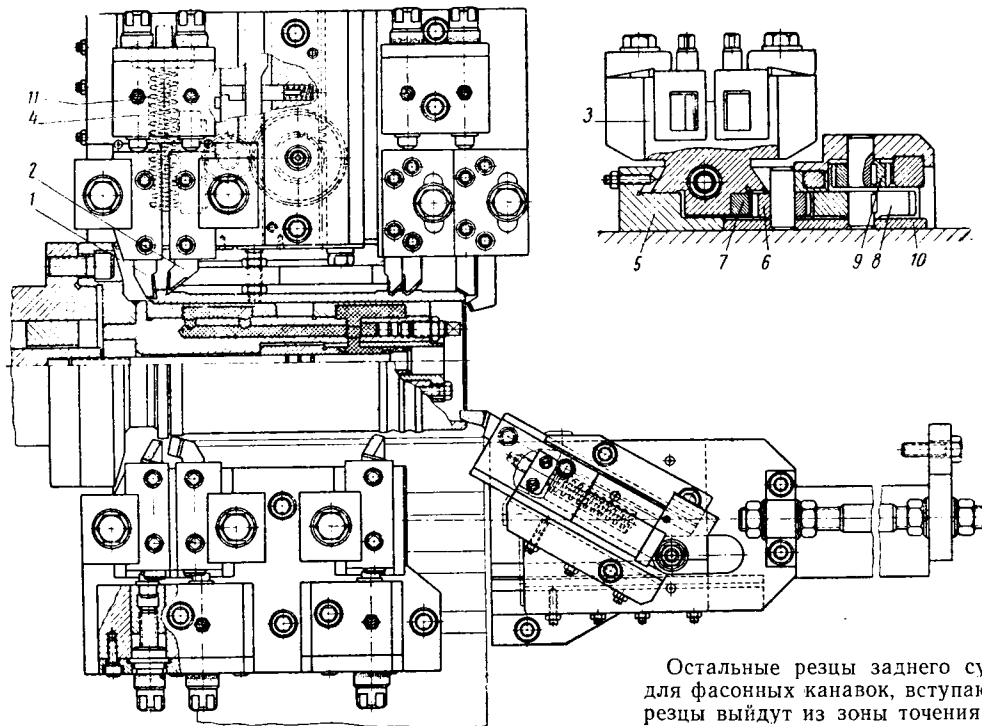


Рис. 2.

Запроектированная наладка работает следующим образом: гильза для обработки закрепляется на гидропластовой оправке, которая приводится в действие пневматическим приводом. Взаимодействие деталей зажимного устройства показано на рис. 2.

В наладке предусмотрена индивидуальная подналадка резцов при помощи микрометрических винтов. На каретке переднего суппорта установлено оригинальное приспособление для снятия фаски с внутренней поверхности гильзы.

Задний суппорт подрезает торцы бурта обрабатываемой детали, протачивает две фасонные канавки, подрезает свободный торец и снимает фаску с наружного диаметра. На заднем суппорте расположено приспособление, благодаря которому резцы, подрезающие торцы бурта (калибрующие резцы), выходят из зоны точения на рабочей подаче. Это необходимо потому, что при быстром отводе резцов из зоны точения на обрабатываемой детали остается винтовая риска, что не соответствует техническим условиям на чистоту обработки данной детали. Задний суппорт на рабочей подаче подходит к обрабатываемой детали.

Первыми вступают в работу резцы 1, 2, которые закреплены в ползушке 3. Усилие резания подрезных резцов воспринимает пружина 4. В то время когда ползушка доходит до упора, а основание приспособления 5, прикрепленное к суппорту, продолжает движение на гильзу, происходит обкатывание шестерни 6 по зубчатой рейке 7, прикрепленной к ползушке. Шестерня 6 передает вращение шестерне 8 с передаточ-

ным отношением  $i = \frac{1}{2}$ . Шестерня 8 находится на одном валу с шестерней 9 и поэтому вращает ее. Последняя входит в зацепление с зубчатой рейкой 10 и сообщает ей движение в сторону гильзы. Когда зубчатая рейка доходит до упора, наступает обратное движение ползушки с подрезными резцами, которое осуществляется при помощи той же кинематической цепи, но в обратном направлении; причем, если суппорт движется на гильзу с рабочей подачей, то назад ползушка возвращается с удвоенной подачей, а сложение этих движений обеспечивает вывод резцов из зоны резания на рабочей подаче. В конце обратного хода ползушка фиксируется защелкой 11, предназначенной для того, чтобы во время быстрого отвода суппорта подрезные резцы не смогли повторно вступить в резание.

Остальные резцы заднего суппорта, в том числе и резцы для фасонных канавок, вступают в работу в тот момент, когда резцы выйдут из зоны точения.

## Пути повышения эффективности обработки шлицевых валов

Канд. техн. наук С. Н. КАЛАШНИКОВ, Н. С. НОВИКОВ

Московский автозавод имени Лихачева

**ЭФФЕКТИВНОСТЬ** процесса обработки шлицевых валов можно повысить за счет ручного и автоматического перемещения червячной фрезы вдоль оси; применения червячных фрез с увеличенным числом реек и замены фрезерования шлицев процессом холодной накатки.

Осевые перемещения фрез. Величина затупления участвующих в резании зубьев червячной фрезы различна и зависит главным образом от сечения срезаемой ими стружки.

Когда фрезерование зубьев выполняется с радиальной подачей, наибольший износ имеют зубья фрезы, расположенные против центра заготовки: они первыми вступают в резание и воспринимают самую высокую нагрузку.

Иначе обстоит дело при фрезеровании зубьев с осевой подачей. Здесь зона наиболее нагруженных зубьев червячной фрезы смещена в сторону входной части зубьев фрезы. Соответственно смещены с центра заготовки и зубья фрезы с максимальным износом.

Вывод износа зубьев червячной фрезы (рис. 1) с кривой веса стружки, срезаемой каждым зубом фрезы (рис. 2), можно заметить, что характер расположения обеих кривых практически один и тот же. Обе кривые имеют несимметричный характер расположения. Величина износа зубьев фрезы пропорциональна весу срезаемой стружки. Зубья, имеющие максимальный износ, снимают самые большие по весу стружки, и наоборот. Например, максимально изношенные зубья 7—9 (рис. 1) соответствуют зубьям 43—45 на рис. 2, которые снимают самые большие по весу стружки.

При анализе кривых следует обратить внимание еще на то, что количество затупленных зубьев, расположенных влево и вправо от максимально изношенного зуба, невелико (4—5 зубьев). При перемещении двенадцатиреечной фрезы вдоль оси на полшага условия резания изменяются на шести зубьях, т. е. зона затупленных зубьев одинаково перекрывается при перемещении фрезы как вправо, так и влево.

Таким образом, в случае зубонарезания шлицевых валов червячную фрезу можно перемещать вдоль оси как влево, так и вправо. Стойкость фрезы при этом практически одинакова, что подтверждается опытом эксплуатации червячных фрез.

Чтобы полностью использовать крайние зубья червячной фрезы, необходимо установить ее в правильное первоначальное положение на зубофрезерном станке.

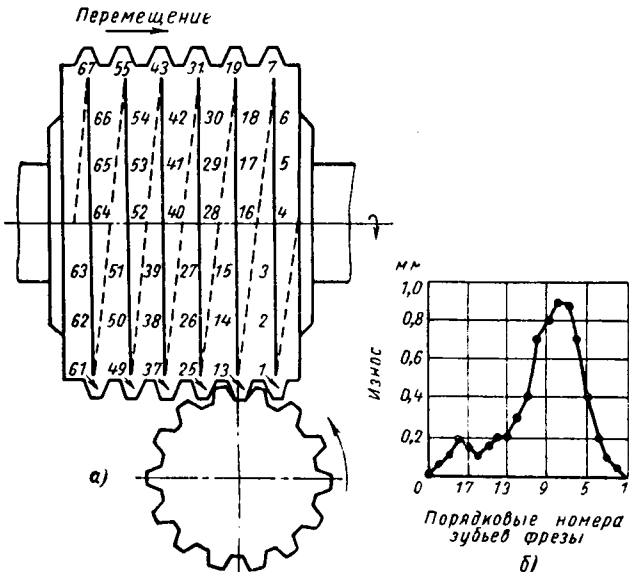


Рис. 1. Характер износа зубьев червячной фрезы за одну установку.

На рис. 1, а показано первоначальное положение червячной фрезы с заготовкой на зуборезном станке при работе с осевой подачей.

На рис. 1, б показана кривая износа зубьев этой же червячной фрезы за одну установку (зубья фрезы пронумерованы). По горизонтальной оси графика указаны номера зубьев фрезы, а по вертикальной оси откладывается их износ по задней грани.

Из графика видно, что кривая износа зубьев червячной фрезы располагается несимметрично как относительно изношенных зубьев, так и центрального зуба фрезы.

Чтобы выявить степень влияния величины срезаемой стружки на величину и характер затупления зубьев червячной фрезы, были поставлены специальные опыты при обработке валика с эвольвентными шлицами:  $z=14$ ,  $\alpha=20^\circ$ ,  $m=3$  мм, полная высота зуба 4 мм.

По центру заготовки был установлен 48-й зуб червячной фрезы. После полного врезания фрезы в заготовку станок выключался и заготовку с фрезой поворачивали вручную.

С каждого зуба фрезы снималась срезаемая им стружка, которая затем взвешивалась.

Вес стружки, срезаемой каждым зубом фрезы при двух подачах 1 и 2 мм/об, приведен на рис. 2. Сопоставляя кривую

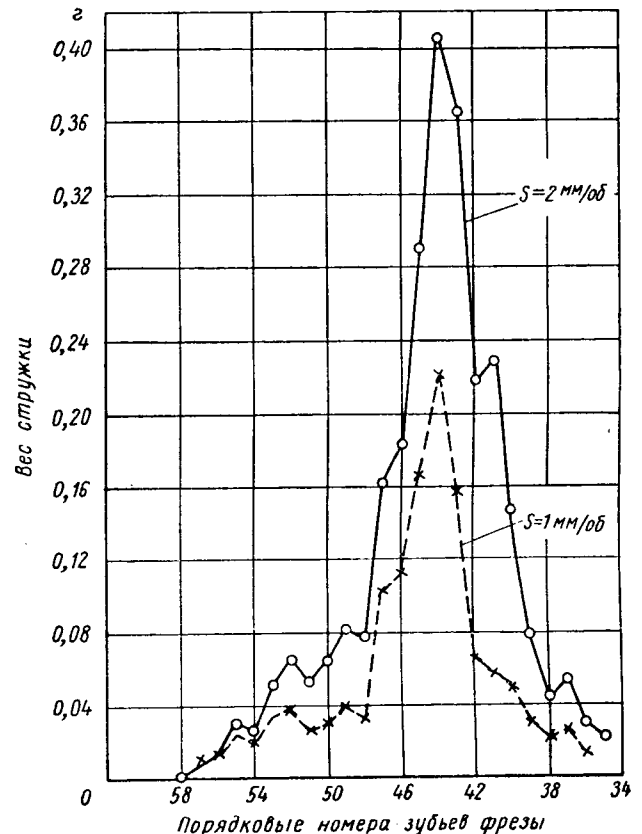


Рис. 2. Вес стружки, снимаемой каждым зубом фрезы за один оборот.

Крайнее режущее положение червячной фрезы определяется последней точкой контакта зуба вала с зубом червячной фрезы, когда еще имеется возможность получить полную обкатку профиля.

При нарезании шлицевых валов (а также и зубчатых колес с прямыми зубьями) первоначальное положение фрезы опре-

деляется по рис. 3, а, где  $E$  — расстояние от оси обрабатываемого колеса до последней точки  $k$  контакта зуба колеса и зуба червячной фрезы. Величина  $E$  определяется по формуле

$$E = R_H \sin(\beta - \alpha),$$

где  $R_H$  — радиус паружной окружности вала;  
 $\alpha$  — угол зацепления.

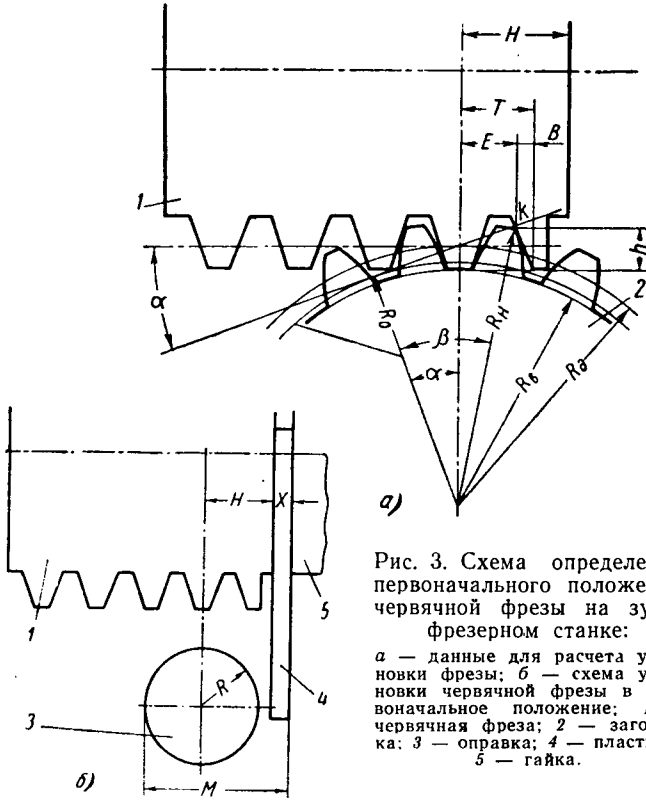


Рис. 3. Схема определения первоначального положения червячной фрезы на зубо-фрезерном станке:

а — данные для расчета установки фрезы; б — схема установки червячной фрезы в первоначальное положение; 1 — червячная фреза; 2 — заготовка; 3 — оправка; 4 — пластина; 5 — гайка.

Угол  $\beta$  определяется по выражению

$$\cos \beta = \frac{R_0}{R_H},$$

где  $R_0$  — радиус основной окружности.

Высота от точки  $k$  до вершины зуба фрезы

$$h = R_H \cos(\beta - \alpha) - R_0,$$

где  $R_0$  — радиус внутренней окружности.

Величина  $B$  определяется по формуле

$$B = [R_H \cos(\beta - \alpha) - R_0] \operatorname{tg} \alpha.$$

Расчетная величина

$$T = R_H \sin(\beta - \alpha) + [R_H \cos(\beta - \alpha) - R_0] \operatorname{tg} \alpha.$$

Размер  $T$  устанавливается от достаточно прочного крайнего зуба фрезы. От этого же зуба измеряется расстояние до торца, эта величина затем суммируется с величиной  $T$  для определения  $H$ .

На рис. 3, б показана первоначальная установка червячной фрезы на станке на расчетный размер.

Фрезерная головка устанавливается на нулевой угол. Между торцом фрезы и гайкой закладывается и закрепляется точная пластина. Вместо изделия может устанавливаться

оправка. Фреза перемещается вдоль оси на размер  $M$ , равный сумме  $(X + H + R)$ .

По окончании установки фрезы по центру пластина 4 вынимается и фреза закрепляется. Фрезерная головка устанавливается на угол наклона винтовой линии фрезы.

После каждой новой установки фрезы необходимо проверить правильность обката профиля зубьев и наличие затупленности на крайних зубьях фрезы. В случае необходимости в установку фрезы вносят изменения.

После определения первоначального положения фрезы разрабатывается шаблон для ее перемещения. Установка шаблона на фрезерной головке показана на рис. 4.

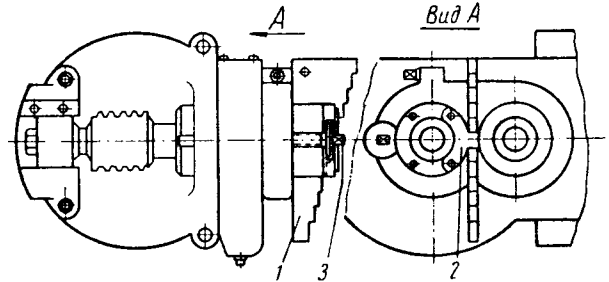


Рис. 4. Установка шаблона на фрезерной головке.

Шаблон 1 имеет ступенчатую форму, величина перепада от одной ступени к другой равна половине осевого шага фрезы. Плоской стороной шаблон устанавливается к торцу неподвижного корпуса фрезерной головки, а ступенчатой частью прижимается к опорной пластине 2, закрепленной на подвижной части пиноли шпинделя фрезы.

При перемещении фрезы вправо или влево шаблон перемещается в вертикальном направлении на одну ступень. Винт 3 служит для перемещения пиноли со шпинделем червячной фрезы вдоль оси. Число ступеней на шаблоне определяется в зависимости от длины фрезы и величины перемещения шпинделя фрезы станка.

На рис. 5 показан характер износа всех зубьев двух червячных фрез: с применением шаблонов (а), обеспечивающих одну установку и девять перемещений, равных половине шага, без шаблонов после одной установки и четырех перемещений (б) на величину, равную одному осевому шагу фрезы.

Из графиков видно, что перемещение фрезы на полшага обеспечивает более равномерный износ всех ее зубьев и более высокую стойкость.

Проведенный опыт показал, что при правильной эксплуатации червячных фрез можно увеличить их стойкость примерно в 2 раза.



Рис. 5. Характер износа зубьев фрезы при обработке эвольвентных шлицев с величиной перемещения, равной:

а — половине шага (стойкость 731 шт.; одна установка и девять перемещений); б — одному шагу (стойкость 400 шт.; одна установка и четыре перемещения).

Для повышения эффективности процесса фрезерования шлицев был создан типовой механизм для автоматического перемещения фрезы вдоль оси на все зуборезные станки производства Московского автозавода имени Лихачева (Ст-1161, Ст-1227, Ст-1231 и Ст-1231М).

Этот механизм автоматически перемещает червячную фрезу вдоль оси ступенями после обработки одной детали или пакета деталей. Механизм по конструкции прост, легко монтируется на станки и надежно работает.

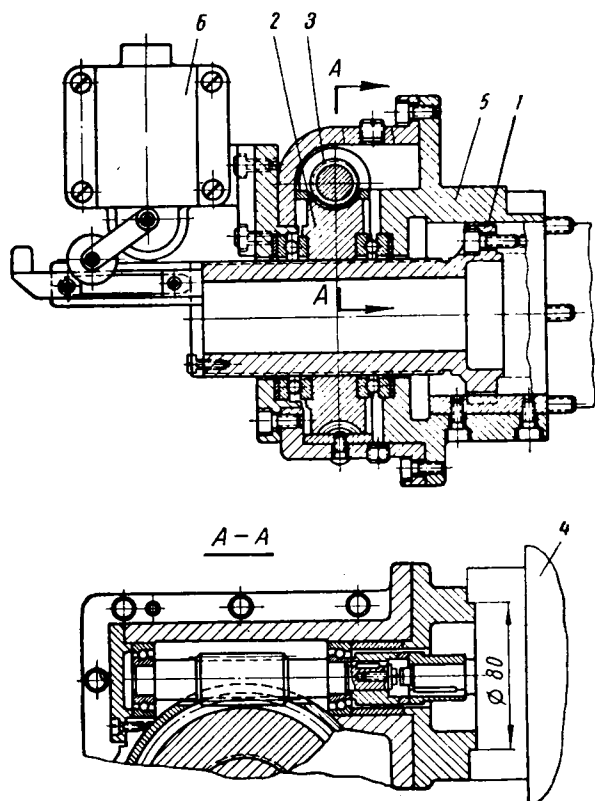


Рис. 6. Механизм автоматического перемещения фрезы.

К заднему торцу пиноли шпинделя фрезерной головки (рис. 6) крепится винт 1, на который установлено червячное колесо 2, являясь одновременно и гайкой. С ним в зацеплении находится червяк 3, приводимый во вращение от электродвигателя 4. Редуктор 5 с червячной передачей и электродвигателем прикреплен к торцу фрезерной головки.

Механизм включается после окончания рабочего цикла фрезерования зубьев. Фрезерная головка ускоренно возвращается в исходное положение. Одновременно пиноль освобождается от зажима посредством гидравлического цилиндра. Затем при помощи специального концевого выключателя приводится во вращение электродвигатель 4. Время вращения электродвигателя, которое определяет величину осевого перемещения фрезы, регулируется маятниковым реле. Электродвигатель вращает через червяк 3 червячное колесо 2, в результате чего винт 1, а следовательно, и пиноль фрезерной головки будут перемещаться вдоль оси, передвигая фрезу на соответствующую величину. Пиноль зажимается в момент подхода фрезерной головки в рабочее положение.

Полное перемещение червячной фрезы в ту или другую сторону ограничивается конечным переключателем 6. После обработки заданного количества деталей, которое устанавливается счетным механизмом, зажигается сигнальная лампа,

указывающая на необходимость смены инструмента для заточки, и станок автоматически выключается. Далее описанный цикл работы повторяется.

Оптимальная величина осевого перемещения фрезы определяется опытным путем в каждом конкретном случае. Однако равномерное затупление зубьев фрезы достигается при перемещении червячной фрезы на полшага. Из рис. 7, на котором показан характер затупления зубьев червячной фрезы при ручном и автоматическом перемещении, видно, что при ручном перемещении фрезы (кривая 1) по сравнению с автоматическим перемещением (кривая 2) наблюдаются большая неравномерность в затуплении зубьев и более низкая стойкость.

В результате внедрения механизма автоматического перемещения червячных фрез достигается повышение периода стойкости червячных фрез между переточками на 20—40% за счет равномерного затупления зубьев червячной фрезы и производительности за счет сокращения подналадочного времени при перемещении фрезы на 10—25 мин. Кроме того, облегчаются условия труда наладчиков и повышается качество обработки.

Для получения более высокой эффективности от применения автоматического перемещения червячной фрезы на зубофрезерных станках шпиндель червячной фрезы должен перемещаться на большую величину — примерно 75—100 мм. Червячная фреза должна также иметь максимально возможную длину — до 100—120 мм.

Одновременно необходимо повысить точность и стабильность изготовления червячных фрез по всей длине нитки, чтобы получать одинаковые размеры шлицев при перемещении червячной фрезы.

Применение червячных фрез с увеличенным числом реек. Опыт показывает, что увеличение скорости резания, заходности червячных фрез и осевой подачи приводит к ухудшению качества обработки, быстрому износу делительных пар и других механизмов зуборезных станков.

На автозаводе были испытаны червячные фрезы с различным числом зубьев (реек): обычные червячные фрезы диаметром 90 мм сборной конструкции с числом зубьев 12, длиной рейки 65 мм и экспериментальные цельные фрезы диаметром 90 мм с числом зубьев 16 и 18 с длиной рейки 85 мм. Все фрезы изготовлялись из стали марки Р18.

Испытания производились на одном двухсекционном зубофрезерном станке СТ-1161 при нарезании эвольвентных шлицев со следующими параметрами:  $m=3$  мм,  $z=14$ ,  $l=60$  мм,  $h=4$  мм, материал — сталь 30ХГТ, твердость стали НВ 156—207.

Были проведены две серии опытов. В первой серии опытов режим резания для фрез всех трех типов был принят одинаковым:  $v=32$  м/мин и  $S=2$  мм/об. Износ по задней грани не превышал 0,9—1,1 мм.

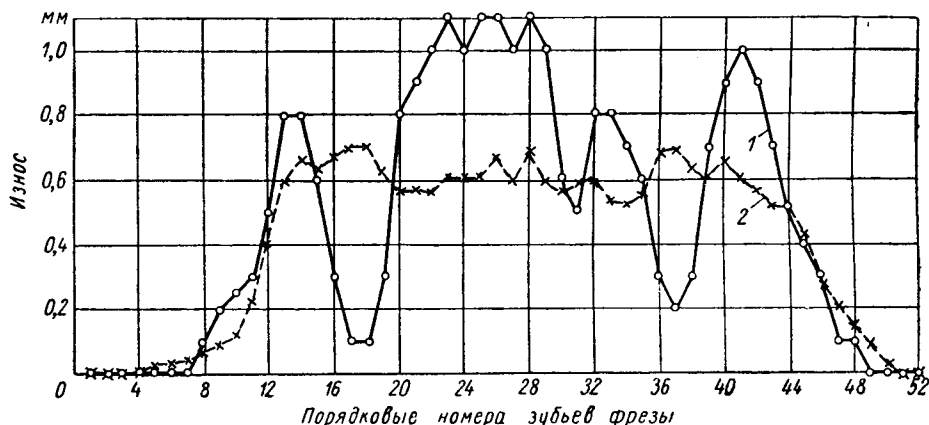


Рис. 7. Характер износа зубьев червячной фрезы: 1 — с ручным перемещением фрезы; 2 — с автоматическим перемещением фрезы.

В табл. 1 приведены показатели стойкости червячных фрез. Из табл. 1 видно, что с увеличением числа зубьев фрезы соответственно увеличивается ее стойкость.

При работе фрез с увеличенным количеством зубьев (16 и 18), помимо увеличения стойкости, улучшается чистота по-

Таблица 1

Показатели	Число зубьев фрезы		
	12	16	18
Осевая подача в мм/об . . . . .	2	2	2
Средняя стойкость на одну установку в шт. заготовок . . . . .	83	108	120
Средняя стойкость между переточками в шт. заготовок . . . . .	830	1404	1560
Число осевых перемещений . . . . .	10	13	13

верхности на профилях зубьев шлицев, а также точность при измерении по роликам.

Во второй серии опытов осевая подача была увеличена пропорционально числу зубьев фрезы (табл. 2). При этом производительность нарезания при использовании шестнадцатизубых фрез по сравнению с двенадцатизубыми фрезами увеличилась на 33%, а восемнадцатизубых — на 50%. Стойкость всех фрез осталась одинаковой (при затуплении 0,9—1,1 мм по задней грани). Чистота поверхности на профилях зубьев шлицев и точность размеров по роликам практически та же, что после обработки двенадцатизубой фрезой.

Изготовление многореечных фрез не вызывает дополнительных производственных трудностей. Число реек фрезы нужно выбирать, исходя из конкретных условий.

Таблица 2

Показатели	Число зубьев фрезы		
	12	16	18
Скорость резания в м/мин . . . . .	32	32	32
Подача в мм/об . . . . .	2	2,66	3,00
Средняя стойкость между переточками в шт. заготовок . . . . .	830	1040	1170
Средняя стойкость на постанов в шт. заготовок . . . . .	83	80	90
Число осевых перемещений . . . . .	10	13	13
Машинное время в мин . . . . .	5,1	3,7	3,4
Повышение производительности по машинному времени в % . . . . .	100	123	150

При одинаковом наружном диаметре фрезы увеличение числа реек приводит к соответствующему уменьшению количества переточек, т. е. к сокращению срока службы фрезы. Опыт показывает, что увеличение числа реек на три приводит к сокращению количества переточек на две и т. д. В отдельных случаях можно одновременно увеличивать и число реек и наружный диаметр фрезы.

Таким образом, при фрезеровании зубьев шлицевых валов червячными фрезами с увеличенным числом реек вместо стандартных двенадцатиреечных фрез можно достигнуть либо повышения производительности, либо повышения качества обработки шлицев (при сохранении подачи на оборот изделия).

Применение процесса холодного накатывания шлицев вместо фрезерования. Одним из наиболее совершенных и производительных методов получения шлицев является холодное накатывание специальной роликовой головкой. На заводе опробован этот новый прогрессивный процесс, разработанный фирмой Эрнст Гроб (ФРГ), и ведется подготовка к его внедрению. Сущность процесса заключается в следующем: заготовка проталкивается через специальную роликовую головку, количество роликов которой равно числу шлицев обрабатываемой детали. Возникающее в процессе проталкивания высокое давление вызывает пластическую деформацию металла, в результате чего металл начинает течь в радиальном направлении и в длину, а также упрочняется примерно на 15—30%.

При накатывании шлицев в большей степени металл течет в длину и незначительно по наружному диаметру. Величина этих изменений зависит от размера и материала заготовки; размер заготовки подбирается опытным путем. По опыту Московского автозавода имени Лихачева для стали 40ХНМА при диаметре заготовки 45 мм и длине шлицев 120 мм наружный диаметр детали увеличивается на 0,3 мм, длина — на 17 мм.

Естественно, что размеры заготовок перед накатыванием должны изготавливаться с учетом изменений, полученных в процессе накатывания. После накатывания шлицы по наружному диаметру шлифуются.

На рис. 8 приведен общий вид станка. Станок имеет сварную станину из толстой стали, усиленную ребрами.

На станине 1 неподвижно установлены две жесткие чугунные колонны 2 и 3, соединенные между собой тремя закаленными и отшлифованными роликами направляющими 4 по ко-

торым перемещается роликовая головка 5. В правой колонне 3 имеется устройство 6 для центрирования и зажима обрабатываемой детали. В левую колонну 2 вмонтирован гидравлический цилиндр 7, поршень которого связан с роликовой головкой и служит для ее перемещения.

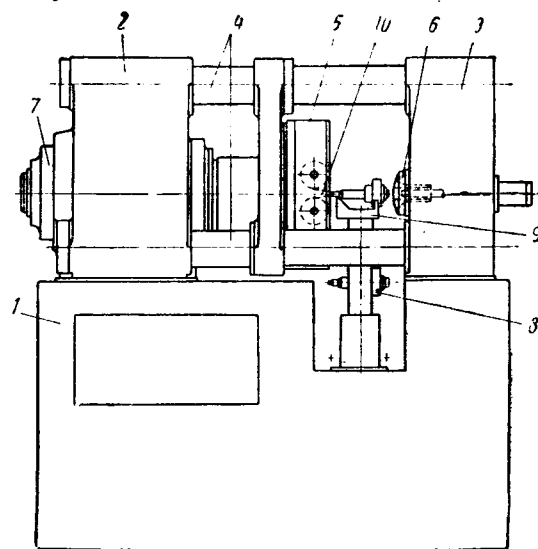


Рис. 8. Общий вид станка для накатывания шлицев.

Станок снабжен механизмом автоматической загрузки и выгрузки. Транспортирование заготовок на станине осуществляется цепным транспортером. Детали на транспортер укладываются вручную. С транспортера деталь 8 в зону накатывания подается посредством гидравлического подъемного устройства 9. Выступающий через роликовую головку центр 10 перемещается вправо и направляет заготовку до упора в зажимное устройство 6, где с помощью цанги производится зажим заготовки. Подъемное устройство 9 автоматически опускается вниз и дает возможность роликовой головке 5 подойти к детали и произвести накатывание шлицев. Затем роликовая головка быстро отходит назад в исходное положение, подъемное устройство 9 поднимается вверх. После этого деталь разжимается и выдвигается толкателем из цанги в направлении выступающего из роликовой головки центра 10.

Центр 10 и толкатель отходят назад, давая возможность детали установиться на подъемное устройство 9, которое опускается, и деталь устанавливается на цепь транспортера.

Ролики головки изготавливаются из специальной стали, после закалки шлифуются. По данным фирмы, стойкость накатанных роликов составляет примерно 100 000 деталей.

Метод холодного накатывания шлицев нерационален для незначительного выпуска и очень экономичен для массового производства.

Время накатывания десяти шлицев при длине 120 мм составляет 25 сек, время обработки этого валика на шлицефрезерном станке червячной фрезой равно 10,5 мин, т. е. достигает повышения производительности в 20 раз.

Таблица 3

Параметры	Шлицы	
	нарезанные	накатанные
Пределы изменения внутреннего диаметра в мм . . . . .	До 0,02	До 0,02
Изменение толщины шлицев в мм . . . . .	0,00—0,01	До 0,08
Прямолнейность шлицев в мм . . . . .	До 0,02	До 0,04
Ошибки окружного шага в мм . . . . .	До 0,01	До 0,07
Биение внутреннего диаметра в мм . . . . .	До 0,01	До 0,19
Биение наружного диаметра в мм . . . . .	—	До 0,14
Чистота поверхности . . . . .	▽5—▽6	▽6—▽7
Пределы изменения наружного диаметра в мм . . . . .	—	До 0,21

В табл. 3 показана точность шлицевых валов после холодного накатывания и фрезерования. Из таблицы видно, что чистота поверхности на профилях накатанных шлицев на один класс выше чистоты шлицев, нарезанных червячной фрезой, однако точность по отдельным параметрам шлицев после накатывания ниже, чем при фрезеровании.

## СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ ТРАНСПОРТ ДЛЯ СЫПУЧИХ ГРУЗОВ ЗА РУБЕЖОМ

**В КАЧЕСТВЕ** специализированных транспортных машин за рубежом используются: автомобили-самосвалы карьерного типа, короткобазные само-



Рис. 1. Автомобиль-самосвал типа «Хаульпак» фирмы Летуэрно-Вестингауз (США).

ходные тележки (думперы), полуприцепы карьерного типа на базе автомобильных тягачей, колесных тракторов и

имеется еще редуктор, состоящий из пары цилиндрических шестерен с косыми зубьями, расположенный на концах полуосей. Такая конструкция позволяет уменьшить число шестерен до шести вместо двенадцати при использовании обычной планетарной передачи.

В отличие от обычных плоских рам на автомобилях устанавливаются рамы, изогнутые в вертикальной плоскости. Такая конструкция рамы обеспечивает хорошую подвеску задней оси и одновременно позволяет снизить центр тяжести автомобиля. Внутренняя полость рамы, имеющая коробчатое сечение, используется в качестве резервуара для сжатого воздуха, предназначенного для пневматических тормозов. Вместо обычной рессорной подвески на передних и задних колесах установлены пневмогидравлические амортизаторы. Такая система подвески и отсутствие обычной передней оси обеспечивает большой дорожный просвет под передней осью. На модели 32 он составляет 61 см. Передние колеса поворачиваются на угол 45°.

Аналогичную компоновку и конструкцию рамы и кузова имеют новые модели фирмы Берлие (Франция) и Фаун (ФРГ).

Для моделей типа «Хаульпак» и Берлие (Т-25) характерно применение двухцилиндровых гидравлических телескопических подъемников для опрокидывания кузова с креплением основного цилиндра не к раме, как это принято у большинства автомобилей, а к кузову.

Английские фирмы Эвелинг-Барфорд и Бойдел создали новые модели короткобазных автомобилей-самосвалов (табл. 2). Отличительной особенностью моделей фирмы Эвелинг-Барфорд является наличие дублированной системы управления (рулевое управление для движения вперед и назад). Это позволяет работать без дополнительных маневрирований у мест погрузки и разгрузки. Наличие дублированной системы управления позволяет использовать эти самосвалы на подземных работах.

Модель 18В «Муир-Хилл» фирмы Бойдел выпускается в двух модификациях — с гидравлическим и инерционным механизмами опрокидывания.

Все рассмотренные короткобазные автомобили-самосвалы занимают промежуточное положение между автомобилями-самосвалами и думперами, которые широко используются в европейских странах для перемещения на короткие расстояния сыпучих материалов на строительных площадках, дорожном строительстве и карьерах нерудных строительных материалов.

Конструкция думперов развивается в следующих направлениях: повышение маневренности и проходимости, применение съемных кузовов и оборудования для самопогрузки.

На современных моделях фирм Цеттельмейер, Юнг, Клаус (ФРГ) устанавливаются механизмы блокировки дифференциала ведущего моста.

На думперах фирм Потрац (ФРГ), Твайтс (Англия) и других устанавливаются оба ведущих моста.

В 1961 г. на Ганноверской ярмарке французская фирма Совема продемонстрировала новую модель думпера Т-20 грузоподъемностью 2,5 т с гидростатическим приводом, включающим в себя два регулируемых аксиально-плунжерных насоса и два регулируемых аксиально-

Таблица 1

Параметры	Модели автомобилей-самосвалов «Хаульпак»					
	22	27	32	42	60	65
Грузоподъемность в т . . . . .	19,9	24,5	29,0	38,3	54,4	59,0
Собственный вес в т . . . . .	19,4	19,9	20,9	24,0	29,9	35,2
База в м . . . . .	3,3	3,3	3,3	4,06	4,06	4,06
Размеры в м:						
длина . . . . .	7,3	7,3	7,3	8,4	8,9	...
ширина . . . . .	3,6	3,7	3,7	3,7	4,3	...
высота . . . . .	2,7	2,9	3,3	3,3	3,6	...
Радиус поворота в м . . . . .	6,78	6,78	6,78	...	...	...
Максимальная скорость в км/ч . . . . .	60	57	62	76,3	74,5	...
Мощность дизеля в л. с. . . . .	320	335	375	430	550	700
Коробка передач . . . . .	Типа Торкватик (гидротрансформатор и механическая коробка передач)					
Емкость кузова в м³ . . . . .	11,5	13,8	16,0	20,6	26,8	32,1*

\* Для угля 50,4 м³.

одно- и двухосных тягачей промышленного типа. Для транспортирования сыпучих грузов на большие расстояния используются полуприцепы на базе тягачей автомобильного типа.

Развитие конструкций специализированных автомобилей-самосвалов, предназначенных для работы в карьерах по добыче полезных ископаемых, нерудных строительных материалов и на земляных строительных работах больших объемов, происходит в двух направлениях: увеличения грузоподъемности и совершенствования конструкции. Наиболее отчетливо эти тенденции наблюдаются в США. Значительный интерес представляют новые модели карьерных автомобилей-самосвалов типа «Хаульпак» фирмы Летуэрно-Вестингауз (табл. 1, рис. 1), конструкция которых имеет ряд особенностей.

Задний мост этих автомобилей выполнен по схеме, применяемой фирмой на скреперах Турнаул. Помимо основной главной передачи с дифференциалом

Система рычагов расположена выше уровня рамы, что исключает возможность их повреждения при движении в экскаваторном забое.

Тормоза дисковые; на модели 32 общая площадь тормозных дисков на всех четырех колесах равна 33 210 см².

Кузова этих автомобилей совкового типа (V-образные), в отличие от обычных ковшевых кузовов, они не имеют на всей длине днища перегибов. Преимуществом этих кузовов является более низкое расположение центра тяжести кузова и груза.

Таблица 2

Параметры	Эвелинг-Барфорд		Бойдел	
	SR	SL-270	«Муир-Хилл» 18В	
Грузоподъемность в т . . . . .	8,2	13,5	4,6*	9,1**
Собственный вес в т . . . . .	7,2	163	95	95
Мощность дизеля в л. с. . . . .	113			
Максимальная скорость в км/ч . . . . .	35	40	33	66
Число скоростей:				
вперед . . . . .	6	8	5	5
назад . . . . .	2	4	5	5

\* Емкость кузова в м³.

\*\* Параметры модификации с низким передаточным отношением ведущего моста для работы на дорогах с твердым покрытием.



плунжерных двигателя. Думпер снабжен двигателем мощностью 16 л. с. Рама тележки шарнирно-сочлененная.

За последние годы получили распространение тележки со съемными кузовами. В отличие от обычной конструкции



Рис. 2. Думпер грузоподъемностью 6 т модели В-30 фирмы Трастем, оборудованный самопогрузочным механизмом — прямой лопатой.

и Штольбергер Машинен унд аппаратенбау, которая выпускает четыре модели грузоподъемностью 1,8; 3,0; 4,0 и 4,6 т. По данным фирмы Штольбергер, продолжительность операции снятия кузова равна 3 сек, установки — 4 сек, опрокидывания и разгрузки — 12 сек.

Во Франции на выпуске думперов со съемными кузовами специализируется фирма Самброн.

Упомянутая модель Т-20 фирмы Совета оборудована съемным кузовом, который также приспособлен для транспортирования краном.

Характерным для новых моделей думперов является установка дополнительного оборудования, обеспечивающего самозагрузку кузова. Помимо Венгерской народной республики и фирмы Клаус (ФРГ), выпускающих думперы, оборудованные ковшом погрузчика, в 1961 г. начала выпускать аналогичную модель английская фирма Констракшн Машинери. Фирма Потрац демонстрировала в 1961 г. модель 1000В грузоподъемностью 2 т, снабженную грейферным ковшом емкостью 0,15 м<sup>3</sup>. На этой же ярмарке фирма Трастем демонстрировала свою модель В-30 грузоподъемностью 6 т, которая снабжена навесным оборудованием прямой и обратной лопат (рис. 2).

Думпер снабжен выносной опорой, которая одновременно может выполнять роль бульдозерного отвала.

Фирма КВ-Дарт (США), продолжая работы над безрамными карьерными полуприцепами на базе тягачей автомобильного типа, создала новые модели полуприцепов грузоподъемностью 54 и 86,2 т. Автомобильный тягач для полуприцепа грузоподъемностью 86,2 т имеет мощность 700 л. с. Общий вес автопоезда без груза составляет 54,4 т.

Для транспортирования песка, гравия, щебня, шлаков и других сыпучих материалов на большие расстояния по дорогам общего пользования также широко используются безрамные полуприцепы — самосвалы с опроки-

дыванием назад.

Одна из последних конструкций полуприцепа фирмы Хайл, предназначенная для транспортирования горячих шлаков, показана на рис. 3. Полуприцеп грузоподъемностью 20,7 т весит 4037 кг. Узлы выполнены из легированных сталей.

Аналогичные конструкции полуприцепов для транспортирования сыпучих строительных материалов выпускаются в США с канатной системой опрокидывания кузова.

В Англии получили развитие полуприцепы-самосвалы к колесным тракторам грузоподъемностью до 10 т типа «Шони Пул». В качестве тягачей используются тракторы с двигателями мощностью до 60 л. с.

Особенностью полуприцепов «Шони Пул» является сцепное устройство типа «хобот», которое обеспечивает возможность поворота тягача на угол 90—110° в обоих направлениях и свободное колебание прицепа относительно тягача в двух плоскостях. Кузов ковшового типа опрокидывается назад гидравлическим подъемником.

Наряду с США, европейские страны начинают выпускать полуприцепы на базе одноосных тягачей. В Англии за последние годы создан ряд моделей полуприцепов грузоподъемностью до 11 т (табл. 3), в США подобные полуприцепы

Таблица 3

Параметры	Эйкко 850	Уайтлок-Брайерс ДД 70	Бойдел Мур-Хилл Кемилл
Грузоподъемность в т . . . . .	11,3	10	9,1
Собственный вес в т . . . . .	—	6,1	6,05
База в м . . . . .	4,19	4,05	4,1
Размеры в м:			
длина . . . . .	7,44	7,51	7,18
ширина . . . . .	2,56	2,36	2,34
высота . . . . .	—	2,4	2,3
Радиус поворота в м . . . . .	3,92	3,96	3,5
Мощность дизеля в л.с. . . . .	150	51,8	50
Максимальная скорость в км/ч . . . . .	38,6	21,9	20,9
Число скоростей:			
вперед . . . . .	5	6	6
назад . . . . .	1	2	2
Емкость кузова в м <sup>3</sup> . . . . .	6,9	5,3	5,35

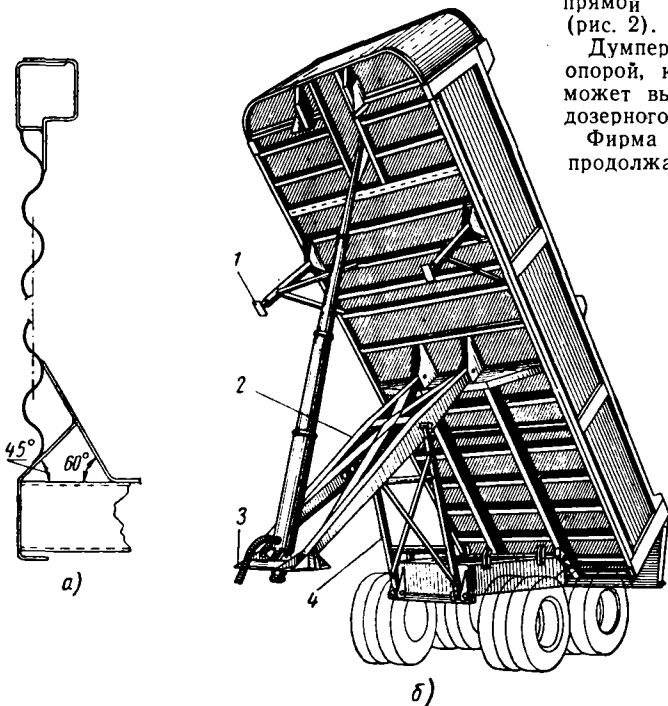


Рис. 3. Полуприцеп-самосвал безрамной конструкции грузоподъемностью 20,7 т фирмы Хайл:

а — конструкция борта полуприцепа с использованием гофрированной стали; б — общий вид; 1 — опоры; 2 — тяговые штанги; 3 — опорное поворотное устройство; 4 — стабилизирующие штанги.

съемный кузов может быть с помощью системы рычагов с гидравлическим приводом не только опрокинут, но и снят с рамы и поставлен на землю.

Шасси думпера для повышения устойчивости в момент установки кузова снабжено выдвигаемыми гидравлическими опорами.

Преимущество такой конструкции заключается в возможности работать с несколькими кузовами и благодаря этому сократить простои под погрузкой.

На выпуске таких моделей специализируются в ФРГ фирмы Цетгельмер

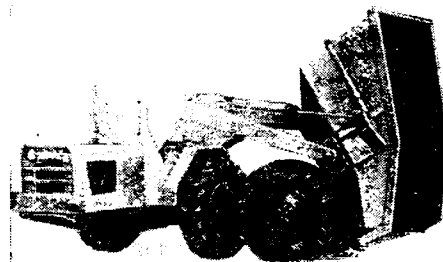


Рис. 4. Полуприцеп-самосвал грузоподъемностью 10 т на базе одноосного тягача модель Мур-Хилл Кемилл.

выпускаются грузоподъемностью до 35 т. На рис. 4 показана одна из новых моделей безрамной конструкции фирмы Бойдел.

Наличие широкой номенклатуры специализированных транспортных средств для перемещения сыпучих материалов позволяет выбирать для конкретных условий наиболее производительный и экономичный вид транспорта.

Практика подтверждает целесообразность создания новых типов специализированных транспортных машин.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. „Design News“, Vol. 17. № 15, 1962.
2. High ways and Bridges and Engineering, Vol. XXX, № 1440, 1441, 1962.
3. „L'Equipment mécanique“, № 24, 1962.



ОТДЕЛКА АЛЮМИНИЯ И ЕГО СПЛАВОВ ЗА РУБЕЖОМ

**ЗА РУБЕЖОМ** в автомобилестроении все шире применяется алюминий. Алюминиевые детали начинают вытеснять и стальные хромированные декоративные детали. Декоративные алюминиевые детали анодируются и им придается блеск, имитирующий блестящие покрытия. Таким образом, среди новых процессов, применяемых в автомобильной промышленности, важное место занимает защитно-декоративная отделка алюминия и его сплавов: анодирование, химическая и электрохимическая полировка [1].

При анодировании поверхность алюминия не сглаживается, поэтому для получения хорошей отделки деталей производят химическое, электрохимическое или механическое полирование.

При химическом полировании блеск поверхности чистого алюминия и его сплавов больше, чем при электрохимическом способе обработки, но дефекты поверхности не устраняются. В связи с высоким блеском и экономичностью процесса химическое полирование применяется чаще.

В тех случаях, когда необходимо устранить дефекты поверхности деталей (раковины, царапины и т. д.), применяют электрохимическое полирование.

Среди многочисленных растворов, применяемых для химического полирования, наибольший интерес представляют растворы, приведенные в таблице.

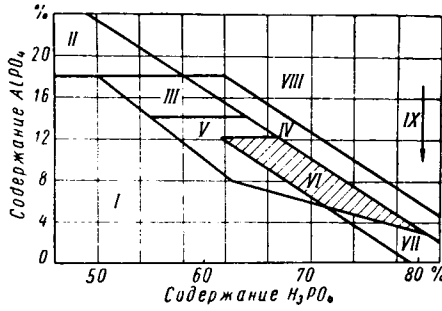


Рис. 1. Зависимость качества полирования от содержания H<sub>3</sub>PO<sub>4</sub> и AlPO<sub>4</sub>:

*I* — плохое качество полирования, раствор слишком разбавленный, блеск невысокий, возможно перетравливание поверхности; *II* — полирования нет, вязкость раствора высокая, а рассеивающая способность его низкая; *III* — плохое качество полирования, содержание алюминия слишком высокое, блеск отсутствует при малой выдержке и поверхность перетравливается при увеличении выдержки, детали плохо промываются; *IV* — плохое качество полирования, раствор слишком концентрирован, он густеет и на деталях отлагаются соли; *V* — качество полирования хорошее при определенных условиях: содержании азотной кислоты, нормальной температуры и выдержки; *VI* — качество полирования высокое, отделка блестящая без пятен при нормальном режиме работы; *VII* — качество полирования плохое из-за низкого содержания алюминия, возможно перетравливание; *VIII* — полирования нет, раствор густеет; *IX* — повышенный расход H<sub>3</sub>PO<sub>4</sub>.

80% воды. Температура раствора поддерживается 80°. В начале процесса детали подвешиваются в раствор без тока и в течение 15—30 сек поверхность протравливается, а затем включается ток. Начальная плотность тока 2,5—3,0 а/дм<sup>2</sup> при напряжении 12—15 в. Продолжительность обработки 10 мин. На поверхности деталей в процессе обработки образуется налет, который удаляется смесью кислот H<sub>3</sub>PO<sub>4</sub> и CrO<sub>3</sub>. Ванны для растворов изготавливаются из нержавеющей стали.

Коэффициент отражения полированного слоя на алюминии или его сплавах зависит от структуры, чистоты металла и от плотности тока. С повышением плотности тока отражательная способность обработанной поверхности резко повышается до определенного предела, а затем медленно понижается.

В зависимости от назначения изделий применяют три различных вида анодирования алюминия: твердое, обычное и блестящее.

Рассеивающая способность растворов, применяемых для анодирования, выше рассеивающей способности хромовых электролитов.

Твердое анодирование алюминия дает особенно хороший эффект при работе на истирание в паре с алюминием, покрытым твердым хромом. Такая пара имеет износ в 7,5 раза меньше по сравнению с износом пары из термически обработанной стали с термически обработанной хромированной сталью [3].

Толщина твердого слоя анодирования колеблется в пределах от 12,5 до 100 мк. При нанесении более толстых слоев твердого анодирования повышается пористость их, а также уменьшается сопротивляемость к воздействию абразивов. Твердый анодированный слой имеет сопротивление к износу в 3 раза больше, чем слой обычного анодирования одинаковой толщины, и более стоек по сравнению со слоем из твердого хрома.

Микротвердость слоя при твердом анодировании во многом зависит от твердости и плотности основного металла и обычно колеблется от 350 до 800 кг/мм<sup>2</sup>. Стойкость анодированной поверхности к абразивному износу занимает среднее положение между хромом и никелем. Максимальная твердость и более гладкая поверхность получается на штампованном алюминии или листовом прокате. Часто применяется комбинированный процесс анодирования: первый слой наносится обычным анодированием, а второй слой — твердым анодированием.

Адгезия твердого анодированного слоя к основному металлу хорошая, но несколько слабее, чем при обычном анодировании, поэтому на деталях, подготовляемых для твердого анодирования, острые края и углы должны быть закруглены. Детали, имеющие резьбу, анодируют на толщину слоя не более 25 мк, так как более толстые слои могут отслаиваться.

Размеры деталей увеличиваются в процессе твердого анодирования на половину толщины образующегося анодированного слоя.

Для твердого анодирования можно рекомендовать следующий раствор: 12%

Компоненты раствора и режимы полирования	Состав растворов в %				
	1	2	3	4	5
H <sub>3</sub> PO <sub>4</sub> (удельный вес 1,75) . . . . .	78	50	—	—	64—70
HNO <sub>3</sub> (удельный вес 1,43) . . . . .	11	6,5	2,5	13	2,8—3,2
H <sub>2</sub> SO <sub>4</sub> (удельный вес 1,84) . . . . .	11	25	—	—	—
FeSO <sub>4</sub> · 7H <sub>2</sub> O . . . . .	0,86	—	—	—	—
CH <sub>3</sub> COOH . . . . .	—	6	—	—	—
H <sub>2</sub> O . . . . .	—	12,5	До 100	—	17—23
(NH <sub>4</sub> ) <sub>2</sub> HF <sub>2</sub> . . . . .	2	2	0,6	16	—
CrO <sub>3</sub> . . . . .	—	—	0,6	—	—
Pb(NO <sub>3</sub> ) <sub>2</sub> . . . . .	—	—	—	0,02	—
AlPO <sub>4</sub> . . . . .	—	—	—	—	10—12
Cu . . . . .	—	0,01—0,02	—	—	0,01—0,02
Температура в °С . . . . .	95—100	95—105	Кипения	65—75	88—99
Время обработки в сек . . . . .	15—60	—	180—300	15—30	60—180

Примечание. Концентрация растворов 1 и 2 выражена в объемных %, а 3, 4 и 5 — в весовых %.

Одним из новейших составов для химического полирования является раствор 5 [2]. В процессе полирования этот раствор перемешивается с воздухом механически или движением деталей. Контроль входящих в раствор компонентов автоматизирован. Содержание азотной кислоты контролируется электронным прибором.

При содержании 3% HNO<sub>3</sub> горит зеленая лампочка, а при понижении концентрации всего на 0,2% загорается красная лампочка. Содержание H<sub>3</sub>PO<sub>4</sub> и AlPO<sub>4</sub> определяется по диаграмме, отражающей зависимость качества полирования от концентрации этих компонентов (рис. 1). Полный анализ этого раствора на содержание H<sub>3</sub>PO<sub>4</sub>, HNO<sub>3</sub>, H<sub>2</sub>O и Al производится рабочим за 15 мин. При анализе используются диаграмма, показание электронного прибора, а также определяются удельный вес и вязкость раствора.

Для электрохимического полирования применяются кислые и щелочные растворы. Особенно широко применяется H<sub>3</sub>PO<sub>4</sub> в смеси с H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> и другими кислотами, растворяющими алюминий, а также добавляется окислитель или противопитинговая добавка. Растворы с добавляемыми окислителями применяют более целесообразно. Один из применяемых растворов, содержащий окислитель, имеет такой состав (в объемных %): 75% H<sub>3</sub>PO<sub>4</sub>; 5% H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>; 7% CrO<sub>3</sub>; 13% H<sub>2</sub>O; температура раствора 80°; анодная плотность тока 10—15 а/дм<sup>2</sup>. Для деталей, имеющих глубокие отверстия или большие углубления, применяются дополнительные аноды.

В Англии широкое применение для электрополирования имеет щелочной раствор, так называемый «Vrytal»-процесс. В состав раствора при этом процессе входят (в весовых %): 15% Na<sub>2</sub>CO<sub>3</sub> (безводный); 5% Na<sub>2</sub>PO<sub>4</sub>; 12% H<sub>2</sub>O и

серной кислоты; 1,5 г/л щавелевой кислоты. Режим работы: температура раствора 9—11°; анодная плотность тока 2,5—4 а/дм<sup>2</sup>, напряжение 10—50 в. Продолжительность обработки 20—40 мин. За это время образуется анодированный слой толщиной 25—50 мк.

Для предотвращения местного перегрева изделий необходимо энергичное перемешивание раствора. Закрепление анодированного слоя горячей водой при этом процессе не производится.

Твердое анодирование производится в растворе «Alumilite» следующего состава (в весовых %): 12% серной кислоты; 1% щавелевой кислоты. Температура раствора 9—11°; анодная плотность тока 3,8 а/дм<sup>2</sup>. За 20 мин образуется анодированный слой толщиной 25 мк. Перемешивание раствора производится механически или воздухом и дополнительно движением катодных штанг. Футеровка ванн и охлаждающие змеевики изготавливаются из свинца. При температуре раствора 3—7° образуются более твердые окисные слои. Тонкие слои 7,5—17,5 мк закрепляют в разбавленном растворе Ni(C<sub>2</sub>H<sub>3</sub>O<sub>2</sub>)<sub>2</sub>·4H<sub>2</sub>O [4].

Для обычного анодирования всех деталей, изготовленных из алюминиевых сплавов, применяется 15—25%-ный (по весу) раствор H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>. При более высокой концентрации H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> образуются более мягкие и более пористые слои. В большинстве случаев применяются растворы, содержащие 15—18% H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>. Температура раствора поддерживается в пределах 15—26°. Анодная плотность тока 1—2,5 а/дм<sup>2</sup> при напряжении на ванне 14—18 в. Катоды применяются свинцовые. Продолжительность обработки 15—30 мин. Окисный слой закрепляется кипячением в чистой нейтральной воде в продолжение 10—20 мин.

С целью повышения антикоррозийной устойчивости анодированную поверхность закрепляют в 4,5%-ном растворе калиевого или натриевого хромпика. При такой обработке анодированная поверхность приобретает желтый цвет.

Алюминиевые сплавы, богатые медью, лучше анодировать в более концентрированных растворах, например, в растворе, содержащем 385 г/л серной кислоты, 11—15 г/л щавелевой кислоты; температура раствора поддерживается ниже 10°.

Для анодирования глубоких вытяжек из алюминия Шулер [5] предлагает следующую технологический процесс: 1) горячая очистка в щелочном растворе при температуре 82—88°; 2) промывка в холодной воде; 3) анодирование заготовок в 12—16%-ном растворе H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> при температуре 18—32°, напряжении постоянного тока 15—20 в, в продолжение 15—20 мин образуется слой толщиной 25—50 мк; 4) упрочнение слоя кипячением в горячей воде при температуре 88—93° в продолжение 5—10 мин; 5) сушка воздухом.

Этот процесс применим для вытяжек из всех алюминиевых сплавов, но он не может использоваться для изделий в сборе в связи с трудностью вымывания остатков кислоты из них. Оставшаяся кислота способствует возникновению интенсивной коррозии изделий. При введении двух дополнительных опера-

ций — окрашивания и промывки в холодной воде — между операциями 4 и 5 можно получить любой цвет окраски. С применением минеральных пигментов образуется более прочный слой. Толщина, пористость, цвет и твердость слоя могут изменяться в зависимости от продолжительности анодирования и величины плотности тока.

Анодированный слой, полученный по приведенной технологии, устойчив к воздействию атмосферы промышленных городов и распылению солевой струи.

Штампованные заготовки рекомендуются анодировать в растворе H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> на толщину слоя 2,5 мк и дополнительно анодировать в продолжении 1 мин в разбавленной хромовой кислоте при низком напряжении [6].

Двойное анодирование имеет преимущества по сравнению с одинарным анодированием при толщине слоя 10—12 мк. При двойном анодировании продолжительность процесса сокращается в 3—4 раза и операции закрепления слоя менее продолжительны и менее сложны. Температура электролита при двойном анодировании не имеет большого значения и может повышаться с 20 до 26°С. Применяется плотность тока низкая (1,2—0,8 а/дм<sup>2</sup>), поэтому загрузка на ванну увеличивается до 50%. Анодированный слой получается эластичным и лучше выдерживает изгиб или вытяжку.

Блестящее анодирование все более широко применяется для защитно-декоративной отделки автомобильных деталей. В Англии более 20 новых моделей автомобилей имеют блестящую отделку под цвет деталей из сплава, содержащего 99,8% Al [1]. Технология такой отделки следующая: 1) снятие шлама в растворе HNO<sub>3</sub>; 2) химическое полирование в растворе «Phosbrite 159» при температуре 100—105°; для предупреждения образования порос на поверхности алюминия производится интенсивное вибрирование изделий в вертикальном направлении, что способствует удалению пузырьков с его поверхности (раствор «Phosbrite 159» содержит H<sub>3</sub>PO<sub>4</sub>, HNO<sub>3</sub> и H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub>); 3) анодирование производят в растворе H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> при температуре 15° и плотности тока 1,5 а/дм<sup>2</sup>; 4) закрепление анодированного слоя в горячей воде; 5) сушка горячим воздухом. Продолжительность операций от 30 сек до 5 мин.

При исследовании образования анодированного поверхностного слоя [7] в электролитах сильных кислот выяснилось, что он двойной по своей природе и состоит из шестигранных ячеек (рис. 2). Нижний слой является защитным, а верхний пористым. Толщина защитного слоя, размеры и количество пор в пористом слое зависят от применяемого электролита и начального напряжения анодирования. Каждая ячейка имеет одну пору, диаметр которой постоянен в области, прилегающей к защитному слою. Современные процессы анодирования в серноокислых электролитах не обеспечивают надежной защиты алюминия от коррозии при длительной эксплуатации, и поэтому рекомендуется применять смесь кислот: органические кислоты с небольшой добавкой серной кислоты. Применяется щавелевая кис-

лота. При помощи этой кислоты образуется анодированный толстый прочный слой, окрашенный в латуноно-желтый цвет. Режим анодирования в щавелевой кислоте: температура 0—60°, напряжение 55—70 в, плотность тока 1,2 а/дм<sup>2</sup>. Наиболее перспективным является «Kalcolog»-процесс. В состав раствора

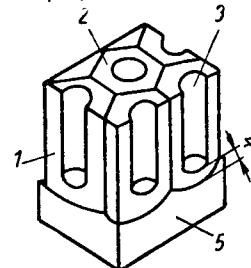


Рис. 2. Структура анодной пленки: 1 — стенка ячейки; 2 — ячейка; 3 — диаметр поры; 4 — барьерный слой; 5 — основной металл.

при этом процессе входят 7,5% (весовых) сульфосалициловой кислоты и незначительная добавка сульфатов: H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> или Fe(SO<sub>4</sub>)<sub>3</sub>. Анодирование производят при комнатной температуре. Анодированный слой очень твердый. Окраска его прочная и имеет различные оттенки, зависящие от толщины слоя. Анодированный слой из новых электролитов рекомендуется закреплять в разбавленном ланолине, закрепление же в бихроматах эффекта не дает.

Особый интерес представляет применяемое износостойкое и антикоррозийное покрытие на алюминии типа керамики. Как сообщает Стапп [8], при этом способе на поверхности алюминия образуется более прочное окисное покрытие по сравнению с обычным анодированным слоем. Рассеивающая способность рабочего раствора очень высокая — покрываются внутренние поверхности алюминиевых труб длиной более 3 м. В этом процессе стальные ванны из нержавеющей стали являются катодами. Состав раствора Стаппом не раскрывается, но он сообщает, что раствор содержит минеральные кислоты, растворяющие алюминий и выделяющие необходимое количество кислорода, для образования окисного слоя, а также органические кислоты, способствующие равномерному распределению тока по поверхности деталей. Рекомендуется следующий режим работы: анодная плотность тока 1,2—1,5 а/дм<sup>2</sup> при напряжении 15—150 в и температуре раствора —10°.

Толщина образующего окисного слоя равномерна по всей поверхности деталей и за 15 мин составляет 12,5 мк, а за 55 мин повышается до 15 мк. Низкая температура поддерживается непрерывной циркуляцией раствора через холодильник, расположенный над ванной или сбоку ее. Покрытые детали промываются холодной водой и сушатся. Окисный слой закрепляется кипячением в горячей воде в течение 1 ч. Цвет покрытия можно получить различный в зависимости от состава алюминия и толщины окисного слоя. Образованное покрытие очень твердое, но не хрупкое, и с ним допускается обращение как со стальной продукцией.

При испытании распылением соляной струи покрытие выдержало без разру-

шения 13 000 ч, в то время как на стандартном анодированном слое, испытанном в аналогичных условиях, коррозия появлялась через 250 ч.

Окисный слой обладает высокой диэлектрической прочностью и применяется как изоляция для электрического, электронного оборудования и форм для намоток, противостоящих напряжению 4000 в.

Широко применяется эта обработка и в автомобильной промышленности для алюминиевых поршней, клапанов, пальцев, цилиндров, тормозных барабанов и других деталей. Окись алюминия противостоит нагреву, поэтому такая обработка может применяться для деталей, подверженных прерывистому пламени.

По сравнению с твердым хромом стоимость такой обработки на 40% ниже, но качество ее выше хромирования, так как оно не отслаивается и не образует утолщений.

Вообще стоимость твердого анодирования, по литературным данным, в 3 раза больше обычного анодирования.

Большое влияние на качество анодирования имеет состав сплава алюминия. Сплав алюминия с 0,5—2,0% магния лучше воспринимает анодирование, чем сплав алюминия с кремнием, причем твердость и прочность сплава значительно повышаются. Добавление 1% цинка к чистому алюминию или сплаву алюминий—магний способствует образованию более плотной анодированной пленки.

Для блестящего анодирования применяют сплавы, содержащие 99,99 и 99,8% алюминия [9]. Сплавы, содержащие 99,8% алюминия, экономичны, имеют удовлетворительную прочность, хорошо освещаются и анодируются. Вредными компонентами сплава являются Mn, Si и особенно Fe. Перспективны следующие сплавы: Al—Mg; Al—Cu; Al—Zn; Al—Mg<sub>2</sub>—Si.

Для листов и глубокой вытяжки изделий находят широкое применение сплав Al—Zn—Mg. Он обладает хорошими механическими свойствами и легко анодируется.

Для литых изделий матовое анодирование имеет преимущества перед блестящим. Литые под давлением считается более перспективным при освоении обработки алюминиевых сплавов давлением. Оно имеет мелкозернистую структуру, но содержит окислы, которые затрудняют анодирование.

В зарубежной литературе указывается, что после 45-недельного испытания вне помещения блестящий анодированный алюминий показал лучшие результаты, чем двухслойное покрытие никель—хром.

Решетка радиатора после 48 000 км пробега не имела нарушения анодированного слоя, в то время как хромированные детали на этом же автомобиле имели разрушение покрытия.

Большое значение для повышения защитных свойств анодированного слоя имеет температура воды, закрепляющей слой [10]. С повышением температуры от 98 до 105° защитные свойства слоя повышаются на 230%. Минимальный вес защитного анодированного слоя соответствует 6 г/м<sup>2</sup>, а в автомобильной промышленности применяют слой весом 17 г/м<sup>2</sup>, что соответствует толщине слоя 7,5 мк.

Производят следующие антикоррозионные испытания анодированной поверхности:

1) 250-часовые испытания в 5%-ном растворе соли при наклоне деталей под углом 15 и 45°; испытания с наклоном под углом 45° считаются более жесткими;

2) 250-часовые испытания в дистиллированной проточной воде при комнатной температуре;

3) 1000-часовые испытания при 100%-ной влажности;

4) испытания «Cass» и «Corrodokote»<sup>1</sup>;

5) 3-минутное испытание «ФАСТ», которое основано на применении электрического тока 0,8 ма на поверхности образца и измерения требуемого напряжения при прохождении тока или измерения сопротивления: чем выше защитные свойства слоя, тем больше напряжение.

Для оценки качества твердых анодированных поверхностей Оуэнс [11] рекомендует применять четыре метода контроля: на отсутствие пористости слоя, с помощью модифицированного абразивного круга на диэлектрическую прочность и вдавливание. Оуэнс предлагает следующий стандарт для контроля качества твердого анодированного слоя толщиной 25 мк: питинг не должен появляться в течение 96 ч при испытании распылением солевой струи. Потери металла не должны превышать 40 мг для сплавов с медью и 20 мг для всех остальных алюминиевых сплавов, когда они подвергаются абразивному испытанию «Faber» при 10 000 циклов с кругом CS-17, нагрузкой в 1000 г при 70 об/мин. При определении диэлектрической прочности образцы не должны показывать пробой слоя ниже 1200 в для сплавов с медью и 800 в для всех остальных сплавов. Образцы должны противостоять вдавливанию на твердо-

мере Клоор с нагрузкой 500 г. Длина главной диагонали отпечатка не должна превышать 150 мк для сплавов с медью и 130 мк для всех других сплавов.

Наряду с применением твердого анодирования алюминия применяются твердое хромирование и химическое никелирование. Хромируют алюминий в стандартном хромовом электролите, содержащем 250 г/л CrO<sub>3</sub>; 2,5 г/л H<sub>2</sub>SO<sub>4</sub> при плотности тока 30—50 а/дм<sup>2</sup>. Толщина слоя твердого хрома принята 50—250 мк. Детали сложной конфигурации не хромируют из-за плохой рассеивающей способности хромовых электролитов. Максимальная толщина слоя никеля при химическом никелировании для некоторых деталей допускается до 75 мк, а обычно наращивается меньшая толщина.

Химическим никелированием канавок и части поршня на толщину слоя никеля 12,5—17,5 мк уменьшают износ поршневых канавок и этим предотвращают разрушение поршней и предупреждают возникновение коррозии на их поверхности от продуктов сгорания топлива, содержащих свинец. Никелированные поршни термообработывают при температуре 230° в течение 4 ч [4].

Таким образом, применение анодированного алюминия и его сплавов является полноценной, а в некоторых случаях и более качественной заменой нержавеющей и углеродистых сталей, а также меди, никеля и хрома.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. „Metalwork Product“ № 50, 1961, стр. 13.
2. Nelson G. D., Knapp C. J., „Modern Metals“ № 8, 1961.
3. „West Metalwork“ № 8, 1958, стр. 21—24.
4. „Metal Progr.“ № 1, 1958, стр. 112—114, 146, 148, 150, 153—154, 156.
5. Ihuler Fred G., „Precis Metal Mold“ № 11, 1958.
6. „Precis Metal. Mold“ № 12, 1960, стр. 47—48.
7. Капе J. M., „Electroplating and Metal. Finish“ № 11, 1961.
8. Itapp John, „Pacif. Factory“ № 5, 1957, стр. 24—25.
9. „Metal Progr.“ № 1, 1960, стр. 87—91, 168, 170, 172, 174.
10. Caynes Norman „Metal. Finish“, № 6, 1961.
11. Owen Ellis., „Iron Age“, № 7, 1959.

<sup>1</sup> Соловьев Н. А. «Автомобильная промышленность», 1962, № 3.

Канд. техн. наук Н. А. СОЛОВЬЕВ

## ВЕСОСОЮЗНЫЙ СЕМИНАР ПО РАДИОИЗОТОПНОЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНОЙ ТЕХНИКЕ

В ОКТЯБРЕ 1962 г. в г. Тбилиси проходил очередной Всесоюзный семинар по радиоизотопной измерительной технике, созданный по инициативе Академии наук СССР, Академии наук Грузинской ССР, Государственного комитета Совета Министров СССР по использованию атомной энергии и Государственного комитета Совета Министров Грузинской ССР по координации научно-исследовательских работ. Целью семинара было обсуждение достижений советских ученых в области применения ядерных излучений и радиоактивных изотопов в приборостроении (радиоизотопного приборостроения) и их применение в промышленности для автоматизации и контроля производственных процессов.

В работе семинара приняли участие более 250 чел., представляющие институты АН СССР и союзных республик, отраслевые научно-исследовательские институты, конструкторские бюро, заводы и высшие учебные заведения.

В течение пяти дней было заслушано и обсуждено более 70 докладов и сообщений. Наибольшее число из них было посвящено приборам и средствам автоматизации производственно-технологических процессов на основе использования ядерных излучений и радиоактивных изотопов.

Среди радиоизотопных приборов, предназначенных для автоматизации производственных процессов, наибольшее распространение в различных отраслях промышленности получили уровнемеры, толщиномеры, плотномеры. Поэтому на семинаре многие доклады были посвящены приборам для автоматического бесконтактного контроля и регулирования уровня жидкостей в закрытых сосудах.

Так, например, в докладах Л. А. Балдовского, В. К. Латышева и др. рассматривается система автоматического регулирования уровня стали в кристаллизаторе с пропорциональным радиоизотопным датчиком. Точность поддержания уровня стали в кристаллизаторе составляет  $\pm 3$  мм, что вполне удовлетворяет техническим требованиям.

В докладах П. Л. Грузина, В. И. Афанасьева и др. дается метод бесконтактного измерения уровня и профиля среды с использованием явления рассеяния ядерного излучения веществом. При этом как источник, так и приемник излучения монтируются выше уровня среды и при необходимости могут быть полностью изолированы от стенок резервуара. Эта особенность существенно облегчает монтаж уровнемера на ковшах и емкостях с расплавленным металлом. Кроме того, указанный метод допускает возможность измерения уровня во многих точках, т. е. профиля поверхности сыпучих материалов.

В докладах К. С. Фурмана, Л. И. Шавочкина и др. содержатся материалы по разработке общепромышленного радиоизотопного уровнемера (индекс УР-8), предназначенного для непрерывного дистанционного измерения, записи и регулирования уровня (или границы раздела двух сред, различающихся по плот-

ности), без непосредственного соприкосновения измерительного элемента с контролируемой средой.

Испытания подтвердили следующие данные прибора: диапазоны измерения, записи и регулирования 2; 4; 6; 8 и 10 м; основная погрешность измерения  $\pm 1$  см, скорость слежения за положением уровня 10 см/мин.

Уровнемеры указанного типа могут получить широкое применение для определения и автоматизации регулирования уровня жидких металлов в вагранках, красок в цистернах и нагнетательных бочках, жидкостей в емкостях термических цехов; масла и топлива в цистернах заправочных станций автозаводов и т. п.

В докладах В. И. Кутовой, В. И. Стеценко изложено теоретическое обоснование метода измерения плотности металла в зависимости от его температурного состояния, а также приведены некоторые результаты непрерывного бесконтактного измерения плотности металлов в твердом и жидком состоянии по изменению поглощения гамма-излучения.

На этом принципе могут быть построены приборы, применяемые в термических и других цехах автозаводов для автоматизации контроля и регулирования температур изделий или среды.

К. С. Фурман и Ю. П. Кочеров привели данные по разработке общепромышленного радиоизотопного прибора ИПР-1, предназначенного для автоматического контроля и регулирования плотности жидкости (или границы раздела двух сред, различающихся по плотности), без непосредственного соприкосновения измерительного элемента с контролируемыми средами.

Прибор предназначен для работы во взрывоопасной среде, например, с аммиаком, бензином, бензолом, этиленом, светильным газом, коксовым газом, спиртом, серным эфиром.

Датчик этого прибора может работать при температуре окружающей среды от  $-30$  до  $+80^\circ\text{C}$  и относительной влажности до 100%.

Лабораторные испытания опытного образца прибора ИПР-1 подтвердили его следующие основные технические данные: номинальное значение плотности  $0-2,5$  г/см<sup>3</sup>; регулируемые пределы измерения от  $0,05-0-0,05$  до  $0,5-0-0,5$  г/см<sup>3</sup>; регулируемая постоянная времени 215—210 сек.

Основная погрешность не превышает  $\pm 0,01$  г/см<sup>3</sup> при ежесуточном контроле и коррекции показаний.

Такие приборы могут быть использованы для измерения плотности жидкого стекла в автоклавах и других сосудах для определения границы раздела шлака — расплавленный металл в вагранках, водо-масляной эмульсии и централизованных отстойниках механических цехов и для других целей в автомобилестроении.

Г. П. Гордадзе, Л. М. Мосулишвили, И. А. Наскидашвили представили описание прибора для непрерывного автоматического контроля и регулирования плотности навивки.

Действие прибора основано на изме-

нении ослабления  $\beta$ -излучения в зависимости от плотности поглощающего материала.

В качестве источника излучения используется стронций-90 с итрием-90 активностью порядка 20 мк·кюри, а в качестве детектора — торцовый счетчик типа СБТ-7.

Прибор может быть использован для измерения плотности различных веществ в интервале от 10 до 600 мг/см<sup>2</sup>, например, при контроле плотности навивки воздухоочистителей и других агрегатов, а также для определения плотности обивочных материалов автомобиля.

В некоторых докладах дано описание радиоизотопных приборов для автоматического непрерывного бесконтактного измерения и регулирования толщин и разностенности изделий. Так, например, в докладе В. К. Латышева и др. содержится описание разработанного в ЦНИИЧМ цифрового радиоизотопного измерителя толщины типа «ЦИТРА», предназначенного для непрерывного бесконтактного измерения и регулирования толщины горячего толстолистового проката и имеющего следующие основные характеристики: диапазон измеряемых толщин 10—100 мм стали; точность измерения  $\pm 0,1$  мм в диапазоне 10—40 мм и  $\pm 0,2$  мм в диапазоне 40—100 мм; индикация показаний — цифровая; быстрое действие — одно измерение в 1 сек.

В качестве источника излучения используется цезий-137. Детектором служит сцинтилляционный счетчик, состоящий из фотоумножителя ФЭУ-11 и кристалла NaJ(Tl) размером 80×80 мм.

После переделки и уменьшения величин радиоактивности источника такой прибор может быть использован в штамповочных и листопркатных цехах автозаводов для контроля и автоматизации технологических процессов.

А. А. Архангельский доложил об устройстве для бесконтактного непрерывного измерения разностенности труб, основанного на зависимости поглощения гамма-излучения от толщины материала с использованием сцинтилляционных счетчиков и радиоактивного цезия-137.

В докладах В. Н. Карпова, В. В. Ключева рассматриваются вопросы, связанные с контролем и измерением разностенности труб длиной до 1,0—1,5 м и толщиной стенки до 0,5 мм, с использованием точечного излучателя стронция-90, пластического сцинтиллятора и фотоумножителя типа ФЭУ-14.

Аналогичный прибор может быть эффективно применен на автозаводах для определения разностенности гильз цилиндров, а в некоторых случаях и для определения разностенности радиаторных труб, а также для контроля качества стыковой сварки на кожухах передних и задних полусей автомобилей.

Некоторые сообщения были посвящены определению плотности жидкости в трубопроводах, основанному на принципе поглощения  $\gamma$ -лучей радиоактивных изотопов.

В некоторых докладах приведены описания приборов, предназначенных для бесконтактного измерения и контроля толщины и неровности гальвано-, лако-

красочных и других покрытий, основанных на эффекте изменения интенсивности рассеянного  $\beta$ -излучения в зависимости от толщины покрытия.

В докладах Ю. С. Заславского, Г. И. Шора, А. Д. и Е. Д. Стукиных изложены материалы по изучению явления лако- и нагарообразования в камерах сгорания двигателя, основанных на принципе измерения обратного рассеянного  $\beta$ -излучения.

В докладах Р. А. Срапенянца, К. С. Цагалова и др. приведено описание радиоизотопных измерительных установок, применяемых для автоматической регистрации износа деталей и определения момента залегания радиоактивных поршневых колец двигателя в стендовых и лабораторных условиях.

Для изучения одновременного изнашивания двух радиоактивных деталей двигателя (гильз цилиндров и поршневых колец), помеченных соответственно  $\gamma$ -излучателями  $Fe^{59}$  с энергией излучения 1,1—1,3  $Mэв$  и  $Cs^{137}$  с энергией 0,32  $Mэв$ , был использован разработанный ими двухканальный амплитудный анализатор импульсов с монокристаллом  $NaJ(Tl)$  и фотоумножителем типа ФЭУ-29.

В сообщении А. Х. Элиава приведены материалы по методике измерения радиоактивности продуктов износа, содержащихся в смазочном масле, в том числе и по методике одновременного измерения величин продуктов износа двух радиоактивных деталей, содержащихся в одной смазке и излучающих  $\gamma$ -лучи различной энергии, с использованием выпускаемой промышленностью стандартной радиометрической аппаратуры.

В докладах В. Я. Моисеева и В. И. Постникова описан новый метод изучения изнашивания деталей машин, сущность которого состоит в определении износа не по активности унесенных смазкой частиц — продуктов износа, а по определению уменьшения активности самих активированных деталей или режущих пластин. Необходимой предпосылкой применения нового метода, по мнению авторов, является соответствие величин глубины износа деталей и глубины активированного слоя. Это достигается применением методики активации деталей заряженными частицами — дейтонами и протонами высокой энергии, получаемыми в циклотронах.

Новый метод исследования, как указывают авторы, был применен для изучения изнашивания цилиндров судовых двигателей. Предварительно на образцах ими определялась зависимость уменьшения активности от глубины сошлифовки активированного по марганцу 54 слоя, что позволило в процессе испытаний двигателей по уменьшению активности вставки определять абсолютные (в микронах) величины износа цилиндра.

Авторы отмечают удовлетворительное соответствие между результатами, по-

лученными по новой методике и по методике вырезанных лунок.

Данный метод был применен и для изучения изнашивания режущего инструмента. Установлено удовлетворительное соответствие между уменьшением активности пластинки и наибольшим ее линейным износом по задней грани, определявшимся лупой Бригеля и инструментальным микроскопом.

Применение указанного метода дает возможность непрерывного автоматического измерения износа инструмента и автоматической подналадки станков в зависимости от степени износа инструмента.

В некоторых докладах изложены материалы, касающиеся применения радиоактивных изотопов для автоматизации транспортных средств. Например, в докладах В. А. Каландадзе, О. Г. Кервалишвили, А. В. Степанова и др. рассказывалось об опыте успешного применения на подвесных канатных дорогах радиоактивных изотопов в качестве датчиков путевых выключателей.

Датчики такого типа могут быть использованы для автоматизации внутризаводского транспорта.

Н. Н. Шумиловский, Л. Н. Якименко и др. сообщили об опыте применения модулированного радиоактивного излучения для непрерывного автоматического дистанционного контроля и измерения расхода жидких металлов.

В докладе Г. А. Адаяна дается описание прибора, предназначенного для непрерывного бесконтактного взвешивания, дозирования и регулирования подачи различных сыпучих материалов, основанного на использовании комптон-эффекта.

Такие приборы могут быть использованы в автосборочных цехах для автодозирования различных жидкостей (масла, топлива, воды), для определения расхода топлива в цистернах кузнечного цеха, а также в литейных цехах для определения и автодозирования формовочных материалов.

Многие доклады, сообщения и выступления были посвящены радиометрическим методам определения состава веществ и на этой основе — автоматизации некоторых технологических процессов. В качестве источников облучения при нейтронном активационном анализе веществ применялись полониево-бериллиевые источники интенсивностью  $5 \cdot 10^6$ — $2 \cdot 10^7$  нейтрон/сек или же урановая система — нейтронный размножитель НР-1.

В ряде случаев для автоматического контроля содержания некоторых компонентов в веществе использовались явления рассеяния  $\beta$ -излучения и поглощения  $\gamma$ -излучения, испускаемых изотопной мишенью.

Х. Б. Авсарогов и С. Ф. Кузькин рассказали о нейтронно-абсорбционном методе определения содержания лития в руде и в продуктах обогащения.

В докладе В. В. Гвахария и И. Г. Таркашвили описывается установка для автоматического контроля и регулирования процесса обогащения марганцевой руды методом нейтрального активационного экспресс-анализа.

Н. Н. Шумиловский, Л. В. Мельцер и др. сообщили о радиоизотопном методе автоматического контроля содержания сурьмы в продуктах обогащения, основанном на явлении обратного рассеяния  $\beta$ -излучения.

Аналогичные приборы могут быть использованы для определения содержания различных компонентов в автоматизированных.

Об определении влажности среды дисперсных систем рассказывалось в докладе Н. И. Скворцовой и Я. Э. Чударса.

Такой прибор найдет применение в литейном цехе для определения влажности формовочных материалов.

Большое количество докладов и сообщений было посвящено теоретическим проблемам, расчету, конструированию и доводке радиоизотопной аппаратуры общего назначения (В. Н. Афанасьев, Н. Н. Шумиловский, Л. В. Мельцер, Ю. В. Гушин, В. О. Гайдучик и др.)

одно- и многоканальным амплитудным анализатором импульсов (С. И. Бабиченко, И. С. Крашенинников, Л. Н. Крылов и др.), анализу точности, устойчивости и эффективности работы радиоизотопных приборов методом уменьшения статистической ошибки, улучшения стабильности чувствительности аппаратуры (А. С. Харитонов, И. М. Таксар, В. А. Янушковский и др.), выбору изотопов и оптимальной величины скорости счета детектора  $\gamma$ -реле, новым типам релейного приема ядерных излучений (М. Г. Гольдин, И. Р. Линецкий и др.) и т. п.

Некоторые доклады и большое количество выступлений были посвящены применению радиоактивных изотопов на отдельных заводах и опытам работы базовых радиоизотопных лабораторий совнархозов. Так, В. С. Гостищев рассказал о проектно-конструкторских и других работах базовой изотопной лаборатории Ростовского совнархоза, а А. В. Пугачев — о применении радиоизотопных приборов на Новотульском металлургическом заводе.

Семинар вызвал большой интерес, выявил значительное расширение области применения радиоактивных изотопов в научно-исследовательской работе, в производственной практике и показал возросший научно-технический уровень проводимых работ. Вместе с тем было отмечено много проблем и практических задач, решение которых с применением радиоактивных изотопов и ядерных излучений могло бы дать значительные эффективные результаты и которые все еще недостаточно разрабатываются и внедряются в практике производства.

**А. Х. ЭЛИАВА,  
И. А. НАСКИДАШВИЛИ.**

## ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ ПО КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ АВТОМОБИЛЕЙ, ВНЕДРЕННЫЕ В ПРОИЗВОДСТВО

### Список № 3

Н. В. Чернобаев и др. Устройство для разгрузки многоэтажных прессов с листовыми материалами. Авторское свидетельство № 136534 [1961, № 5]. Ленинградский совнархоз.

А. Г. Аркадьев и др. Способ измерения сопротивления электролита алюминиевых электролизов. Авторское свидетельство № 136566 [1961, № 5].

В. Л. Шмарц и др. Устройство для химического размерного фрезерования деталей. Авторское свидетельство № 136612 [1961, № 5]. Ленинградский совнархоз.

С. А. Панов и др. Универсальная смазка. Авторское свидетельство № 137048 [1961, № 6]. Свердловский и Удмуртский совнархозы.

В. И. Кулаков и др. Стержень для отливки полых слитков деформируемых алюминиевых сплавов. Авторское свидетельство № 137239 [1961, № 7]. Свердловский совнархоз.

А. Ф. Григорьева и др. Способ футеровки лабораторных ванн под химическое никелирование. Авторское свидетельство № 137359 [1961, № 7]. Совнархоз Удмуртской АССР.

А. И. Латыш. Скиповое загрузочное устройство. Авторское свидетельство № 137480 [1961, № 8]. Донецкий совнархоз.

Е. К. Ковшиков и др. Закалочный бак. Авторское свидетельство

№ 137528 [1961, № 8]. Совнархоз Грузинской ССР.

С. Ф. Патрин и др. Машина для извлечения слитков из изложниц. Авторское свидетельство № 137643 [1961, № 8]. Кемеровский совнархоз.

П. Н. Кудрявцев и др. Фреза. Авторское свидетельство № 137662 [1961, № 9]. Ленинградский совнархоз.

И. Н. Шкляр и др. Способ защиты от окисления в процессе горячего накатывания шестерен. Авторское свидетельство № 137879 [1961, № 9]. Московский городской совнархоз.

Н. Ф. Легейда и др. Агрегат для закали пальцев рулевой тяги автомобиля. Авторское свидетельство № 137945 [1961, № 9]. Харьковский совнархоз.

А. К. Андрианов и др. Коррозионностойкий сплав на осмиевой основе. Авторское свидетельство № 138060 [1961, № 9]. Ленинградский и Свердловский совнархозы.

В. И. Артамонов и др. Барабан для гальванической обработки деталей. Авторское свидетельство № 138120 [1961, № 9]. Московский областной совнархоз.

А. А. Лебедев. Раствор для химического полирования цветных металлов и сплавов. Авторское свидетельство № 138125 [1961, № 9]. Государственный Комитет Совета Министров СССР по радиоэлектронике.

В. А. Павловский. Приспособления для накатки деталей роликами или шариками. Авторское свидетельство № 138636 [1961, № 11]. Министерство путей сообщения СССР.

Ф. Н. Павадзе и др. Способ закали штампов. Авторское свидетельство № 141170 [1961, № 18]. Совнархоз Грузинской ССР.

Ю. В. Сухоруков. Газовая печь для термической обработки сварных соединений. Авторское свидетельство № 141572 [1961, № 19]. Министерство строительства электростанций СССР.

А. Готьятов и др. Устройство для автоматической смазки осей роликов конвейеров. Авторское свидетельство № 144181 [1962, № 2]. Кемеровский совнархоз.

Ф. М. Воробьев и др. Устройство для выбивных решеток литейного цеха. Авторское свидетельство № 144971 [1962, № 4]. Министерство путей сообщения СССР.

А. И. Макеев и др. Барабан непрерывной очистки литья. Авторское свидетельство № 144972 [1962, № 4]. Тульский совнархоз.

М. И. Брекман и др. Инструментальная сталь для штампов. Авторское свидетельство № 145609 [1962, № 6]. Ленинградский совнархоз.

## КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

Б. В. Гольд. «Конструирование и расчет автомобиля», Машгиз, 1962.

**РЕЦЕНЗИРУЕМАЯ** книга Б. В. Гольда содержит обзор основных проектируемых элементов автомобиля. В каждой главе, относящейся к определенному механизму, освещаются следующие вопросы: назначение механизма и его классификационные подразделения, удельный вес в общем весовом балансе автомобиля, теоретические основы проектирования агрегата, особенности конструкции и расчет на прочность. Этот последний раздел каждой главы, являющейся основной специальностью автора, выполнен особенно четко, изложен ясным языком с приведением схем нагружения отдельных деталей.

Рассматривая общее построение книги, следует указать, что было бы более правильным после очень нужных материалов общего порядка, приведенных в главе I «Методика установления нагрузок в механизмах и узлах автомобиля», изложить вопросы общих компоновок автомобиля (глава XIII), являющихся (по мнению рецензента) основными для конструктора автомобиля. И только после этого изложить остальные главы по узлам.

Соответственно целесообразно увеличить объем главы XIV «Конструирование перспективных типов автомобилей».

Недостатком книги является ограниченный объем в области анализа конструкций, что снижает ценность книги.

Книга не свободна также от мелких недостатков. Например, рассматривая рулевую трапецию, автор не указывает, как подобрать ее углы; ссылка на другой труд этого же автора, хотя и правильна, но достаточно неудобна читателю, учитывая, что год издания этого труда 1957. Этот материал следовало изложить в рецензируемой книге.

В табл. 2 (рис. 36) среди приведенных легковых автомобилей нет ни одного с четырехступенчатой коробкой передач, даже в классе малого литража.

На стр. 168, на фиг. 102, приведен в качестве кардана неравной угловой скорости кардан, снабженный стальными втулками, применявшийся ранее на автомобиле ЗИС-5. Этот тип кардана устарел и снят с производства.

На стр. 183 один из гомокинетических карданов назван именем изобретателя — Рцеппа, а другой называется типа ГАЗ-63. Это неточно, так как он применяется и на автомобилях ЗИЛ-157, ГАЗ-69, УАЗ-450 и др. Правильнее его нужно было назвать шариковый кардан типа Вейсс (по имени изобретателя), примененный на автомобиле ГАЗ-63.

В разделе «Основы конструирования главных передач» недостаточно приведено конструктивных примеров гипонидных передач, например, нет грузовой гипонидной передачи и нет гипонидной пары, позволяющей при наличии силового блока коробки передач и главной передачи вместо двухвальной схемы иметь обычную трехвальную (типа Рено).



В разделе «Подвески» очень мало внимания уделено так называемой «подвеске с качающейся свечой», имеющей сейчас широкое распространение. Вместо нее разобрана схема «свечой» подвески, в настоящее время редко встречающейся.

В этом же разделе, на стр. 280, сказано о желательности уменьшения бокового крена на повороте. Желательно было бы сказать и о новой теории устойчивости, в которой говорится о целесообразности крена сзади, при наличии независимой подвески задних колес с качанием в поперечной плоскости.

В разделе листовых рессор также было бы целесообразно сказать об однолистных рессорах.

В главе IX «Колеса и шины», говоря о массивных и эластичных шинах, следовало более ясно выразить мысль о том, что

эти типы шин на современных автомобилях уже не применяются.

Для лучшего восприятия необходимо при описании конструкций упоминать фирмы и модели как отечественные, так и зарубежные.

Несмотря на отмеченные недостатки, книга представляет большой интерес для студентов технических вузов и является справочной книгой для конструкторов.

Канд. техн. наук **Б. М. ФИТТЕРМАН**  
НАМИ

## НОВЫЕ КНИГИ

Миркин М. С. Технология обработки деталей с глубокими и узкими пазами. Л., Машгиз, 1963. 132 с., т. 5000, ц. 39 коп.

Методы получения заготовок. Станки, применяемые для фрезерования пазов. Конструкция фрез и технология их изготовления. Выбор рациональных режимов резания и обеспечение точности обработки деталей с глубокими и узкими пазами.

Для технологов и конструкторов.

Мягков В. Д. Краткий справочник конструктора. Л., Машгиз, 1963. 544 с., т. 50 000, ц. 1 р. 73 к.

Данные по основным размерам, допускам, посадкам и чистоте поверхности. Соединения и элементы деталей. Материалы, применяемые в машиностроении (металлы, сплавы, пластмассы). Выбор масштабов и форматов чертежей.

Для конструкторов-машиностроителей.

Организация научных исследований в промышленности США. Пер. с англ. Под ред. О. Н. Таленского. М. Изд-во иностр. литературы, 1962. 315 с., ц. 1 р. 52 к. в пер.

Описание методов и практики организации научных исследований в промышленности США: выбор тематики для исследований; организация и внутренняя структура исследовательских учреждений; функции руководителей научных исследований и подбор кадров; снабжение и финансирование научных исследований; представление отчетов о работе и научные публикации; проектирование зданий для научных лабораторий.

Для работников научно-исследовательских институтов и проектно-конструкторских бюро.

Петрушов В. А. и Сперанский Н. Г. Испытания и методика расчета многодисковых фрикционных трансформаторов с внутренним контактом. М., Машгиз, 1963. 96 с. (Труды НАМИ. Вып. 52), т. 2230, ц. 30 коп.

Методика расчета и конструктивного выполнения многодисковых фрикционных трансформаторов, сформулированная на основе экспериментальной оценки их рабочих показателей в стендовых условиях.

Для инженерно-технических работников.

Самоль Г. И. и Гольдблат И. И. Газобаллонные автомобили. Изд. 3-е. М., Машгиз, 1963. 388 с., т. 4000, ц. 1 р. 42 к. в пер.

Топливо для газобаллонных автомобилей. Особенности работы двигателей внутреннего сгорания на газообразных топливах. Расчет и описание газового оборудования. Конструирование и технико-экономические показатели отечественных га-

зобаллонных автомобилей. Типы газонаполнительных станций.

Для инженерно-технических работников, связанных с проектированием, производством и эксплуатацией газобаллонных автомобилей.

Силаев А. А. Спектральная теория поддресоривания транспортных машин. М., Машгиз, 1963. 168 с., т. 1600, ц. 63 коп. в пер.

Сущность спектральной теории поддресоривания машин и ее практическое применение. Метод определения оптимального амортизатора. Определение переходных процессов в линейной поддресоривной системе при произвольном возмущении.

Для инженерно-технических работников.

Справочник машиностроителя в шести томах. Изд. 3-е, испр. и доп., т. 4, кн. 2. Под ред. Н. С. Ачеркана. М., 1963. 931 с., т. 78 000, ц. 1 р. 43 к. в пер.

Планетарные, цепные, фрикционные передачи и редукторы. Разъемные и неразъемные соединения. Пружины и рессоры. Смазочные и уплотняющие устройства. Специальные детали грузоподъемных машин. Арматура и соединительные части трубопроводов. Чертежи в машиностроении.

Для конструкторов.

Фельдман Г. Д. Холодное выдавливание стальных деталей. Пер. с нем. М., Машгиз, 1963. 188 с., т. 4000, ц. 91 коп. в пер.

Технологический процесс холодного выдавливания изделий из стальных заготовок. Конструирование инструмента, определение силовых и скоростных параметров оборудования. Устранение брака при выдавливании. Способы отделки поверхности выдавливаемых изделий.

Для инженерно-технических работников.

Цитович И. С., Вавуло В. А. и Хвальд Б. Н. Зубчатые колеса автомобилей и тракторов. Проектирование и расчет. Минск, М-во высшего, среднего и специального профессионального образования БССР, 1962. 396 с., т. 2640, ц. 1 р. 87 к.

Анализ существующих методик расчета зубчатых колес и обоснование единого унифицированного метода расчета в зависимости от условий работы проектируемых шестерен и от механических свойств металла. Расчетные листы с примерами.

Для конструкторов автотракторных заводов.

## **КНИГИ ПО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЮ, ИЗДАВАЕМЫЕ МАШГИЗОМ, НАХОДЯТСЯ В ПРОИЗВОДСТВЕ**

**ВИЛЬСОН К.** Вибрационная техника. Пер. с англ. 15 л. 1 р. 20 к.

В книге рассмотрены вопросы уравнивания колебаний двигателей внутреннего сгорания и способы изоляции этих колебаний от окружающих объектов, описаны уточненные методы решения задач о колебаниях с помощью электронных цифровых вычислительных машин. В книгу дополнительно включены конкретные примеры на решение задач о колебаниях на отечественных электронных цифровых вычислительных машинах.

Рассчитана на инженеров-конструкторов и механиков по двигателям внутреннего сгорания. Может быть полезна студентам старших курсов вузов.

**ЗИСЛИН С. Г. и др.** Атлас конструкций шасси автомобилей ГАЗ-51А, ГАЗ-51П, ГАЗ-63, ГАЗ-63А и ГАЗ-63Д. Изд. 2-е, испр. и доп. 76 л. 7 р. 85 к.

В атласе помещены рабочие чертежи узлов и деталей шасси автомобилей ГАЗ-51А, ГАЗ-51П, ГАЗ-63, ГАЗ-63А и ГАЗ-63Д; приведены технические характеристики этих автомобилей, а также сведения о допусках на свободные размеры и специальные технические условия на изготовление отдельных деталей.

Атлас предназначен для работников авторемонтных предприятий и для организаций, связанных с эксплуатацией указанных автомобилей, а также для конструкторов и технологов автомобильной промышленности.

**ИПАТОВ М. И.** Технич.-экономическая оценка конструкций автомобилей при проектировании (грузовые автомобили). 11 л. 60 к. в пер.

В книге дана технико-экономическая оценка конструкций проектируемого автомобиля (на примере грузовых автомобилей) на ранних стадиях подготовки производства — при проработке эскизного и технического проектов машины. Освещены вопросы себестоимости изготовления грузовых автомобилей, их производительности, себестоимости транспортных работ, выполняемых грузовым автомобилем. Рассмотрены экономические вопросы внедрения в производство нового грузового автомобиля.

Книга рассчитана на конструкторов и экономистов проектных организаций автомобилестроения.

**ЛИТВИНОВ А. С., РОТЕНБЕРГ Р. В. и ФРУМКИН А. К.** Шасси автомобиля. 35 л. 1 р. 90 к.

В книге дан анализ современных конструкций автомобилей, приведены методы расчета и применяемые материалы. Рассмотрены наиболее интересные зарубежные конструкции и основные тенденции развития современного автомобилестроения. В книге дан обзор конструктивных мероприятий, обеспечивающих заданные эксплуатационно-технические качества автомобиля.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников автомобильной промышленности и транспорта.

**МАЛЫШЕВ Г. А., ЕЗЕРСКИЙ А. Н.** Основы проектирования производства деталей из пластмасс в автомобилестроении. 15 л. 85 к.

В книге обобщен и систематизирован имеющийся опыт использования пластмасс в автомобильной промышленности. Описаны прогрессивные методы технологии изготовления автомобильных деталей из пластмасс. Объединение в одной книге сведений, разпыленных в настоящее время в многочисленных, главным образом, периодических изданиях, должно способствовать более широкому внедрению современных прогрессивных деталей из пластмасс в автомобилестроение.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников, занимающихся проектированием и ремонтом автомобилей.

**ПЕВЗNER Я. М. и ГОРЕЛИК А. М.** Пневматические и гидропневматические подвески автомобилей, 19 л. 1 р. 05 к.

Книга посвящена пневматическим и гидропневматическим подвескам новой области автомобильной техники, до недавнего времени почти совершенно неизвестной автомобилестроителям. За последние годы применение этих подвесок в автомобилестроении за рубежом быстро расширяется. Переход на пневматическую подвеску связан со значительными изменениями в конструкции всего автомобиля в связи с введением автоматического регулирования подвески, до сих пор никогда не применявшегося.

В книге даны анализ конструкций пневматических и гидропневматических подвесок, основы теории и расчета этих подвесок, а также особенности их эксплуатации.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников автомобильной промышленности и транспорта.

**СТЕПАНОВ Г. Ю.** Гидродинамическая теория машин на воздушной подушке. 4 л. 20 коп.

В книге рассматривается принцип действия машин на воздушной подушке (бесколесных машин) и дается их классификация. Излагается приближенная гидродинамическая теория этих машин и методика их расчета. На основе развитой теории сравниваются различные схемы машин по основным параметрам (давлению под машиной, расходу воздуха и др.). Кратко рассматриваются особенности расчета машин в движении и дается оценка их статической устойчивости.

Книга рассчитана на инженерно-технических работников автомобильной промышленности.

**Управляемость и устойчивость автомобиля.** Сборник статей. Под ред. д-ра техн. наук А. С. Литвинова. Пер. с англ. 18 л. 1 р. 39 к.

В сборнике рассмотрены вопросы теории качения эластичного колеса, теории устойчивости и управляемости автомобиля, приведены результаты экспериментов по этим вопросам, дано описание установки для испытания шин.

Сборник представляет интерес для конструкторов, занимающихся проектированием подвески, рулевого управления; для научных работников шинной и автомобильной промышленности, преподавателей вузов.

**ЧИРКИН А. П. и РЕЗНИК И. Г.** Дизельная топливная аппаратура. Справочник. 20 л. 1 р. 65 к.

Справочник содержит описания конструкции и технические характеристики всех основных типов топливной аппаратуры, применяющихся в настоящее время на стационарных, судовых, транспортных, автомобильных и тракторных дизелях.

Представлены данные о топливной аппаратуре золотниковой, клапанной, электромагнитной и аккумуляторного типов, а также о конструкциях с газовым толкателем и аппаратуре специального исполнения.

Кроме того, в справочнике помещены сведения о новых опытных образцах топливной аппаратуры и дан сбор патентов отечественной и зарубежной аппаратуры.

Предназначен для инженерно-технических работников конструкторского бюро и исследовательских институтов дизелестроения, может быть полезен студентам вузов и техникумов соответствующих специальностей.

На книги, находящиеся в производстве, книжные магазины Книготоргов принимают предварительные заказы и извещают заказчиков о поступлении книг в магазин.