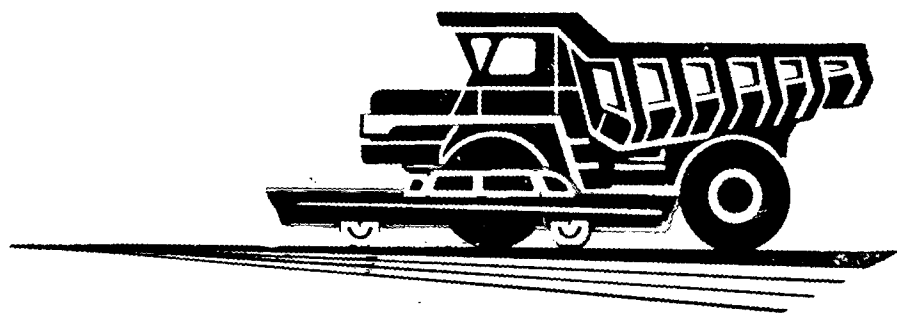


7

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

3

1964



Содержание

В. В. Лукин — Пути повышения долговечности и качества продукции, выпускаемой автомобильной промышленностью	1
КОНСТРУИРОВАНИЕ, ИССЛЕДОВАНИЯ, ИСПЫТАНИЯ	
И. М. Ленин, Ю. Г. Горнушкин — Влияние способа подогрева впускного трубопровода на работу двигателя ЗИЛ-130 при неустановившемся режиме	6
Ф. Н. Авдонькин — Исследование надежности двигателя М-21	8
А. А. Гуреев, К. В. Рыбаков, Д. М. Аронов — Фильтрация бензинов в системе питания автомобилей	11
П. Э. Сыркин, Ю. И. Докучкин — Развитие конструкций уплотнения заднего конца коленчатого вала двигателей ГАЗ	13
И. А. Левин — О рациональной степени блокировки дифференциалов многоприводного автомобиля	14
В. А. Петров, С. А. Назарко — Исследование автоматического регулирования клиноременной передачи	18
И. Д. Гебель — К определению оптимального расстояния сопел реактивной центрифуги от оси вращения	22
Б. С. Поспелов — Усовершенствованный механизм свободного хода автоматической трансмиссии автомобиля	24
Ф. К. Лебедев — Исследование износостойкости фторопласта-4	28
Ю. С. Гушин — Гидромеханическая трансмиссия автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности	29
М. И. Лурье, В. В. Алешин — Подбор оптимальных углов установки задних колес автомобиля «Запорожец» методом испытаний на стенде с беговыми барабанами	33
Л. А. Егоров, В. Г. Розанов — Анализ технических характеристик автомобильных поршневых компрессоров одноступенчатого сжатия	34
ТЕХНОЛОГИЯ	
Р. Д. Сиднев — Модернизация специальных станков для обработки беговых дорожек шарниров угловых скоростей переднего моста	40
Я. М. Вайсман — Новые методы изготовления противосолнечных козырьков	41
П. И. Маслов — Новый способ крепления шестерен на шевинговальных станках	42
А. М. Смуров — Влияние зубчатого венца на параметры штамповки конических шестерен с зубьями	42
ИНФОРМАЦИЯ	
С. И. Кожинский — Виброотделка деталей автомобилей	44
Т. А. Введенский — Полуавтоматическая линия для монтажа шин	47
Отечественные изобретения по конструкции и технологии автомобилей, внедренные в производство. Список № 2	48
КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ	
Ф. Н. Авдонькин — Рецензия на книгу С. В. Венцеля, Смазка двигателей внутреннего сгорания, Машгиз, 1963	48

Главный редактор К. П. ИВАНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

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

АДРЕС РЕДАКЦИИ:

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

ИЗДАТЕЛЬСТВО «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Б. И. Модель

Корректор Ю. Н. Рыбакова

Сдано в производство 7/II 1964 г.

Подписано в печать 21/II 1964 г.

Т-03036 Тираж 12.405 экз. Печ. л. 6. Уч.-изд. л. 8,75. Бум. л. 3. Формат 60×90¹/₄. Зак. 89

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

Автомобильная промышленность

3
МАРТ

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

1964

Год издания XXX

ОРГАН ГОСУДАРСТВЕННОГО КОМИТЕТА
АВТОТРАКТОРНОГО И СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО
МАШИНОСТРОЕНИЯ ПРИ ГОСПЛАНе СССР

УДК 629. 113 : 003

Пути повышения долговечности и качества продукции, выпускаемой автомобильной промышленностью

(В порядке обсуждения)

В. В. ЛУКИН

Московский инженерно-экономический институт имени С. Орджоникидзе

ВАЖНОЕ значение для быстрого развития экономики народного хозяйства нашей страны имеет в настоящее время, в свете выступления товарища Н. С. Хрущева на декабрьском (1963 г.) Пленуме ЦК КПСС, всестороннее изучение и повышение долговечности и качества выпускаемой промышленностью продукции. Общие расходы государства на использование в народном хозяйстве любого технического изделия складываются из расходов на его изготовление и эксплуатацию. Затраты на эксплуатацию часто существенно превышают расходы на его изготовление. Поэтому заинтересованность народного хозяйства проявляется как в снижении себестоимости изготовления изделия, так и в сокращении эксплуатационных расходов. Очевидно, чем выше долговечность и надежность изделий, тем эффективнее их использование в народном хозяйстве. Поэтому увеличение долговечности и эксплуатационной надежности — одно из важнейших условий повышения экономической эффективности использования промышленной продукции.

Высокое качество выпускаемых машин и оборудования увеличивает их производительность и срок службы, что способствует росту производительности труда и снижению себестоимости продукции.

Обсуждение на страницах журнала «Автомобильная промышленность» конкретных путей дальнейшего повышения долговечности и качества выпускаемых автомобилей показало, что этот вопрос волнует читателей и требует своего скорейшего завершения.

Продолжая дискуссию, следует отметить, что авторы статей предлагали решить отдельные вопросы улучшения долговечности и качества продукции автомобильных предприятий. Так, д-р техн. наук А. Н. Островцев [2] поставил вопрос о том, что необходимо при определении экономической эффективности от повышения качества продукции учитывать затраты и экономию в производстве, в эксплуатации и при ремонте автомобилей, кроме того, включать в задание на проектирование и в технические условия на вновь выпускаемые конструкции автомобилей нормы долговечности агрегатов, узлов и деталей, принимая во внимание сроки службы. Намеченные нормы должны уточняться, исходя из данных научных исследований и обобщенных данных о поведении автомобилей в эксплуатации. Там же рассматривается вопрос о необходимости при определении долговечности учитывать условия эксплуатации, внося соответствующие поправки в нормы. Особенно подчеркивается необходимость тщательно изучать резу-

таты работы автомобилей в реальных эксплуатационных условиях, что позволяет располагать точными сведениями об эксплуатационной долговечности деталей и агрегатов в различных климатических и дорожных условиях.

В статьях П. И. Червонобродова, Б. А. Дехтяра [3] и канд. техн. наук А. Ф. Дергачева [4] ставятся вопросы о необходимости материального стимулирования повышения долговечности продукции, а также учета сроков службы агрегатов и деталей в эксплуатации.

Кроме того, была опубликована статья [5], где предлагалось использовать механизированную систему учета долговечности автомобилей в реальных условиях эксплуатации с применением быстродействующих электронных вычислительных и счетно-перфорационных машин. При использовании полученной таким образом информации о поведении отдельных агрегатов, узлов и деталей рекомендуется применять новую систему показателей долговечности, которая позволит, на наш взгляд, улучшить анализ поведения автомобилей в эксплуатации и даст возможность учитывать спрос автохозяйств на отдельные агрегаты, узлы и детали.

За последнее время в отечественной печати появилось много работ, посвященных проблеме долговечности и качества продукции. В некоторых предлагаются конкретные решения отдельных вопросов определения эффективности повышения качества и долговечности продукции на промышленных предприятиях. Так, Научно-исследовательской лабораторией экономики и организации производства при Московском инженерно-экономическом институте имени С. Орджоникидзе разработана методика расчетов экономической эффективности от повышения качества промышленной продукции и даны расчеты определения экономически целесообразного срока долговечности изделия, экономии от повышения долговечности за счет снижения затрат на ремонт и пр. [6].

А. Андроновым рассмотрены возможности анализа экономической эффективности повышения долговечности продукции [7], Л. Я. Шухгальтером [1] обстоятельно изучены отдельные вопросы анализа долговечности и надежности промышленной продукции, а Р. В. Кугелем — автомобилей [8].

Вопрос о необходимости повышения анализа качества продукции ставился и в ряде других работ. В большинстве случаев отмечалось, что крайне необходимо выявлять срок долговечности и надежности изделий в эксплуатационных условиях. Однако ни в одной работе, за исключением [3], не делалось даже попытки рекомендовать какой-либо способ или дать

какую-либо методику для выявления долговечности, исходя из условий эксплуатации.

Методики расчетов экономической эффективности, приведенные в отдельных опубликованных работах, базируются на данных об увеличении долговечности. Эти данные должны получаться расчетным путем самими предприятиями. Подобные расчеты осуществляются и в настоящее время, однако, как показывает практика, они еще далеки от действительных сроков службы продукции.

Так, например, несмотря на расчеты долговечности и проверку в заводских отделах технического контроля, в отдельных случаях промышленная продукция возвращается на заводы, не выдержав предусмотренных сроков службы.

Следовательно, рассчитанная таким образом экономическая эффективность не реальна. Особенно неприемлем такой метод для автомобильной промышленности, продукция которой поставляется во все районы страны и эксплуатируется в различных климатических и дорожных условиях. Возникает опасение, что при подобном расчете роста долговечности народное хозяйство может понести значительные убытки. Будут увеличиваться оптовые цены и амортизационные отчисления, а также будут осуществляться отчисления на премии, а в действительности продукция прослужит менее рассчитанного срока. Трудно проверить срок службы. Должна быть усовершенствована связь с потребителями продукции в различных концах страны. И сейчас на предприятиях автотракторной промышленности рассчитывается долговечность и надежность, хотя может быть и не по очень совершенным методикам.

Показатель экономической эффективности увеличения долговечности автомобилей (агрегатов, узлов, деталей) должен основываться на достоверных данных. Главным источником такой информации является потребитель продукции. В этом случае можно определять и более реальный эффект для государства от увеличения долговечности и вознаграждать отдельные предприятия за успехи в деле повышения долговечности продукции. При этом следует учитывать, что поступление информации от широкого круга потребителей позволит заводам иметь ясную картину поведения отдельных видов агрегатов, узлов и деталей в эксплуатационных условиях, учитывать колебания спроса на них в связи с изменением долговечности и принимать меры по дальнейшему повышению последней.

Использование информации о работе автомобилей и отдельных агрегатов и узлов в различных климатических и дорожных условиях нашей страны, а также за рубежом позволит еще более совершенствовать конструкции автомобилей и узлов. Одновременно с этим появится возможность расширения и углубления экономического анализа работы автомобилей и отдельных агрегатов и узлов в различных условиях эксплуатации и связанных с эксплуатацией издержек.

Получение и обработка такой информации вполне реальны только при использовании современной вычислительной техники, в частности быстродействующих электронных вычислительных машин и счетно-перфорационных машин.

Современный этап развития экономики нашей страны характеризуется все большим применением вычислительной техники, в частности электронных вычислительных машин, для осуществления различных экономических расчетов и анализа. Объясняется это тем, что электронные вычислительные машины позволяют во много раз сократить трудоемкость и сроки обработки экономической информации. Их использование создает реальные условия для обработки в короткие сроки значительных объемов экономической информации, а также осуществления экономического анализа с помощью машин. В отличие от других машин электронные вычислительные машины отличаются той особенностью, что они в состоянии выполнять отдельные логические операции. Все это обуславливает широкие возможности использования электронных вычислительных машин для анализа долговечности и качества автомобилей.

В настоящее время электронные вычислительные машины уже имеются на ряде автозаводов. Так, имеются электронные вычислительные машины на Московском автозаводе имени И. А. Лихачева, на Московском заводе малолитражных автомобилей. Ряд других заводов проводит работы по внедрению электронных вычислительных машин для ведения учетно-аналитических работ.

Наличие информации о долговечности позволит существенно улучшить планирование производства отдельных видов автомобилей, агрегатов, узлов и деталей.

В основе получения всех показателей при механизированной системе учета долговечности и связанной с этим экономической эффективности должны лежать нормативные сроки службы автомобилей, их агрегатов, узлов и деталей, которые позволят определять коэффициенты отклонений от норм [5].

Для осуществления точного учета и эффективного анализа долговечности необходимо разработать систему показателей долговечности и надежности автомобилей, агрегатов, узлов и деталей. Такими показателями должны быть продолжительность срока службы автомобиля в целом и отдельных его агрегатов, узлов и деталей до замены или капитального ремонта последних, а также после капитального ремонта.

Хотя фактор долговечности и надежности приобретает все большее значение, он пока не регламентируется при проектировании ни ГОСТом, ни Техническими условиями. В ГОСТе следует иметь конкретные количественные показатели долговечности. Утверждение Государственным комитетом стандартов, мер и измерительных приборов единых показателей долговечности и надежности продукции автомобильной промышленности обеспечит единую техническую политику в вопросах повышения долговечности и надежности продукции.

Каждый автомобиль следует рассматривать как совокупность различных агрегатов и узлов, напряженных в разной степени и отличающихся различными сроками службы. При нормировании срока службы автомобиля и его отдельных агрегатов, узлов и деталей следует исходить из типовых условий эксплуатации. Так, для автомобилей может быть приемлема характеристика условий эксплуатации, данная для определения периодичности технического обслуживания подвижного состава в «Положении о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта». В этом положении принято три категории условий эксплуатации: 1) на городских и загородных дорогах преимущественно с асфальтовым, бетонным и другими усовершенствованными твердыми покрытиями, находящимися в хорошем состоянии; 2) на загородных дорогах преимущественно с щебеночным, гравийным, булыжным и другим каменным покрытием, находящимся в удовлетворительном состоянии, а также работа в условиях напряженного городского движения; 3) на грунтовых, горных или неисправных дорогах с щебеночным, гравийным, булыжным или другим твердым покрытием. Работа в условиях повышенного маневрирования (при строительстве дорог, в карьерах, котлованах, на лесоразработках).

Нормы долговечности следует рассматривать как минимальную длительность работы автомобиля или его агрегатов, узлов и деталей в определенных условиях эксплуатации. Доводка той или иной модели автомобиля, запущенной в производство, не может считаться законченной, пока весь автомобиль в целом и его отдельные агрегаты, узлы и детали не будут отвечать установленным в стандартах требованиям долговечности.

Следует изменить и существующую систему гарантий. Прежде всего гарантия должна означать надежную службу автомобиля и его агрегатов, узлов и деталей в соответствии с установленными ГОСТом нормами (гарантия выражается в километрах пробега автомобиля).

Гарантийные сроки следует пересматривать по мере технического прогресса.

Заводы-изготовители и ремонтные заводы должны нести всю ответственность за несоответствие долговечности продукции установленным стандартам.

В качестве исходной базы для установления таких гарантий и дальнейшей разработки нормативов на отдельные узлы и детали можно использовать нормы пробега автомобилей, агрегатов, прицепов и полуприцепов до капитального ремонта и после капитального ремонта, приведенные в «Положении о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава автомобильного транспорта» [13]. Там даны, например, для автомобиля «Волга» следующие нормы пробега до капитального ремонта: для всего автомобиля, а также заднего моста и рулевого механизма—155 тыс. км, после капитального ремонта—120 тыс. км, для двигателя, коробки передач и переднего моста соответственно 95 и 60 тыс. км; по автомобилю ЗИЛ-164: для всего автомобиля, переднего моста и заднего моста соответственно 135 и 110 тыс. км и для двигателя, коробки передач и рулевого механизма несколько ниже. Нормы даны для первой категории условий эксплуатации, а при эксплуатации в других условиях вводятся поправочные коэффициенты. При этом предусматривается, что в течение всего срока службы автомобиля будет осуществляться только один его капитальный ремонт, не считая капитальных ремонтов агрегатов и узлов.

Эти нормативы не должны устанавливаться на длительное время. Их следует корректировать с развитием науки и техники. Так, новым «Положением о техническом обслуживании и ремонте подвижного состава и автомобильного транспорта» предусмотрена работа двигателя автомобиля «Москвич-407» до капитального ремонта на протяжении 60 тыс. км. Однако исследования свидетельствуют о том, что можно смело говорить о работе двигателя автомобиля «Москвич-407» на протяжении 70—100 тыс. км до капитального ремонта даже в неблагоприятных условиях эксплуатации [14].

Для нового двигателя автомобиля «Волга» с усиленным днищем поршня за средний пробег до капитального ремонта можно принимать 130 тыс. км [15].

С целью повышения долговечности и экономичности автомобилей следует планомерно проводить работы по повышению долговечности и надежности деталей, входящих в отдельные агрегаты и узлы и максимальному сближению сроков службы как деталей внутри отдельных узлов и агрегатов, так и самих узлов и агрегатов. Сближение сроков службы различных узлов даст возможность свести до минимума количество ремонтов и замену деталей и связанные с этим затраты, что позволит эксплуатировать автомобили с меньшим числом остановок.

При проектировании автомобилей следует разрабатывать несколько диапазонов срока службы отдельных деталей и узлов. К этим диапазонам надо приурочить основные ремонты и определить состав ремонтных работ и необходимой замены деталей. По мере технического прогресса в автомобилестроении количество диапазонов должно сокращаться и в конечном итоге может быть создан автомобиль с весьма близкими сроками службы основных агрегатов, узлов и деталей. Дело должно сводиться практически к проектированию автомобилей, агрегатов, узлов и деталей на заданную долговечность. Создавать равнопрочный автомобиль в большинстве случаев экономически нецелесообразно, но следует добиваться того, чтобы необходимость в капитальном ремонте двигателя и других основных агрегатов не возникала ранее срока капитального ремонта всего автомобиля в целом.

Практика подтверждает большую экономическую эффективность сближения сроков службы отдельных групп деталей или установления кратного срока их службы. Так, компрессоры, выпускаемые на предприятиях Татарского совнархоза, до сближения сроков службы отдельных групп деталей за 120 000 ч работы требовали 240 капитальных, средних и текущих ремонтов общей стоимостью 10 470 руб., что составляло стоимость 5 компрессоров. После предварительных расчетов долговечности и увеличения сроков службы отдельных деталей стали обходиться всего пятью ремонтами, на которые затрачивалось только 520 руб. Расход запасных частей в результате этого снизился в 13 раз [16].

Большое значение для повышения надежности эксплуатации автомобилей играет взаимозаменяемость агрегатов, узлов и деталей. В соответствии с решениями ноябрьского (1962 г.) Пленума ЦК КПСС необходимо унифицировать конструкции автомобилей, агрегатов, узлов и деталей. Многоотипность различных узлов и агрегатов и близких по грузоподъемности автомобилей затрудняет организацию ремонта и эксплуатацию автомобильного парка.

Отрицательно влияет на сроки службы двигателей низкое качество смазочных материалов и бензинов. Так, товарные авто, применяющиеся при эксплуатации автомобильных двигателей, показывают низкую стабильность и неудовлетворительные противозносные свойства, например, на деталях двигателя ГАЗ-13 образуется большое количество смолистых отложений (за 100 ч работы только в центробежном фильтре их скапливается до 500 г).

При эксплуатации автомобилей в зимнее время с хранением на открытой стоянке, их долговечность во многом зависит от качества применяемых топлив и смазочных материалов. Предприятия нефтяной промышленности, к сожалению, выпускают большое количество автомобильного бензина с октановым числом 50—60 вместо установленного стандартом с октановым числом 66, 72 и 76. Поскольку автомобильная промышленность выпускает новые V-образные двигатели, то требования к качеству масел значительно повышаются, и более острой становится проблема зимних сортов масел.

Все это свидетельствует о том, что ведущиеся сейчас работы по созданию и выпуску новых и высокоэффективных марок и сортов смазочных масел и нефтяных топлив с антиокислительными, антикоррозийными и другими противодействующими вредному влиянию серы присадками должны быть ускорены.

Используя систему карт-вопросников и механизированной обработки информации об отклонениях от норм долговечности по отдельным агрегатам, узлам, деталям и всему автомобилю, можно будет получать на заводах-изготовителях и авторемонтных заводах обширную достоверную информацию о долговечности выпускаемой продукции, в частности, средний коэффициент отклонений от норм по каждой детали, узлу или агрегату. С использованием этого коэффициента представится возможность определять отклонения от планового срока службы по каждой детали и узлу, экономию или потери для государства от изменения продолжительности срока службы отдельных деталей и узлов и всей продукции завода. В случае изменения оптовой цены в связи с повышением долговечности детали (узла) последний показатель можно уточнить, прибавив разницу между данной и старой оптовой ценой за принятый условный средний период, например год, умноженную на количество поступивших рекламаций, к произведению оптовой цены, среднего коэффициента отклонений и количеству рекламаций. В общем виде экономико-математическая формула будет иметь вид [5]:

$$\pm S_{\text{эдм}} = (SOD_1 \times K_{\text{сдм}} \times N_{\text{рэдм}}) + [(SOD_{m_1} - SOD_{m_2}) \times N_{\text{рэдм}}]$$

С использованием информации об отклонениях от норм можно также расширить перечень показателей, введя такой показатель как экономия (или потери) от изменения долговечности за счет изменения затрат на ремонт.

Поскольку увеличение долговечности может привести в отдельных случаях к необходимости осуществления дополнительных затрат и соответственно к повышению оптовой цены, следует вносить соответствующие поправки в сумму изменения затрат на ремонт, так как увеличение оптовой цены увеличивает стоимость основных средств и сумму амортизационных отчислений.

Определить сумму изменения затрат на ремонт можно путем перемножения нормативной стоимости ремонтных работ по отдельной детали (узлу, агрегату), среднего коэффициента отклонений за месяц и количества рекламаций за месяц по данной детали и прибавления к полученному результату суммы изменения амортизационных отчислений, приходящейся на то же количество рекламаций. Для нахождения суммы изменения амортизационных отчислений следует из новой оптовой цены вычесть старую цену за средний условный период, разницу умножить на средний коэффициент отклонений за месяц, так как начисление амортизации осуществляется по автомобилям в зависимости от фактического их пробега, и полученное произведение умножить на количество поступивших рекламаций.

В этом случае общая формула изменений затрат на ремонт будет иметь вид:

$$\pm SP_{\text{эдм}} = (SP_{\text{д}} \times \pm K_{\text{сдм}} \times N_{\text{рэдм}}) + [(SOD_{m_1} - SOD_{m_2}) \times K_{\text{сдм}} \times N_{\text{рэдм}}].$$

Можно также определить сумму условных изменений капитальных затрат за месяц в результате изменения долговечности. Для этого находим месячную сумму амортизационных отчислений от основных средств, участвующих в выпуске данной детали, умножаем ее на средний коэффициент отклонений по детали и на отношение количества рекламаций к товарному выпуску деталей

$$\pm S\Phi_{\text{эдм}} = (S\Phi_{\text{д}} \times PA/1200) \times \pm K_{\text{сдм}} \times (N_{\text{рэдм}}/N_{\text{двм}}),$$

где Φ — основные средства предприятия;

A — годовая норма амортизационных отчислений.

В целом по всей продукции завода условная сумма изменения капитальных затрат

$$\pm S\Phi_{\text{эзм}} = \sum_{i=1}^n \pm S\Phi_{\text{эдм}}.$$

Совместные результаты влияния изменения долговечности для народного хозяйства можно определить как сумму экономии или потерь от изменения долговечности, затрат на ремонт у потребителя продукции и условных изменений капитальных затрат. По отдельной детали (узлу) она может быть определена следующим образом:

$$\pm SC_{\text{дм}} = \pm S_{\text{эдм}} \pm SP_{\text{эдм}} \pm S\Phi_{\text{эдм}},$$

где C — совместные результаты влияния изменения долговечности для народного хозяйства.

Совместные результаты влияния изменения долговечности для народного хозяйства в целом по всей продукции завода

$$\pm SC_{\Sigma} = \sum_{i=1}^n \pm SC_{\Sigma i}.$$

При получении постоянной информации о долговечности агрегатов, узлов и деталей в эксплуатации появится возможность с применением ЭВМ осуществлять анализ динамики изменения среднего коэффициента срока службы, отклонений от планового срока службы, частоты поломок по отдельным причинам, затрат на удовлетворение рекламаций и фактической себестоимости узлов и деталей.

Возможность получения такой информации вполне реальна при современных средствах механизации учета. Для этого следует использовать обычные перфорационные карты с соответствующими данными для обработки информации.

Необходимость получения такой информации не вызывает сомнения. Многие автомобильные и авторемонтные заводы не наблюдают систематически за выпущенными ими автомобилями в эксплуатации, не собирают, не обобщают и не анализируют данных, характеризующих долговечность и конструктивные недостатки автомобилей и отдельных их агрегатов, узлов и деталей. Такая разобщенность между производством и эксплуатацией является одной из наиболее серьезных преград на пути постоянного совершенствования конструкций автомобилей и повышения их долговечности и надежности.

Отсутствие данной информации сказывается и на правильном планировании производства и распределении отдельных деталей и узлов. В последние годы выпуск запасных частей постоянно увеличивается. За семилетку будет выпущено запасных частей для автомобилей на сумму, в 2 раза превышающую стоимость имеющегося парка грузовых автомобилей. Металла на выпуск запасных частей будет израсходовано столько, что его хватило бы для изготовления 3 млн. новых автомобилей.

Из-за отсутствия необходимой информации очень часто автомобили простаивают в результате отсутствия одних деталей, в то время когда склады автохозяйств имеют сверхнормативные запасы по ряду других деталей. Так, в начале 1963 г. в Ульяновской области эксплуатировалось 85 автомобилей ГАЗ-53Ф со средним пробегом 10—15 тыс. км. Для них было выделено на год 180 наименований запасных частей. Среди них 20 шт. газопроводов в сборе, 13 маховиков, 40 передних буферов и пр. Вряд ли потребовалось в том же году сменить у новых автомобилей 14% рам, 21% кабин, 53% коробок передач, 91% рулевых управлений и т. д. Но в этой дорогой партии запасных частей не было необходимых для эксплуатации запасных частей как тормозные накладки, резиновые манжеты тормозов, ремни вентиляторов и пр. Подобное положение наблюдается и в снабжении запасными частями новых моделей автомобилей [17].

В последние годы в РСФСР ощущается недостаток блока цилиндров для автомобиля ГАЗ-51. Однако промышленностью изготавливается слишком много крышек распределительных шестерен, крышек клапанных коробок, газопроводов в сборе, масляных патрубков и пр., хотя эти детали обладают долговечностью, практически равной сроку службы автомобиля.

Автохозяйства постоянно испытывают недостаток в шаровых пальцах, вкладышах поперечных тяг, шкворнях и вынуждены изготавливать их кустарным способом.

В подавляющем большинстве автохозяйств Ульяновского автотреста скопились на складах значительные запасы ненужных им деталей. На протяжении 1962 г. только в четырех грузовых автохозяйствах г. Ульяновска без употребления лежали детали на сумму около 90 тыс. руб. Подобные факты встречаются, конечно, не только в г. Ульяновске.

Высокоорганизованный, оперативный учет долговечности в эксплуатации позволит получать исходные данные, необходимые для проектирования новых более совершенных автомобилей, а также для правильного планирования производства и снабжения. Информация о преждевременном выходе из строя отдельных деталей и узлов с указанием причин необходима не только заводу-изготовителю, но и всем предприятиям, поставляющим ему комплектующие изделия в порядке кооперированных поставок. Одновременно она может служить источником для обобщенного статистического анализа. На основе тщательного изучения данных о долговечности узлов и деталей можно будет разрабатывать требования к материалам и деталям, которые обеспечат необходимую долговечность и надежность в эксплуатации.

Наличие такой информации о поведении отдельных агрегатов и узлов в различных эксплуатационных условиях позволит в какой-то степени облегчить работу на автомобильных заводах по быстрому устранению недостатков в отдельных конструкциях автомобилей.

Высокоорганизованная система экономической информации даст возможность сократить до минимума запасы деталей и узлов в отдельных автохозяйствах при налаженном централизованном снабжении.

При внедрении механизированной системы сбора и обработки информации о долговечности автомобилей необходимо пересмотреть и структуру обслуживания автомобилей. В первом звене должны стоять заводы-изготовители, заводы, изготавливающие запасные части и комплектующие изделия и авторемонтные заводы. Во втором звене следует разместить районные авторемонтные базы с профилакториями, станциями технического обслуживания и районные склады запасных частей. В третьем звене должны стоять автохозяйства и прочие владельцы автомобилей.

При подобной структуре все автохозяйства и владельцы автомобилей по всем вопросам гарантийного обеспечения должны обращаться к заводу-изготовителю с помощью карты-вопросника. Завод-изготовитель через уполномоченных районного склада может удовлетворять рекламацию, в случае необходимости его представителям легко обследовать автомобиль, подтвердить дефект и вручить необходимую деталь. Районный склад может также обеспечивать нужды входящих в район авторемонтных баз, станций обслуживания, ремонтных заводов и магазинов.

По вопросам капитального ремонта и технического обслуживания автохозяйства и прочие владельцы автомобилей должны обращаться к авторемонтным базам и станциям обслуживания. Последние будут обслуживать клиентуру по всем вопросам ремонта и профилактики, прибегая к услугам авторемонтных заводов и районных складов запасных частей. После капитального ремонта автомобиля счетчик пробега не должен ставиться на «0».

При капитальном ремонте отдельных агрегатов авторемонтным предприятием должен сниматься дубликат с первоначальной карты-вопросника с указанием ремонтируемого агрегата, пробега и отправляться на завод-изготовитель (в случае истечения гарантийного срока). На отремонтированный агрегат авторемонтное предприятие выдает свою карту-вопросник с предоставлением гарантийного пробега в соответствии с «Положением». После капитального ремонта всего автомобиля первоначальная карта-вопросник с указанием пробега направляется на завод-изготовитель.

В соответствии с гарантийными сроками владелец автомобиля предъявляет претензии после капитального ремонта авторемонтной базе или станции обслуживания, в части отремонтированного агрегата, либо заводу-изготовителю в части агрегатов, на которые не истек гарантийный срок.

При необходимости выполнения капитального ремонта в течение гарантийного срока, завод-изготовитель может прибегать к услугам районной авторемонтной базы или станции обслуживания.

В случае списания автомобиля на лом при истечении гарантийного срока отремонтировавшего предприятия, карта-вопросник должна направляться с указанием пробега в авторемонтную организацию.

Подобная структура позволит рациональнее использовать оборотный фонд агрегатов и повысить уровень технического обслуживания и капитального ремонта.

Необходимо организовать проведение ремонтных работ на крупных специализированных предприятиях. Это позволит значительно снизить затраты на капитальный ремонт автомобилей и повысить его качество. В настоящее время затраты на капитальный ремонт очень велики. Так, на изготовление автомобиля ЗИЛ-150 затрачивается 170 человеко-часов, а на капитальный ремонт — 600 [10].

В настоящее время каждое ведомство или организация, эксплуатирующие автомобили, стремятся иметь свои большие или малые авторемонтные службы. С народнохозяйственной точки зрения это экономически невыгодно.

Капитальный ремонт автомобилей, агрегатов и узлов следует осуществлять на специализированных предприятиях, обслуживающих на основании договоров прикрепленные к ним автохозяйства. Необходимо осуществлять агрегатный метод ремонта с использованием неснижаемого фонда оборотных агрегатов. Это позволит резко сократить простои автомобилей в ремонте.

Экономический эффект организации специализированного ремонтного предприятия повышается с увеличением объема

производства и с уменьшением числа моделей автомобилей, причем эффективность резко возрастает при объеме более 1 тыс. условных ремонтных комплектов в год.

Целесообразно также шире специализировать работы по текущему техническому обслуживанию автомобилей. Автохозяйства, как правило, кооперируются с заводами и мастерскими только по капитальному ремонту автомобилей и агрегатов. Остальные работы осуществляются собственными средствами, которых явно недостаточно. В таких условиях при пробеге одного автомобиля 40 тыс. км затраты труда на техническое обслуживание и эксплуатационные ремонты более чем в пять раз превышают затраты на изготовление нового автомобиля.

Создание районных складов запасных частей позволит с применением механизированной системы обработки информации быстро в централизованном порядке учитывать спрос на те или иные детали и узлы. Это подтверждается зарубежной практикой. Например, автомобильная промышленность США изготавливает около 60 тыс. наименований запасных частей. Для регулирования производства этих деталей и узлов в соответствии со спросом используются ЭВМ. Так, отдел регулирования производства запасных частей компании «Крайслер» с помощью ЭВМ типа «ИБМ-700» обрабатывает информацию, которая поступает с различных складов страны до 16 раз в месяц. В зависимости от спроса на запасные части ЭВМ вырабатывает окончательное решение. На ЭВМ определяется спрос на те или иные детали с учетом сезонных колебаний и ряда других факторов, рассчитываются страховые запасы, осуществляются перераспределение запасов между складами, определяются объемы поставок на отдельные склады. Применение ЭВМ для обработки информации позволило сократить складские запасы деталей и узлов на 20% с одновременным улучшением качества обслуживания потребителей [18].

Затраты, связанные с внедрением механизированной системы учета долговечности автомобилей, окупятся во много раз лучшим перераспределением имеющегося количества запасных частей, выявлением недолговечных деталей и узлов с указанием конкретных причин, повышением долговечности, улучшением

планирования, технического обслуживания, снабжения, сокращением простоев автотранспорта из-за отсутствия необходимых запасных частей и пр.

ЛИТЕРАТУРА

1. Шухгальтер Л. Я., Экономика долговечности и надежности машин. Экономиздат, 1963.
2. Островцев А. Н., «Автомобильная промышленность», № 7, 1963.
3. Червонобродов П. Л., Дехтяр Б. А., «Автомобильная промышленность», 1963, № 8.
4. Дергачев А. Ф., «Автомобильная промышленность», 1963, № 11.
5. Лукин В. В., «Автомобильная промышленность», 1964, № 1.
6. Сочинский А., «Плановое хозяйство», 1963, № 8.
7. Андронов Л., «Плановое хозяйство», 1963, № 8.
8. Кугель Р. В., «Долговечность автомобилей», Машгиз, 1961.
9. «Правда» 1962, 8 июня.
10. Литинецкий И., «Молодой коммунист», 1962, № 10.
11. Гальбурт А., Каганов И., «Автомобильный транспорт», 1963, № 8.
12. «Automotive Industries», vol. 128, 1963, № 7, стр. 11.
13. Кузнецов Е., Токарев Г., «Автомобильный транспорт», 1963, № 5.
14. Авдонкин Ф. Н., «Автомобильная промышленность», 1962, № 5.
15. Донской Д. И., «Автомобильная промышленность», 1962, № 4.
16. Колесников И., «Механизация и автоматизация производства», 1962, № 8.
17. Маринкевич Р., «Автомобильный транспорт», 1963, № 7.
18. «Systems and Procedures», vol. 12, 1961, № 5, стр. 29—34.

КНИГИ ПО АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

1. Кугель Р. В. Долговечность автомобилей. Машгиз. 1961. 432 с. 1 р. 65 к.
2. Гурвич И. Б. Износ автомобильных двигателей. Машгиз. 1961. 96 с. 33 коп.
3. Лаптев С. А. Дорожные испытания автомобилей. Машгиз. 1962. 314 с. 92 коп.
4. Шадрин В. А. Основы выбора рационального способа восстановления автомобильных деталей металлопокрытия. Машгиз. 1962. 294 с. 1 р. 09 к.
5. Автомобиль «Урал ЗИС-355». Руководство по эксплуатации. Машгиз. 1957. 127 с. 40 коп.
6. Справочник инженера автомобильной промышленности. Т. 1. Пер. с англ. Машгиз. 1962. 638 с. 3 р. 28 к.
7. Бюссиен Р. Автомобильный справочник. Т. 2. Пер. с нем. Машгиз. 1960. 972 с. 6 р. 15 к.
8. Глыбин А. И. Автотракторные фильтры. Машгиз. 1960. 192 с. 65 коп.
9. Григорьев М. А. и Покровский Г. П. Автомобильные и тракторные центрифуги. Теория, конструкция, расчет и эксплуатация. Машгиз. 1961. 183 с. 68 коп.
10. Дин-Авернс Р. Резина в автомобилестроении. Пер. с англ. Машгиз. 1962. 185 с. 77 коп.
11. Дьяченко Н. Х. и др. Быстроходные поршневые двигатели внутреннего сгорания. Машгиз. 1962. 358 с. 1 р. 35 к.
12. Емельянов Л. А. Фильтрация дизельного топлива. Машгиз. 1962. 108 с. 27 коп.
13. Шухов О. К. Эмульсионные карбюраторы. Принцип работы и методы регулирования. Машгиз. 1962. 72 с. 13 коп.
14. Ефремов Т. Ф. и Сущинский М. М. Автобус КА133-651А. Устройство и эксплуатация. Машгиз. 1961. 351 с. 91 коп.
15. Каталог деталей автомобиля-самосвала КАЗ-600В, автомобиля-цементовоза КАЗ-601В и седельного тягача КАЗ-120Т. Машгиз. 1960. 324 с. 3 р. 63 к.
16. Каталог запасных частей автомобиля-самосвала МАЗ-525. Машгиз. 1962. 302 с. 3 р. 72 к.

17. Киселев Б. А. Исследование рабочего процесса и газообмена двухтактного автомобильного дизеля с петлевой продувкой. Машгиз. 1961. 95 с. 30 коп.
18. Куприянов И. П. Автоматизация и механизация сборочных работ в зарубежном автомобилестроении. Машгиз. 1960. 111 с. 37 коп.
19. Клебанов Б. В. и др. Ремонт автомобилей и тракторов. Машгиз. 1961. 340 с. 93 коп.
20. Лапидус В. И. и Петров В. А. Гидромеханические передачи автомобилей. Изд. 2-е, переработ. и доп. Машгиз. 1961. 495 с. 1 р. 80 к.
21. Лебедев С. П. Электропередачи в самоходных машинах. Машгиз. 1961. 223 с. 85 коп.
22. Литвинов А. С., Ротенберг Р. В. и Фрумкин А. К. Шасси автомобиля. Конструкция и элементы расчета. Машгиз. 1963. 504 с. 2 р. 28 к.
23. Минкин М. Л. Пусковые устройства автомобильных двигателей. Машгиз. 1961. 140 с. 48 коп.
24. Мордухович М. М. и Конев Б. В. Топливная аппаратура автомобильных двигателей. Машгиз. 1960. 255 с. 93 коп.
25. Панфилов В. П., Блейз Н. Г. и Комов А. Г. Приборы системы испытания двигателей автомобилей ЗИЛ. Машгиз. 1961. 180 с. 69 коп.
26. Шукин М. М. Специальные устройства автомобилей и тягачей. Машгиз. 1961. 206 с. 70 коп.
27. Родман З. Л. Автомобильные и мотоциклетные гибкие вальи. 1960. 75 с. 19 коп.
28. Серпьев В. В. Опыт построения вытяжных переходов для облицовочных деталей автомобилей. Машгиз. 1958. 98 с. 43 коп.
29. Смирнов М. В. и Солонский А. С. Сверхтяжелые автомобили-самосвалы МАЗ-525 и МАЗ-530. Устройство, уход и эксплуатация. Машгиз. 1960. 219 с. 76 коп.
30. Степанова Е. А. и Лефаров А. Х. Блокирующиеся дифференциалы грузовых автомобилей. Машгиз. 1960. 128 с. 50 коп.

Перечисленные в объявлении книги требуют в местных магазинах книготоргов. В случае отсутствия книг в местных магазинах заказы следует направлять по адресу: Москва, Петровка, 15, Магазин № 8 технической книги. Книги высылаются в адрес заказчика наложенным платежом.

Влияние способа подогрева впускного трубопровода на работу двигателя ЗИЛ-130 при неустановившемся режиме

Д-р техн. наук И. М. ЛЕНИН, Ю. Г. ГОРНУШКИН

Московский автомеханический институт

ОСНОВНАЯ особенность, отличающая работу автомобильного двигателя от работы большинства других транспортных двигателей, — это преобладание переменных режимов. По имеющимся данным, автомобильный двигатель работает на неустановившихся режимах свыше 80% всего времени, поэтому качество его работы на этих режимах в значительной степени предопределяет топливную экономичность автомобиля в целом.

Многочисленными исследованиями установлено, что наблюдающееся при неустановившихся режимах ухудшение основных показателей карбюраторного двигателя является в основном следствием ухудшения качества смесеобразования во впускном тракте.

Одним из главных факторов, влияющих на испаряемость топлива во впускном трубопроводе, является подогрев горючей смеси, поэтому способ ее подогрева, а следовательно, его интенсивность и закон изменения теплоподвода по нагрузке двигателя и числу оборотов, должен оказывать сильное влияние на характер работы двигателя при неустановившемся режиме.

Рассмотрим наиболее важный, часто встречающийся режим работы двигателя — разгон за счет резкого открытия дроссельной заслонки.

Ранее проведенными исследованиями показано, что при быстром открытии дроссельной заслонки значительная часть топлива осаждается на стенках впускного трубопровода в виде жидкой пленки [1]. Очевидно, что испаряемость этой пленки, а следовательно, и содержание паров в получаемой смеси сильно зависят от температуры смеси и главным образом от температуры стенки трубопровода.

Если впускной трубопровод подогревается отработавшими газами, то каждому режиму двигателя соответствует определенная интенсивность и температура газового потока, а следовательно, и определенная температура поверхности стенки трубопровода. Иными словами, при установившихся режимах работы двигателя процесс теплопередачи через стенку впускного трубопровода стационарен.

При разгоне двигателя открыванием дроссельной заслонки температура отработавших газов резко возрастает, благодаря чему увеличивается тепловой поток через стенку трубопровода. Однако вследствие конечной скорости передачи тепла через стенку, обусловленной изменением теплосодержания последней, температура стенки неизбежно отстает по времени от изменения температуры отработавших газов. Точный расчет теплопередачи при такого рода нестационарных процессах получается исключительно сложным и оказывается возможным лишь для твердого тела простой формы (неограниченная пластина, шар). Однако существуют приближенные методы расчета [2], позволяющие достаточно хорошо оценить процессы нестационарной теплопередачи.

На рис. 1 построены кривые изменения температуры по толщине стенки трубопровода после быстрого увеличения температуры отработавших газов от t_r до t'_r для последовательных моментов времени τ_1 , τ_2 и т. д. Эти кривые наглядно показывают отставание температуры стенки трубопровода от температуры отработавших газов.

Указанное обстоятельство должно привести к тому, что при разгоне двигателя в цилиндры будет поступать горючая смесь, недостаточно подогретая по сравнению со смесью при соответствующих установившихся режимах. Благодаря этому на-

полнение цилиндров при разгоне двигателя может несколько увеличиваться.

Если впускной трубопровод подогревается водой из системы охлаждения, то различные интенсивности подогрева горючей смеси для установившегося и неустановившегося режимов должно быть меньшим, чем при газовом подогреве, так как температура охлаждающей воды за период разгона двигателя может быть принята постоянной. Вследствие этого отсутствуют нестационарные процессы теплопередачи через стенку, и отставания теплового режима впускного трубопровода от режима работы двигателя практически не должно быть.

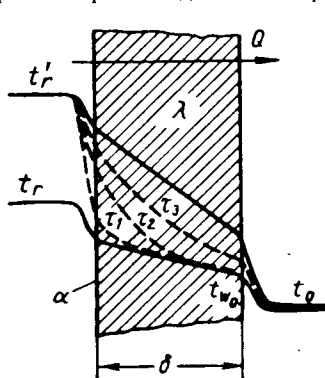


Рис. 1. Распределение температуры по толщине стенки трубопровода после быстрого возрастания температуры отработавших газов.

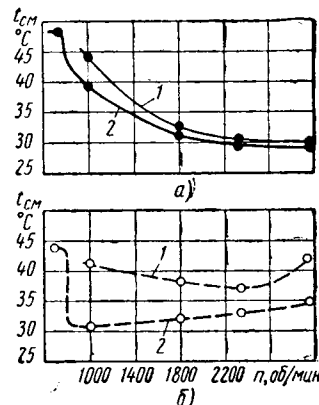


Рис. 2. Изменение температуры горючей смеси при разгоне двигателя:

а — водяной подогрев; б — газовый подогрев; 1 — установившийся режим; 2 — разгон.

Следовательно, при разгоне двигателя та же причина, которая вызывает ухудшение испаряемости топлива и качества смесеобразования, приводит к увеличению наполнения цилиндров, и поэтому общий эффект будет зависеть от суммарного воздействия обоих указанных факторов.

С целью экспериментального определения влияния способа подогрева горючей смеси на разгон двигателя кафедрой «Автомобильные и тракторные двигатели» Московского автомеханического института совместно с автозаводом имени Лихачева было проведено исследование работы двигателя ЗИЛ-130 при водяном и газовом подогревах смеси. Для этой цели Отделом главного конструктора автозавода были спроектированы и изготовлены два взаимозаменяемых впускных трубопровода, имеющих одинаковые проточные части, но различные системы подогрева — водой и отработавшими газами.

Экспериментальное исследование работы двигателя на режимах разгона проводилось как сравнительное, с обоими впускными трубопроводами. Все основные показатели двигателя при помощи специально изготовленных преобразователей записывались на пленку осциллографа. Перед каждым испытанием и непосредственно после него проводилась тарировка всех измерительных приборов.

Результаты проведенных испытаний прежде всего показали значительное влияние способа подогрева горючей смеси на характер изменения ее температуры при разгоне двигателя.

На рис. 2 приведены соответствующие кривые, показывающие изменение температуры смеси на выходе из впускного трубопровода, и нанесены данные по температуре смеси при тех же скоростных режимах, но при установившейся работе двигателя. Рисунок показывает, что при разгоне двигателя температура смеси понижается по сравнению с соответствующими значениями при установившихся режимах, причем в случае водяного подогрева это снижение весьма невелико, а при газовом — гораздо больше. Указанное обстоятельство полностью подтверждает приведенные теоретические соображения о нестационарности теплообмена между отработавшими газами и горючей смесью и неизбежном отставании теплового режима впускного трубопровода.

Данные рис. 2 показывают, что при данном конструктивном оформлении трубопроводов и водяном подогреве температура горючей смеси выше, чем при газовом подогреве, практически в течение всего периода разгона, хотя с повышением числа

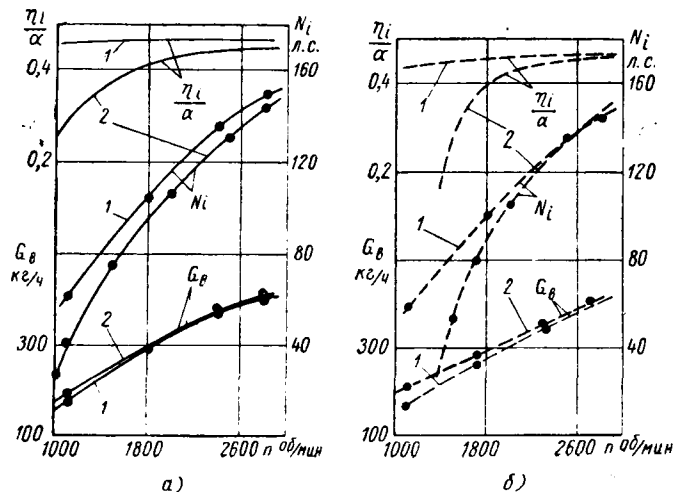


Рис. 3. Изменение показателей двигателя при разгоне:

а — водяной подогрев; б — газовый подогрев; 1 — установившийся режим; 2 — разгон при полном открытии дроссельной заслонки.

оборотов коленчатого вала замечается уменьшение этой разницы. Поэтому вполне закономерен наблюдающийся факт увеличения расхода воздуха при разгоне (рис. 3) по сравнению с соответствующими значениями для установившихся режимов. При газовом подогреве это увеличение расхода довольно значительное и в самом начале разгона может достигнуть 25%, а при водяном подогреве увеличение расхода воздуха не превышает 3—5%.

На осциллограмме разгона (рис. 4) обращает на себя внимание наличие «пики» на кривой расхода воздуха.

Это кратковременное увеличение расхода возникает сразу же после начала движения дроссельной заслонки и имеет продолжительность около 0,1 сек.

Наличие «пики» объясняется тем, что при быстром открытии дроссельной заслонки воздух устремляется со значительной

скоростью во впускной трубопровод, в котором было повышенное разрежение. По мере уменьшения скорости открывания дроссельной заслонки «пика» уменьшается и растягивается во времени, а при открывании дроссельной заслонки в течение 10 сек и более исчезает совсем.

По результатам непосредственного определения эффективной мощности и с учетом имеющихся данных по механическим потерям двигателя построены скоростные характеристики индикаторной мощности как для установившихся режимов, так и для режимов разгона (рис. 3, а, б).

Рассмотрение полученных кривых $N_i = f(n)$ показывает, что при работе двигателя на экономичной смеси, несмотря на увеличение расхода воздуха при разгоне, ожидаемого увеличения индикаторной мощности не наблюдается, а наоборот, при разгоне двигателя мощность несколько снижается по сравнению с установившимися режимами. Это уменьшение индикаторной мощности довольно значительно и при малых числах оборотов коленчатого вала достигает 20% при водяном подогреве и 50—60% при газовом подогреве. При возрастании числа оборотов свыше 2000 в минуту это снижение мощности уменьшается при водяном подогреве до 3—5%, при газовом подогреве мощность становится равной соответствующему значению при установившемся режиме.

Так как весовое наполнение цилиндров двигателя при разгоне увеличивается, то очевидно, что это снижение мощности должно быть отнесено за счет ухудшения процессов смесеобразования и сгорания.

Для оценки качества протекания рабочих процессов использовался следующий метод. Индикаторная мощность, развиваемая двигателем, определяется известным соотношением:

$$N_i = \frac{h_u}{\alpha l_0 + 1} \cdot \frac{P_0 V_n}{RT_0} \cdot \eta_v \eta_i \frac{n}{120} \text{ кВт.} \quad (1)$$

Полагая с небольшой погрешностью $\alpha l_0 + 1 = \alpha (l_0 + 1)$, представляем это уравнение в виде

$$N_i = \frac{h_u}{l_0 + 1} \cdot \frac{P_0 V_n}{RT_0} \eta_v \frac{\eta_i}{\alpha} \cdot \frac{n}{120}, \quad (2)$$

или для заданных оборотов

$$N_i = C \frac{\eta_i}{\alpha}, \quad (3)$$

где C — постоянный для данного двигателя и сорта топлива коэффициент.

Полученное соотношение $\frac{\eta_i}{\alpha}$, являясь отношением двух важнейших параметров двигателя, дает возможность суммарно оценить совершенство процессов смесеобразования и сгорания.

Определение обоих членов отношения $\frac{\eta_i}{\alpha}$ — индикаторного к. п. д. и коэффициента избытка воздуха — в отдельности при неустановившихся режимах двигателя сопряжено со значительными экспериментальными трудностями.

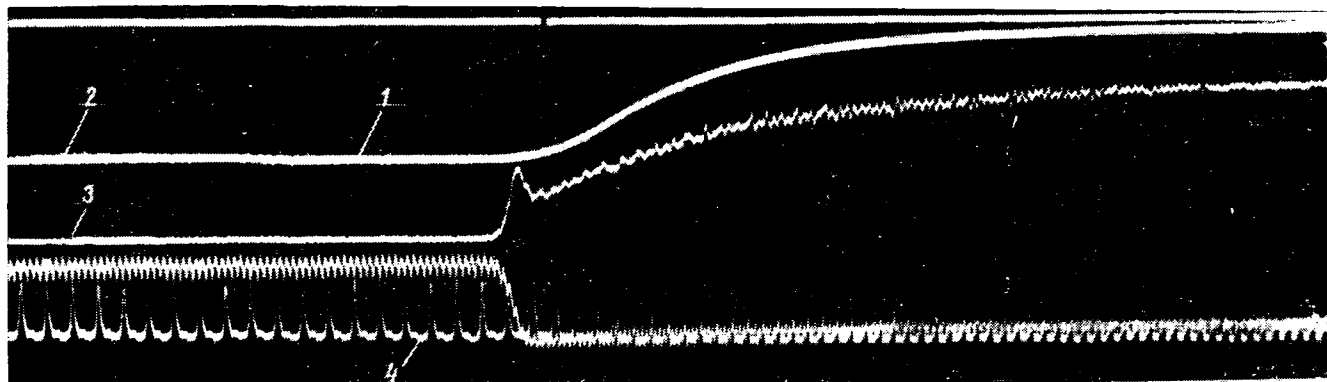


Рис. 4. Осциллограмма разгона:

1 — открытие дроссельной заслонки; 2 — крутящий момент; 3 — разрежение во впускном трубопроводе; 4 — расход воздуха.

Однако отношение $\frac{\eta_i}{\alpha}$ в целом можно определить более простым путем, по известным мгновенным значениям индикаторной мощности и часового расхода воздуха.

Уравнение индикаторной мощности (2) можно преобразовать к следующему виду:

$$N_i = \frac{h_u}{l_0 + 1} \cdot \frac{(G_g + G_m)}{3600} \cdot \frac{\eta_i}{\alpha} \text{ кВт}, \quad (4)$$

где $(G_g + G_m)$ — часовой расход горючей смеси в кг/ч.

Отсюда легко определяется отношение $\frac{\eta_i}{\alpha}$:

$$\frac{\eta_i}{\alpha} = \frac{N_i}{G_g + G_m} \cdot \frac{3600 (l_0 + 1)}{h_u}. \quad (5)$$

Значения $\frac{\eta_i}{\alpha}$, определяемые по этому уравнению, характерны для того состава смеси, который она имеет непосредственно при сгорании в цилиндре двигателя и который в большинстве случаев отличается от состава, определяемого по суммарному расходу топлива и воздуха.

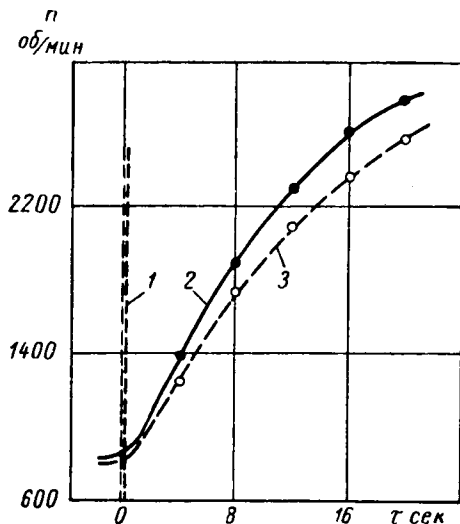


Рис. 5. Изменение числа оборотов вала двигателя при разгоне:

1 — открытие дроссельной заслонки; 2 — водяной подогрев; 3 — газовый подогрев.

На рис. 3, а, б нанесены также кривые изменения отношения $\frac{\eta_i}{\alpha}$ для периода разгона и для установившихся режимов.

Эти зависимости показывают, что при разгоне двигателя наблюдается уменьшение величины $\frac{\eta_i}{\alpha}$, особенно значительное в начальный период разгона и достигающее 20% при водяном подогреве и 40—50% при газовом подогреве смеси. По мере

повышения числа оборотов вала двигателя значения $\frac{\eta_i}{\alpha}$ увеличиваются, но до самого конца разгона не достигают значений, характерных для установившихся режимов. Указанное ухудшение рабочего цикла является в основном следствием сильного обеднения рабочей смеси из-за резкого понижения температуры во впускном трубопроводе и оседания значительного количества топлива в виде жидкой пленки. Очевидно, что при обогащенной регулировке карбюратора ухудшение рабочего цикла будет выражено меньше.

Рассмотрение кривых $N_i = f(n)$, приведенных на рис. 3, а, б, показывает, что при водяном подогреве смеси вследствие более низкой ее температуры наблюдается не только меньшее относительное снижение мощности при разгоне, чем при газовом подогреве, но и большие абсолютные значения индикаторной, а следовательно, и эффективной мощности практически на всех скоростных режимах. Таким образом, преимущество двигателя при водяном подогреве смеси должна быть несколько выше, и это подтверждается данными опытов. На рис. 5 приведены кривые изменения числа оборотов коленчатого вала при разгоне двигателя. Эти данные показывают, что при водяном подогреве смеси увеличение числа оборотов двигателя из-за большей эффективной мощности происходит интенсивнее, чем при газовом подогреве. Средние угловые ускорения коленчатого вала, подсчитанные за весь период разгона, составляют 9,5 и 8,8 1/сек² соответственно для водяного и газового подогрева горючей смеси.

Выводы

1. В случае разгона двигателя открыванием дроссельной заслонки наблюдается ухудшение процессов смесеобразования и сгорания, меньшее при водяном подогреве горючей смеси, и некоторое увеличение наполнения цилиндров, большее при газовом подогреве.

При данном конструктивном оформлении впускных трубопроводов суммарное воздействие обоих указанных факторов приводит к меньшему снижению мощности при разгоне и к лучшей приемистости двигателя при водяном подогреве горючей смеси.

2. С точки зрения получения лучшей динамики разгона двигателя ЗИЛ-130 целесообразно использование впускного трубопровода с водяным подогревом горючей смеси.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рубец Д. А. Смесеобразование в автомобильном двигателе при переменных режимах. Машгиз, 1948.
2. Михеев М. А. Основы теплопередачи. Госэнергоиздат, 1949.

УДК 621.431.73:004.6

Исследование надежности двигателя М-21

Канд. техн. наук Ф. Н. АВДОНЬКИН
Саратовский политехнический институт

НАДЕЖНОСТЬ двигателя в работе тем выше, чем больше пробег автомобиля до очередного ремонта двигателя. В соответствии с данными, приведенными Д. А. Рубцом [1], пробег автомобилей до первого капитального ремонта двигателей М-20 составляет 80—100 тыс. км, а двигателей М-21 — 100—130 тыс. км, т. е. у двигателя М-21 пробег до капитального ремонта выше, чем у двигателя М-20, на 25—30%.

В Волгоградском таксомоторном парке пробег новых двигателей составляет 90—210 тыс. км (в среднем около 130 тыс. км); в Ленинградском (первом) таксомоторном парке — 70—150 тыс. км (в среднем 108 тыс. км); в Саратовском таксомоторном парке — 50—130 тыс. км.

В Волгоградском таксомоторном парке все двигатели были сняты с эксплуатации из-за стука шатунных подшипников. В Первом таксомоторном парке г. Ленинграда, например, 32 снятых двигателя из 51 имели естественный износ, у остальных двигателей обнаружены стуки разбитого поршня (шесть двигателей), распределительного механизма (четыре двигателя), шатунных подшипников (шесть двигателей), других сопряжений и деталей (три двигателя).

Более полное представление о характере неисправностей двигателей можно иметь по статистически обработанным данным о впервые снятых с эксплуатации для ремонта двигателя М-21 автомобилей такси Десятого таксомоторного парка

г. Москвы. В Десятом таксомоторном парке двигатели снимают для первого ремонта после пробега 30—150 тыс. км (рис. 1, а, кривая 1). Были проанализированы акты снятия с эксплуатации 290 двигателей. Эти двигатели 486 раз отказывали в работе по различным причинам: 39,3% составили отказы из-за дымления, 11,1% из-за течи масла, 8,80% из-за перерасхода масла, остальные 40,8% из-за стуков: шестерен газораспределения (13,2%), разбитых или с трещинами поршней (15,4%), подшипников (10,7%) и других стуков в двигателе (13,1%).

Из рис. 1, а (кривая 2) видно, что удельный вес причин отказов в работе, связанных с появлением стуков и других признаков аварийного состояния двигателя, растет и достигает 77% после пробега 50—60 тыс. км. При максимальном количестве отказов (рис. 1, а) после пробега 90—100 тыс. км удельный вес отказов из-за стука минимальный — всего 25% от общего количества отказов, у двигателей с большим пробегом удельный вес отказов из-за стука больше. Необходимо было уточнить величину износа двигателей, снятых с эксплуатации из-за естественного износа, а также изменения геометрической формы основных сопряжений и деталей двигателя. Исследованию были подвергнуты двигатели двух таксомоторных парков с наибольшими (Волгоградский) и наименьшими (Саратовский) пробегами двигателей до первого ремонта.

Помимо общепринятых измерений износа деталей, для анализа износа двигателя были проведены измерения зазоров в сопряжениях: первое компрессионное кольцо—поршневая канавка, зазор в замке первого компрессионного кольца при установке по неизношенному поясу гильзы и в поясе максимального износа, и в сопряжениях: втулка верхней головки шатуна—поршневой палец, подшипник—шатунная шейка коленчатого вала. Все зазоры измеряли без разборки исследуемого сопряжения. В каждом таксомоторном парке измеряли не менее 25 двигателей М-21, чтобы суммарное число сопряжений и деталей каждого наименования было не менее ста.

В Саратовском таксомоторном парке двигатели снимали с эксплуатации с диаметральной износом гильз 0,04—0,21 мм, в большинстве случаев с износом 0,14 мм. Овальность гильз, которая даже по неизношенному поясу достигала 0,20 мм, чаще всего составляла 0,05 мм. Большая ось овала была расположена в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала.

Аналогичные данные имеются по двигателям М-21, снятым для первого капитального ремонта Волгоградским таксомоторным парком (рис. 1, б): овальность гильз (кривая 5) по неизношенному поясу, износ (кривая 4), неравномерность износа гильзы в поясе максимального износа (кривая 3), изменение зазора в замке первого компрессионного кольца при установке по неизношенному и максимально изношенному поясам. Пробег двигателей в Волгоградском таксомоторном парке до снятия с эксплуатации для первого капитального ремонта в 2 раза выше.

На герметичность камеры сгорания влияет не только износ или изменение геометрической формы гильзы в поясе максимального износа. Герметичность зависит и от износа второй сопряженной детали — поршневого кольца, от износа канавки поршня или, короче говоря, от износа сопряжений: цилиндр—поршневое кольцо, компрессионное кольцо—поршневая канавка. По полученным данным зазор в замке первого компрессионного кольца, установленного по неизношенному поясу, иногда достигает 5 мм, но чаще всего 1—1,5 мм, полovina поршневых колец имеет зазор в замке до 1,50 мм — явно ниже допустимого.

Зазор в сопряжении первое компрессионное кольцо—поршневая канавка в отдельных случаях достигает 0,40 мм, но чаще всего бывает в пределах 0,08—0,12 мм. Таких сопряжений почти 50%, причем зазор в сопряжении, измеренный у концов кольца, больше, чем в середине его. Зазор же между новым первым компрессионным кольцом и изношенной поршневой канавкой в отдельных случаях достигает 0,16 мм, но в большинстве случаев бывает в пределах 0,04—0,08 мм.

Следовательно, по статистическим данным износ первого компрессионного кольца по высоте составляет 0,04—0,2 мм. Так как измерение зазора в сопряжении первое компрессионное кольцо—поршневая канавка производили при таком положении кольца, которое оно заняло совершенно случайно, то разницу в величине зазора в сопряжении, полученную у концов и в середине кольца, можно отнести только за счет нерав-

номерности износа кольца по высоте. У поступивших в очередной капитальный ремонт двигателей М-20 и ГАЗ-51 эта разница больше.

Герметичность камеры сгорания зависит и от состояния сопряжения тарелка клапана—седло клапана. Хотя износ сопряжения стержень клапана—направляющая втулка клапана не оказывает большого влияния на герметичность камеры сгорания, особенно на выпускной клапан, но вызывает стук клапанов, неустраняемый обычной регулировкой. По сравнению с износом

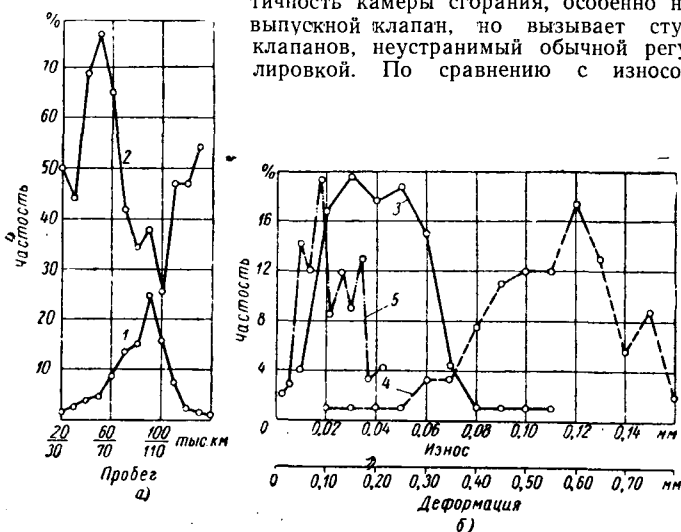


Рис. 1. Статистические данные по надежности двигателя М-21:

а — пробег до первого снятия в ремонт; б — распределение величин изменения геометрической формы и износа гильзы двигателей, снятых в капитальный ремонт; 1 — распределение величин пробега на первый отказ; 2 — распределение величин удельного веса отказов только из-за стука в двигателе по сравнению с общим количеством отказов при данном пробеге; 3 — неравномерность износа; 4 — износ; 5 — овальность гильз по неизношенному поясу.

сопряжения клапан — направляющая втулка двигателя М-20 износ сопряжения клапан—направляющая втулка двигателя М-21 гораздо меньше. В первый капитальный ремонт двигатели поступают с зазором в сопряжениях не более 0,24 мм, в последующие ремонты двигатели поступают с зазорами 0,40—0,45 мм. Приведенные величины зазора в сопряжениях измерены по величине перемещения конца стержня клапана в плоскости, перпендикулярной к оси коленчатого вала. Капитально отремонтированные двигатели М-21 имеют зазор в сопряжении 0,04—0,30 мм, однако стук клапанов не вызывает внезапной остановки двигателя, а тем более аварийного выхода из строя.

Износ других сопряжений газораспределения также не является предельным. Так, износ шеек и втулок распределительного вала не превышает 0,10 мм, а чаще всего он составляет 0,03 мм.

С точки зрения отказа в работе, возможности аварийного выхода из строя двигателя наибольшую опасность представляют сопряжения: подшипник—шатунная шейка и втулка верхней головки шатуна—поршневой палец.

Двигатели М-21, поступившие в первый капитальный ремонт в Саратовский таксомоторный парк, имели зазор в сопряжении втулка верхней головки шатуна—поршневой палец 0,03—0,12 мм (иногда достигал 0,17 мм) чаще всего зазор был 0,07 мм [2], [3]. Зазор в этом сопряжении двигателей, снятых с эксплуатации для первого капитального ремонта, не превышал 0,08 мм при пробегах 140—220 тыс. км (рис. 2, кривая 1). Если сравнивать данные по износу этого сопряжения двигателей М-21 и М-20, снятых для очередного капитального ремонта, то оказывается, что статистическая кривая 3 по двигателю М-21 смещена несколько вправо (рис. 2, б). Почти такое же положение занимают статистические данные износа и изменения геометрической формы сопряженных деталей — поршневых пальцев, втулок верхней головки шатуна двигателей М-20 и М-21, снятых с эксплуатации в очередной капитальный ремонт: износ поршневых пальцев двигателей М-21 (кривая 5) и М-20 (кривая 6), конусность втулки верхней головки шатуна двигателя М-21 (кривая 1), М-20 (кривая 2),

овальность верхней головки шатуна этих же двигателей (кривая 2 — М-21, кривая 4 — М-20). Однако это не является основанием для вывода о меньшей надежности двигателя М-21 по данному сопряжению, так как пробег двигателя М-21 почти в 2 раза выше, чем двигателя М-20.

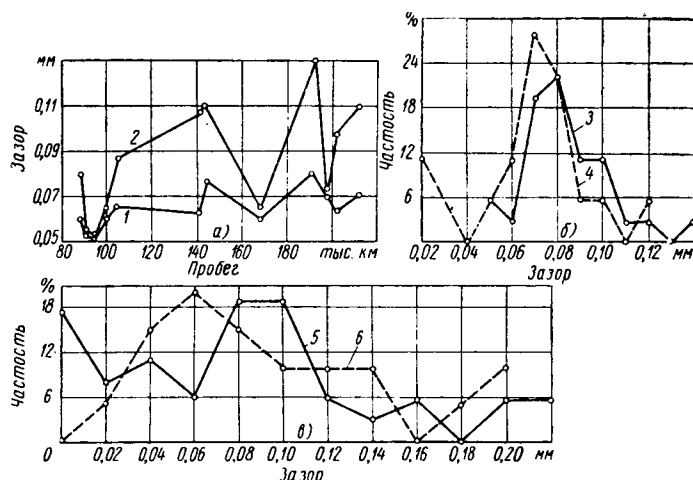


Рис. 2. Износ сопряжений шатунно-кривошипной группы деталей двигателей М-21 и М-20, снятых с эксплуатации для капитального ремонта:

а — зазоры в сопряжениях двигателей М-21; б — распределение величин зазора в сопряжении втулки верхней головки шатуна — поршневой палец двигателей, снятых в очередной капитальный ремонт; в — распределение величин зазора в шатунных подшипниках: 1 — втулка верхней головки шатуна — поршневой палец; 2 — шатунные подшипники снятых в первый капитальный ремонт двигателей; 3 — двигатель М-21; 4 — двигатель М-20; 5 — двигатель М-21; 6 — двигатель М-20, снятый в очередной капитальный ремонт.

Но наибольший интерес для характеристики внезапного выхода из строя двигателя внутреннего сгорания имеют шатунные подшипники. По результатам измерения зазора в шатунных подшипниках двигателей М-21, снятых с эксплуатации в Саратовском таксомоторном парке для ремонта, его величина достигает 0,20 мм, чаще она составляет 0,09—0,10 мм. В Волгоградском таксомоторном парке, снятые с эксплуатации для капитального ремонта двигателя М-21 имели зазор в шатунных подшипниках почти в таких же пределах. Двигатели М-21, впервые поступившие в капитальный ремонт, имели зазор в шатунных подшипниках 0,11—0,13 мм после пробега 140—220 тыс. км (рис. 2, а, кривая 2). Двигатели М-21, поступившие в очередной капитальный ремонт, имели зазор в шатунных подшипниках несколько больше (рис. 2, в, кривая 1), чем такие же двигатели М-20 (рис. 2, в, кривая 2). Это объясняется очень малым пробегом двигателей М-20 до очередного капитального ремонта.

Износ шатунных шеек двигателей М-21 в г. Саратове достигает 0,09 мм, но чаще равняется 0,05 мм, при этом овальность шатунной шейки не превышает 0,03 мм, в большинстве случаев составляет 0,01 мм, т. е. в пределах точности измерения. Шатунные шейки двигателей М-21, поступивших в капитальный ремонт с автомобилей-такси г. Волгограда, изношены меньше, чем шатунные шейки двигателей таксомоторного парка г. Саратова, износ шатунных шеек волгоградских такси чаще всего составляет 0,02 мм (рис. 3, а, кривая 1), что в 3 раза меньше износа вкладыша шатуна, а не крышки (кривая 2 на рис. 3, а). Изменение геометрической формы шатунной шейки очень незначительное: почти у 40% двигателей не удалось измерить конусность, у остальных двигателей она не превышала 0,02 мм, эллипсность у отдельных шеек достигала 0,10 мм, но в большинстве случаев составляла 0,01 мм.

Износ коренных шеек двигателей М-21, сня-

тых с эксплуатации для капитального ремонта в Волгоградском таксомоторном парке (рис. 3, б), почти в 3 раза больше, чем шатунных (рис. 3, б, кривая 4 — коренные шейки, кривая 3 — шатунные шейки). Изменение геометрической формы также больше, хотя и не в такой мере. Повышенный износ коренных шеек объясняется не только конструктивными особенностями, но и условиями эксплуатации. Наличие в шатунных шейках полостей, в которых центрифугируются загряз-

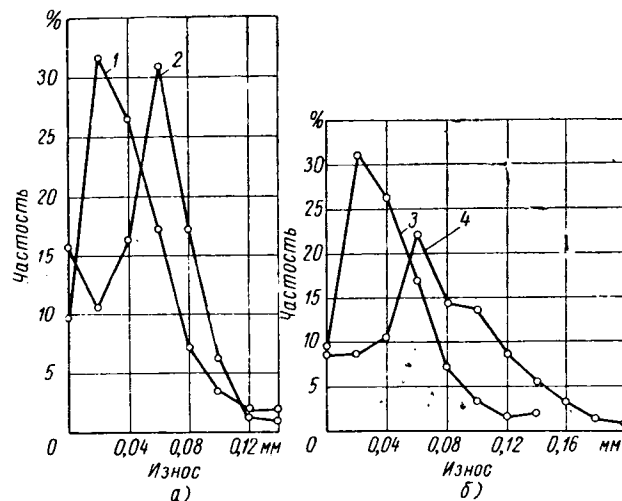


Рис. 3. Износ деталей подшипников коленчатого вала двигателей М-21, снятых с эксплуатации для капитального ремонта.

няющие масло частицы продуктов износа, очищает поступающее в шатунные подшипники масло и тем самым способствует повышению долговечности этих подшипников и малому износу шеек.

Приведенные данные характеризуют в основном соотношение износа деталей или рабочих поверхностей детали в условиях работы одного двигателя. Для характеристики надежности двигателя М-21 нужно его сравнить с двигателем, ему подобным, например М-20.

Из рис. 4, а видно, что у снятых с эксплуатации для очередного капитального ремонта двигателей М-21 износ шатунных шеек и износ вкладышей шатуна отличаются от износа шатунных шеек, износа вкладышей двигателя М-20. Изме-

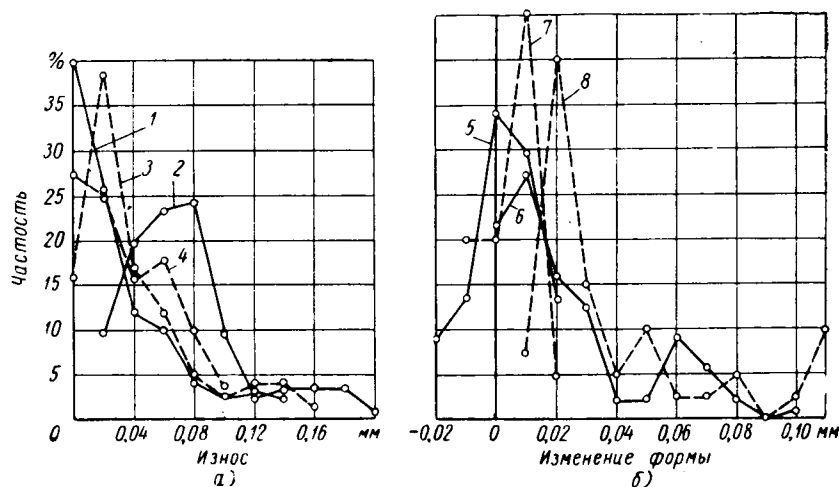


Рис. 4. Износ и изменение геометрической формы деталей подшипников коленчатого вала двигателей М-20 и М-21, снятых с эксплуатации для очередного капитального ремонта:

1 — износ шатунных шеек двигателя М-21; 2 — износ вкладышей шатуна двигателя М-21; 3 — износ шатунных шеек двигателя М-20; 4 — износ вкладышей шатуна двигателя М-20; 5 — конусность шатунных шеек двигателя М-21; 6 — эллипсность шатунных шеек двигателя М-21; 7 — конусность шатунных шеек двигателя М-20; 8 — эллипсность шатунных шеек двигателя М-20.

ние геометрической формы шатунных шеек, поступивших в очередной капитальный ремонт, двигателей М-21 меньше, чем у двигателя М-20.

Износ и изменение геометрической формы коренных шеек двигателей М-20 и М-21, поступивших в очередной капитальный ремонт, почти одинаковый.

Таким образом, надежность двигателя М-21 по сравнению с двигателем М-20 выше, более чем в 2 раза, а интенсивность износа гильзы, поршневых колец в 2 раза ниже; такое же соотношение наблюдается в износе сопряжения втулка верхней головки шатуна—поршневой палец. Особенно резко повышена надежность в работе сопряжения шатунный подшипник—шейка коленчатого вала за счет увеличения диаметра шейки чугунного коленчатого вала. Интенсивность износа и изменение формы шеек коленчатого вала настолько незначительны, что коленчатый вал может работать еще столько же.

Износ сопряжения стержень клапана—направляющая втулка клапана в двигателе М-21, по крайней мере, в 4 раза ниже, чем в двигателе М-20, к первому капитальному ремонту это сопряжение изношено не более 50%.

Для повышения надежности двигателя М-21 необходимо исключить деформацию гильз. Кроме того, для дальнейшего увеличения надежности сопряжения кольцо—гильза необходимо исключить вращение кольца в гильзе и тем самым сохранить их приработанное состояние.

Ремонтпригодность двигателя М-21 значительно выше, чем двигателя М-20, не только за счет введения съемных гильз, но и значительного повышения пробега двигателя до снятия в ремонт. Действительная ремонтпригодность двигателя М-21

еще выше. Необходимость капитального ремонта двигателя М-21 определяют по потребности в ремонте гильз. Наличие съемных гильз исключает необходимость полной разборки двигателя М-21 и механической обработки изношенных деталей. Полную разборку двигателя необходимо производить только при снятии коленчатого вала для шлифования шеек с резко изменившейся геометрической формой (даже если принять явно заниженную предельную величину эллипсности 0,05 мм), что наступит после пробега двигателем не менее 200 тыс. км.

В двигателе М-21 удобно ремонтировать и систему газораспределения. Аварийный выход из строя гнезд клапана, трещины между гнездами теперь уже не являются основанием для капитального ремонта двигателя, а тем более выбраковки дорогостоящего блока. Ремонт направляющих втулок не увеличивает номенклатуру необходимого при ремонте инструмента.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рубец Д. А. Эксплуатационные требования к автомобильным двигателям по долговечности и надежности. Сб. — «Повышение долговечности автотракторных двигателей». НАМИ, 1962.
2. Авдонькин Ф. Н. — «Автомобильная промышленность», 1962, № 2.
3. Авдонькин Ф. Н. — «Автомобильная промышленность», 1961, № 10.

УДК 665.521.2 : 66.067.1

Фильтрация бензинов в системе питания автомобилей

Канд. техн. наук А. А. ГУРЕЕВ, К. В. РЫБАКОВ, Д. М. АРОНОВ

В КАМЕРЫ сгорания автомобильных двигателей вместе с топливно-воздушной смесью попадает большое количество загрязнений. Принято считать, что основным источником загрязнений смеси является пыль, содержащаяся в воздухе. В связи с этим мероприятия по снижению загрязненности топливно-воздушной смеси в основном направлены на очистку воздуха, всасываемого в автомобильный двигатель [1], [2].

Однако в последнее время все большее внимание исследователей привлекают вопросы загрязненности автомобильных бензинов и методов их очистки [3].

Наличие механических примесей в бензине может вызвать серьезные нарушения работы автомобильного двигателя. Частицы загрязнений могут забивать различные каналы, калиброванные отверстия и жиклеры. Возможны случаи «размыва» жиклеров при использовании бензинов с большим содержанием примесей. Попадая во впускной трубопровод, частицы примесей могут оседать на его стенках и поступать в камеры сгорания.

Оставаясь во впускном трубопроводе, твердые частицы увеличивают количество образующихся отложений. Вокруг таких частиц скапливаются не испаряющиеся во впускной системе смолистые соединения, которые в этих условиях подвергаются дальнейшему окислению и полимеризации с образованием густых, а затем и твердых отложений с малой теплопроводностью. В составе отложений во впускном трубопроводе обычно находится довольно значительное количество зольных элементов [4].

Механические примеси в камере сгорания приводят к увеличению количества нагара и повышению износа трущихся деталей, главным образом верхней части гильз цилиндров и верхних (особенно первого) поршневых колец [1].

Вместе с тем надежная очистка бензинов от механических примесей полностью отсутствует на пути следования бензинов как от баз производства до топливных баков автомобилей, так и от топливных баков до двигателя.

Было проведено обследование загрязненности товарных автомобильных бензинов, взятых из топливных баков автомобилей, и проверена эффективность очистки бензинов неко-

торыми фильтрационными материалами, используемыми или разработанными для фильтрации других видов топлив.

Обследованию подвергались автомобильные бензины А-56, А-66 и А-72, пробы которых отбирались непосредственно из баков автомобилей на различных автобазах.

В пробах определялось весовое содержание механических примесей путем фильтрации образца бензина через мембранный фильтр № 4 и изучались гранулометрический состав и структура загрязняющих бензины частиц под микроскопом.

Таблица 1

Количество продуктов загрязнения в % (по весу)	Количество частиц в шт. на 1 мл бензина по размерам								
	1—3 мк	3—5 мк	5—10 мк	10—15 мк	15—20 мк	20—30 мк	30—40 мк	40—60 мк	60—80 мк
0,00340	10 900	6 700	3700	1520	1021	670	318	212	108
0,00232	18 600	10 970	5800	1097	720	248	36	36	—
0,00191	26 500	13 550	4700	1290	390	155	85	—	—
0,00075	8 700	4 780	2420	703	407	141	18	—	—
0,00074	5 170	3 110	1203	407	195	124	106	36	—
0,00070	3 600	1 363	550	195	36	36	—	—	—
0,00069	3 140	1 890	903	266	53	35	18	—	—
0,00063	10 000	6 700	3300	1097	530	177	72	36	—
0,00056	2 480	1 415	920	425	283	212	141	108	106
Среднее 0,00131	11 000	5 820	2620	746	403	195	88	48	23

В табл. 1 показан уровень загрязненности и гранулометрический состав загрязнений в пробах автомобильных бензинов, отобранных из топливных баков автомобилей.

Данные табл. 1 свидетельствуют о том, что общая загрязненность бензинов в баках автомобилей колеблется в пределах от 0,00056 до 0,0034% по весу и в среднем составляет 0,00131% по весу.

Если принять, что на износ трущихся деталей двигателя оказывают влияние главным образом частицы размером свы-

ше 10 мк, то из данных табл. 1 следует, что в среднем в 1 мл бензина содержится более 1500 частиц, вызывающих повышенный износ трущихся деталей двигателей.

В образовании отложений во впускной системе и в образовании нагара в двигателе, по-видимому, принимают участие частицы всех размеров.

Полученные данные свидетельствуют о необходимости тщательной фильтрации бензинов при поступлении их из баков автомобилей в двигатель.

Существующая система фильтрации бензина на отечественных автомобилях не обеспечивает необходимой чистоты топлива. Средства фильтрации бензина в системах питания в лучшем случае предохраняют от забивания каналов крупными частицами, случайно попавшими в бензин. Так, сетка заливной горловины бензобаков пропускает в бак все частицы, размер которых менее 500 мк; сетки фильтров бензонасосов имеют размер ячеек 100×100 мк или 150×150 мк; зазор между дисками фильтра-отстойника равен 50 мк.

Сопоставление данных по гранулометрическому составу загрязнений бензина и по возможностям удаления их фильтрующими элементами системы питания отечественных автомобилей показывает, что постоянно присутствующие загрязнения бензинов из топливных баков практически полностью попадают в двигатель.

В связи с полученными результатами было интересно проанализировать относительную оценку количества механических примесей, попадающих в двигатель со всасываемым воздухом и с бензином. Запыленность воздуха в условиях эксплуатации автомобиля может изменяться в довольно широких пределах, однако воздухоочистители, устанавливаемые на двигателях [1], [2], должны обеспечивать очистку воздуха таким образом, чтобы содержание пыли в нем не превышало 0,001 г/м³. При $\alpha=1$ соотношение веса бензина к весу воздуха в топливо-воздушной смеси равно 1:15. При плотности воздуха

1,2928 кг/м³ и при содержании загрязнений в бензине в среднем 0,00131% по весу в двигатель будет попадать примесей с бензином 0,0131 г, а с воздухом 0,0116 г на каждые 16 кг топливо-воздушной смеси.

Таким образом, с бензином в двигатель попадает загрязнений больше, чем с воздухом.

Следовательно, очистка от загрязнений автомобильного бензина в системах питания автомобилей должна заслуживать

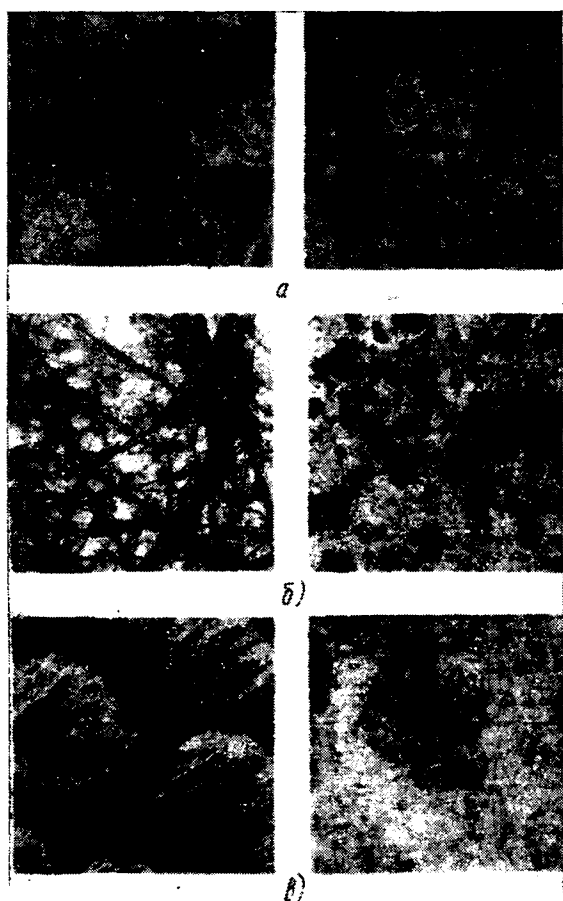


Рис. 1. Микроструктура фильтрационных материалов чистых (левая часть) и после фильтрации (правая часть):

а — фильтровальная вата; б — нетканый материал; в — металлокерамика.



Рис. 2. Автомобильный бензин А-66:

а — до фильтрации; б — после фильтрации капроном, артикул 22208; в — после фильтрации фильтровальной ватой, артикул 30110-40; г — после фильтрации фильтровой диагональю, ГОСТ 504-41; д — после фильтрации нетканым материалом; е — после фильтрации бумагой АФБ-1к; ж — после фильтрации металлокерамикой с диаметром зерен 63 мк.

значительно большего внимания, чем ей уделяется в настоящее время.

Основным средством очистки бензинов в системе питания двигателей наряду с фильтрами грубой очистки и отстойниками должны служить фильтры тонкой очистки с высокоэффективными фильтрующими материалами. Опыт показывает, что устройство мест отстоя бензина в системе питания двигателя при эксплуатации автомобиля является малоэффективным средством снижения загрязненности бензина, но хорошо служит для освобождения бензина от воды, выпавшей в виде второй фазы.

В качестве фильтрующих материалов для автомобильных бензинов были исследованы: капрон, фильтровальная вата, фильтровая диагональ, нетканый материал, бумага и металлокерамика.

Капрон (артикул 22208) представляет собой ткань толщиной 0,8 мм квадратного плетения из волокон капрона.

Фильтросванбой, ОСТ 30110-40 (рис. 1, а) — сплошная ткань толщиной 1 мм из хлопчатобумажной крученой пряжи.

Фильтродиагональ (ГОСТ 504-41, артикулы 2070—2063) — суровая, неаппретированная ткань толщиной 1 мм из хлопчатобумажной крученой пряжи.

Нетканый материал (рис. 1, б) представляет собой ровный слой хаотично расположенных волокон, соединенных между собой склеивающими веществами-латексами или термопластическими легкоплавкими синтетическими волокнами. Удельный вес волокнистого слоя 80 г/м², толщина 0,6—0,8 мм.

Бумага марки АФБ-1к (Т5 374-55) — плотная гофрированная бумага толщиной 0,6—0,8 мм, которая для предотвращения вымывания волокон бакелитируется.

Металлокерамика (рис. 1, в) представляет собой спрессованный при высокой температуре порошок малоуглеродистой стали сферической формы. Для уменьшения коррозии в углеводородных топливах металлокерамика подвергается диффузионному хромированию. Металлокерамика использовалась в виде пластин толщиной 3 мм (диаметр зерен 63 мк).

Все испытанные материалы снижают весовое содержание загрязнений в бензинах в 5—10 раз и более (табл. 2 и рис. 2).

Наряду с уменьшением общего количества примесей, в бензине снижается число частиц большого размера.

Среди исследованных материалов лучшие результаты по тонкости фильтрации показали нетканый материал, бумага и металлокерамика. Фильтры из первых двух материалов имеют высокую удельную пропускную способность. Это объясняется характером фильтрации через эти материалы.

Фильтрация в тканях в основном осуществляется в порах, образованных переплетениями нитей (рис. 1, а). Пory между отдельными волокнами в нитях тканей при фильтрации почти «не работают». В нетканом материале (рис. 1, б) и бумаге фильтрация осуществляется в порах, образованных волокнами, а так как волокна значительно тоньше, чем нити тканей, пористость этих материалов выше, отсюда и больше удельная пропускная способность.

Исследования эффективности очистки бензинов при помощи фильтрационных материалов показывают целесообразность разработки и применения в топливных системах автомобилей фильтров тонкой очистки из нетканых материалов, бумаги и металлокерамики.

В топливных системах зарубежных автомобилей в настоящее время широко применяются фильтры из плотной, отлитой в специальные формы бумаги (фильтры автомобилей Шевро-

Таблица 2

Фильтрационный материал	Удельная пропускная способность в м.л./млн.-см ²	Количество продуков загрязнений в % (по весу)	Количество частиц в шт. на 1 м.л. бензина по размерам									
			1—3 мк	3—5 мк	5—10 мк	10—15 мк	15—20 мк	20—30 мк	30—40 мк	40—50 мк		
До фильтрации . .	—	0,0036	28 600	18 120	7880	2030	1240	690	320	72		
Капрон, артикул 22208 (3 слоя) . .	955	0,00065	16 200	8 400	2040	1400	640	36	—	—		
Фильтросванбой (3 слоя)	350	0,00036	3 200	1 240	420	90	36	—	—	—		
Фильтродиагональ (3 слоя)	256	0,00034	2 060	840	160	72	—	—	—	—		
Нетканый материал (3 слоя)	430	0,00029	1 280	580	90	36	—	—	—	—		
Бумага АФБ-1к (1 слой)	640	0,00028	1 100	640	80	36	—	—	—	—		
Металлокерамика	52	0,00020	640	230	48	—	—	—	—	—		

ле и др.) и металлокерамические фильтры с прозрачными корпусами из нейлона [5], [6].

В последние годы предпочтение отдается металлокерамическим фильтрам, которые отличаются большим сроком службы, возможностью обеспечить любую заданную тонкость фильтрации и сравнительно легко очищаются от примесей при создании противотока [7].

Таким образом, создание надежной фильтрации бензина в топливных системах автомобилей позволит резко уменьшить количество примесей, попадающих в двигатель, и тем самым повысить срок его службы.

ЛИТЕРАТУРА

1. Почтарев Н. Ф. Влияние запыленности воздуха на износ поршневых двигателей. Воениздат, 1951.
2. Егоров И. М. Воздухоочистители колесных и гусеничных машин. Воениздат, 1956.
3. «SAE» Preprint, № 458Н, 1962.
4. Григорян Г., Куров В. «Автомобильный транспорт», 1956, № 6.
5. «The Petroleum Engineer», 1958, № 1, с. 1—54.
6. «Modern Plastieg», 1961, № 6, с. 129.
7. «MTZ», 1958, т. 19, № 11, с. 42.

УДК 621.431.73 : 621.82

Развитие конструкций уплотнения заднего конца коленчатого вала двигателей ГАЗ

П. Э. СЫРКИН, Ю. И. ДОКУКИН

Горьковский автозавод

УПЛОТНЕНИЕ заднего конца коленчатого вала часто бывает источником течи масла. За последние годы Горьковский автозавод проделал значительную работу по улучшению конструкции этого уплотнения. На рис. 1 показан сальник двигателей ГАЗ-51, М-20 «Победа» и М-21 «Волга».

Сальник состоит из двух отрезков пропитанного специальной антифрикционной массой и прографиченного асбестового плетеного шнура, прикрепленного с помощью двух штампованных держателей к заднему торцу блока. Место разъема крышки заднего коренного подшипника с блоком уплотняется с помощью двух резиновых прокладок. Конструкция этого устройства проста, но требует некоторого улучшения. Поэтому при разработке новых двигателей были опробованы другие конструкции уплотнений.

Сальник, примененный первоначально в двигателе автомобиля «Чайка», состоял из двух одинаковых резиновых полуколец с завулканизированной арматурой.

Благодаря некоторому натягу полукольца плотно поджимаются друг к другу и к своим гнездам в блоке и крышке подобно тому, как это происходит с вкладышами подшипников коленчатого вала.

Такой сальник оказался весьма удобным для заводской сборки и ремонта, но недолговечным. Резина вскоре старела и теряла упругость, а из-за отсутствия подтягивающей пружины, монтаж которой невозможен, кромка сальника переставала прилегать к шейке вала. Завод вынужден был отказаться от этой конструкции и вернуться вновь к уплотнению с асбестовым шнуром.

Теперь асбестовый шнур укладывается (рис. 2) в специальные проточки в блоке 1 и в крышке коренного подшипника 2, принцип действия такого сальника совершенно аналогичен принципу действия сальника, изображенного на рис. 1. Однако и при такой конструкции сальника наблюдалось просачивание масла. Дальнейшие работы по отработке сальника велись на

правой резьбы. Метод нанесения зависел от шлифовальной бумаги и навыка рабочего, поэтому качество «микрошнека» было нестабильно. Следующий этап состоял в замене «микрошнека» накаткой. После накатки шейки вала полировалась. Такие конструкции и технология применены в настоящее время в двигателях автомобиля «Чайка», «Волга» и ГАЗ-66.

При проверке сальника по описанному методу на бумаге не обнаруживалось ни одной капли масла на любых режимах работы двигателя.

Эта конструкция сальника, несмотря на полную надежность уплотнения, имеет один недостаток: при установке крышки с сальником из-за жесткости асбестового шнура крышка несколько перекашивается и гнездо под подшипник делается нецилиндричным. Разность диаметром по краям постели может достигать 0,05 мм.

Была предложена конструкция уплотнения с отдельным сальникомодержателем

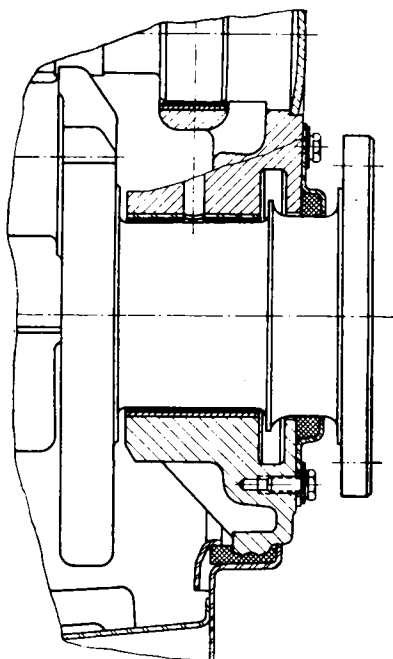


Рис. 1.

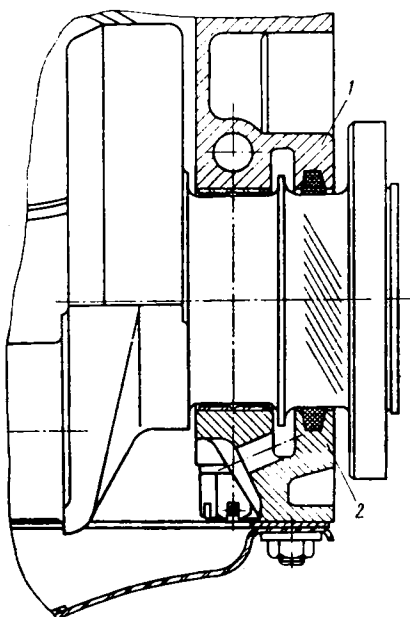


Рис. 2.

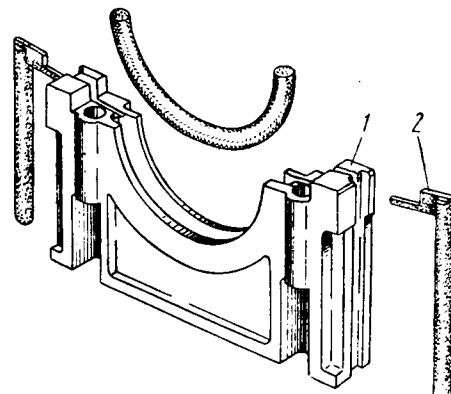


Рис. 3.

двигателе без маховика и картера сцепления с открытым задним фланцем коленчатого вала. Для оценки качества уплотнения на задний торец блока устанавливалось кольцо, к внутренней стенке которого прикреплялась белая бумага. По количеству капель масла, попадавших на бумагу при определенных оборотах и температуре за единицу времени, представлялась возможность судить о работе уплотнения.

Надежность уплотнения была повышена путем нанесения на шейку вала так называемого «микрошнека»: с помощью шлифовальной бумаги на токарном станке на шейке вала оставался след (микронеровности), имевший направление

(рис. 3). Крышка заднего коренного подшипника при этом унифицируется с остальными средними крышками, а сальникомодержатель представляет собой отдельную деталь из сплава АЛ-4, прикрепляемую к блоку двумя шпильками диаметром 8 мм. Испытания этого устройства на стенде и в дорожных условиях подтвердили все положительные качества данной конструкции. Уплотнение мест стыка сальникомодержателя 1 с блоком осуществляется с помощью резиновых прокладок 2. Описанная конструкция уплотнения внедрена в производство на двигателях автомобилей «Чайка» и ГАЗ-66.

УДК 629.1.028:001.5

О рациональной степени блокировки дифференциалов многоприводного автомобиля

Канд. техн. наук И. А. ЛЕВИН

Московский автомеханический институт

ДЛЯ ПЕРЕДАЧИ мощности двигателя к ведущим колесам автомобилей высокой проходимости применяются как бездифференциальный, так и дифференциальный приводы. В последнем случае обеспечивается кинематическое соответствие между ведущими осями и между ведущими колесами автомобиля, что исключает возникновение циркуляции паразитной мощности в системе привода и обеспечивает надлежащее распределение крутящего момента по осям и колесам автомобиля. Это благоприятно сказывается на нагружении элементов привода и шин [1]. При движении по дорогам с достаточно высоким сцеплением такой характер нагружения деталей привода и шин положительно влияет на их долговечность, а также на устойчивость и топливную экономичность автомобиля [2], [3].

Однако в условиях плохих дорог и бездорожья дифференциальный привод часто ограничивает проходимость автомобиля из-за того, что при буксовании одного или нескольких ведущих колес, имеющих заниженный запас сцепления, не может быть использован полностью повышенный запас сцепления других колес.

Заданное конструкцией дифференциала распределение крутящих моментов по ведущим осям и колесам автомобиля остается примерно постоянным при равенстве угловых скоростей колес и может изменяться при нарушении данного условия в зависимости от степени блокирования этого механизма. При простейших дифференциалах такое распределение можно считать постоянным и независимым от условий и характера движения автомобиля. При этом недоиспользование запаса сцеп-

ления колес автомобиля особенно пагубно сказывается на проходности автомобиля.

Простейший симметричный дифференциал, устанавливаемый между колесами ведущей оси, распределяет крутящий момент между ними поровну. Следовательно, если одно из колес находится на участке дороги с малым коэффициентом сцепления $\varphi_{\min}$ и буксует, то предельное значение тяговой силы на колесах ведущей оси автомобиля при колесной нагрузке Z будет¹

$$P'_{\kappa \max} = 2Z \varphi_{\min}. \quad (1)$$

Если дифференциал заблокирован, то предельное по запасу сцепления тяговое усилие на колесах ведущей оси автомобиля увеличивается за счет реализации крутящего момента в соответствии с запасом сцепления каждого колеса с дорогой

$$P''_{\kappa \max} = Z(\varphi_{\min} + \varphi_{\max}). \quad (2)$$

Повышение предельного значения тяговой силы за счет блокирования дифференциала может быть оценено коэффициентом повышения тяговой силы γ , представляющим отношение предельной тяговой силы при заблокированном дифференциале к ее предельному значению при разблокированном дифференциале:

$$\gamma = \frac{P''_{\kappa \max}}{P'_{\kappa \max}} = \frac{\varphi_{\min} + \varphi_{\max}}{2\varphi_{\min}}. \quad (3)$$

Если принять наиболее отличающиеся значения коэффициентов сцепления $\varphi_{\min}=0,1$ и $\varphi_{\max}=0,7$, то получим максимальное значение коэффициента γ , характеризующее максимально возможное увеличение суммарной тяговой силы, создаваемой в этих условиях ведущей осью автомобиля за счет блокировки дифференциала

$$\gamma = \frac{0,1 + 0,7}{2 \cdot 0,1} = 4,$$

т. е. в этом случае предельное значение тяговой силы за счет блокировки дифференциала может увеличиться в 4 раза. Практически такой случай возможен, и, следовательно, крутящий момент может передаваться при блокировке дифференциала на колесо, обладающее наибольшим сцеплением с дорогой.

Межосевые дифференциалы многоприводных автомобилей иногда применяют несимметричными, так как если вес автомобиля распределяется по осям не поровну, то при симметричном дифференциале правильное соотношение между силой тяги по сцеплению и по тяге, подводимой от двигателя, для каждой оси нарушается. В этом случае максимальное тяговое усилие автомобиля будет определяться запасом сцепления колес недогруженной оси, даже если коэффициенты сцепления колес с дорогой одинаковы. Предельная величина тяговой силы автомобиля снизится тем более, если значение коэффициента сцепления колес этой оси будет заниженным.

Предельное значение тяговой силы автомобиля с несимметричным межосевым и симметричным межколесным дифференциалами простого типа, при одном или двух буксующих колесах одной оси

$$P'_{\kappa \max} \leq 2Z_1 \varphi_{\min} + 2Z_1 \varphi_{\min} i_{\partial} = 2Z_1 \varphi_{\min} (1 + i_{\partial}), \quad (4)$$

где Z_1 — нормальная нагрузка на буксующем колесе; $i_{\partial} = \frac{2Z_2}{2Z_1}$ — передаточное число межосевого дифференциала ($2Z_2$ — нагрузка на заднюю ось для автомобиля 4×4 или нагрузка на опору балансирной подвески тележки трехосного автомобиля).

Если долю веса, приходящуюся на переднюю ось, обозначить λ , то получим

$$2Z_1 = \lambda G_a; \quad 2Z_2 = (1 - \lambda) \cdot G_a,$$

где G_a — вес автомобиля. Тогда

$$P'_{\kappa \max} \leq \varphi_{\min} [\lambda G_a + G_a (1 - \lambda)] = G_a \varphi_{\min}. \quad (5)$$

Предельное значение тяговой силы автомобиля при блокировке межосевого и межколесных дифференциалов в общем случае равно:

при одном буксующем колесе

$$P_{\kappa \max} \leq G_a \varphi_{\min} \left[0,5\lambda + \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}} (1 - 0,5\lambda) \right]; \quad (6a)$$

при двух буксующих колесах одной оси

$$P_{\kappa \max} \leq G_a \varphi_{\min} \left[\lambda + \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}} (1 - \lambda) \right]. \quad (6b)$$

Отношение выражений (6) и (5) характеризует повышение предельного значения тяговой силы автомобиля за счет блокировки всех дифференциалов.

Выражая нагрузки на оси через коэффициент λ , получим окончательно для автомобилей типа 4×4 и 6×6: при одном буксующем колесе

$$\gamma = 0,5\lambda + \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}} (1 - 0,5 \cdot \lambda); \quad (7a)$$

при двух буксующих колесах

$$\gamma = \lambda + \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}} (1 - \lambda). \quad (7b)$$

На рис. 1 и 2 представлены графики, характеризующие зависимость предельной тяговой силы автомобиля (γ) для раз-

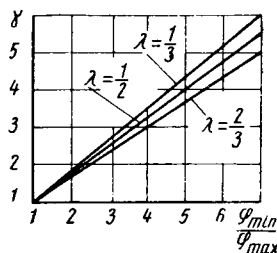


Рис. 1.

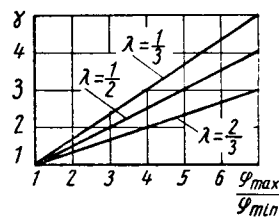


Рис. 2.

личных соотношений $\frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}}$ и при различном распределении веса по ведущим осям в случае буксования одного (рис. 1) и двух колес одной из осей автомобиля (рис. 2).

Из графиков следует, что по мере увеличения разницы в $\varphi_{\max}$ и $\varphi_{\min}$ блокированная связь ведущих осей и колес автомобиля приводит к значительному повышению его предельной тяговой силы γ для любого распределения веса автомобиля по его осям.

В частности, при буксовании одного колеса автомобиля типа 4×4 с одинаковым распределением веса по осям $\lambda = \frac{1}{2}$ при

$\varphi_{\max}=0,7$ и $\varphi_{\min}=0,1$ $\gamma=5,5$, а у автомобиля типа 6×6 ($\lambda = \frac{1}{3}$) коэффициент $\gamma=6$. Это означает, что за счет блокировки всех дифференциалов суммарная предельная тяговая сила автомобиля увеличивается соответственно в 5,5 и в 6 раз.

При буксовании двух колес одной оси автомобиля коэффициент γ возрастает в 4 и 5 раз (рис. 2).

Таким образом, по относительной величине предельного значения суммарной тяговой силы автомобиль типа 6×6 по сравнению с автомобилем типа 4×4 с заблокированными дифференциалами дает сравнительно небольшой выигрыш (около 9 и 12,5%).

Рассмотрим вопрос о предельном значении тяговой силы автомобилей, снабженных блокированным приводом ведущих осей, в которых установлены межколесные простые дифференциалы. Такая схема привода используется на автомобилях наиболее часто и поэтому представляет интерес для исследования.

Если одно из колес имеет малое сцепление с дорогой (или оторвалось от нее), то суммарное предельное тяговое усилие

¹ Без учета внутренних потерь в шине.

автомобиля при таком типе привода в общем случае определяется уравнением (6).

Соотношение предельных значений тяговых сил для полностью заблокированного привода автомобиля и для автомобиля с блокировкой только межосевого привода выразится отношением уравнений (6а) и (6б).

Применяя коэффициент распределения веса λ для автомобилей 4×4 и 6×6, получим

$$\gamma = \frac{0,5\lambda + \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}} (1 - 0,5 \cdot \lambda)}{\lambda + \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}} (1 - \lambda)} \quad (8)$$

График на рис. 3 иллюстрирует зависимость коэффициента γ для тех же условий, что рис. 1, но при блокировке только межосевого привода. В этом случае предельное значение тяговой силы автомобиля получается большим, если буксующее колесо принадлежит перегруженной оси. Сравнение графиков рис. 1 и 3 показывает, что в этом случае (коэффициент γ для одной и той же развесовки автомобиля значительно ниже, чем при полной блокировке как межосевых, так и межколесных связей.

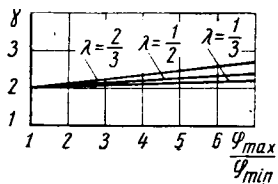


Рис. 3.

Из графиков следует, что при разной осевой нагрузке блокировка межколесных связей более эффективна, чем блокировка межосевых связей. При этом блокировка межколесных связей является особенно эффективной, если буксующее колесо принадлежит недогруженной оси автомобиля (рис. 1).

Указанные сравнения говорят в пользу одинакового распределения веса по осям автомобиля с полностью заблокированным приводом, так как при этом предельное значение тяговой силы, достигаемое блокировкой дифференциалов, не зависит от того, колеса какой оси являются буксующими.

Однако жесткая блокировка дифференциалов значительно ухудшает маневренность автомобиля на местности, что иногда сопровождается и ухудшением проходимости автомобиля. Поэтому целесообразно снабжать автомобиль такими дифференциальными механизмами, которые обладали бы ограниченной степенью блокировки и тем не менее обеспечивали бы полную реализацию запаса сцепления всех колес с дорогой.

Степень блокировки ведущих колес или осей автомобиля дифференциальным механизмом можно оценить коэффициентом блокировки данного механизма, выраженным отношением крутящих моментов на этих элементах автомобиля

$$K = \frac{M_{\text{отст}}^*}{M_{\text{заб}}} \quad (9)$$

где $M_{\text{отст}}$ — крутящий момент на отстающем колесе или оси; $M_{\text{заб}}$ — крутящий момент на забегавшем колесе или оси.

Этот коэффициент позволяет оценить эффективность блокировки дифференциалов независимо от величины подводимого к нему крутящего момента.

Значения коэффициента блокировки определяются конструкцией дифференциальных механизмов и находятся в пределах от единицы (для простого дифференциала) до бесконечности (при его жесткой блокировке). Повышенное значение степени блокировки дифференциалов ухудшает маневренность, топливную экономичность и устойчивость автомобиля и вызывает перегрузку связываемых им деталей трансмиссии. Поэтому степень блокировки дифференциалов целесообразно ограничивать, исходя из максимально возможной разницы в коэффициентах сцепления колес с опорной поверхностью. Можно считать, что в реальных условиях движения наибольшая разница между $\varphi_{\min}$ и $\varphi_{\max}$ находится в пределах 0,1—0,7.

Поэтому рациональное максимальное значение коэффициента блокировки для межколесного K_K дифференциала не должно превышать величины

$$K_K = \frac{M_{\text{отст}}}{M_{\text{заб}}} = \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}} = \frac{0,7}{0,1} = 7. \quad (10)$$

* Для коэффициента блокировки используются и другие выражения.

Такое же значение коэффициента блокировки будет рациональным и для межосевого K_o дифференциала автомобиля с одинаковой осевой нагрузкой при разблокированных межколесных дифференциалах, а также при буксовании двух колес одной из осей независимо от характера межколесной связи.

Однако при заблокированных межколесных дифференциалах автомобиля типа 4×4 с одинаковой осевой нагрузкой, рациональное предельное значение коэффициента блокировки межосевого дифференциала при буксовании одного из колес принимает иное значение:

$$K_o = \frac{2Z\varphi_{\max}}{Z(\varphi_{\min} + \varphi_{\max})} = \frac{2\varphi_{\max}}{\varphi_{\min} + \varphi_{\max}}, \quad (11)$$

т. е.

$$K_o = \frac{2 \cdot 0,7}{0,1 + 0,7} = \frac{1,4}{0,8} = 1,75.$$

Соответственно для автомобиля типа 6×6 дифференциал между передней осью и тележкой задних мостов должен иметь вдвое большее значение коэффициента блокировки K_o .

При таких предельных значениях коэффициента блокировки межосевого дифференциала в сочетании с блокируемыми межколесными дифференциалами достигается максимальная тяговая сила автомобиля. Следовательно, повышение коэффициентов блокировки выше указанных пределов не является целесообразным.

В этом случае создаются условия для полной реализации запаса сцепления колес с дорогой при наибольшей разнице в коэффициентах сцепления. Необходимость повышения коэффициента блокировки может возникнуть только при снижении нагрузки на одно или несколько колес автомобиля (при отрыве их от дороги). Однако этот недостаток может быть устранен с применением рациональной схемы подвески автомобиля или дифференциалов с нелинейной характеристикой [4].

Чтобы определить наиболее целесообразную схему дифференциальной раздачи крутящего момента двигателя между ведущими колесами автомобиля, при которой запас их сцепления с дорогой может быть использован полностью и в то же время могут быть сведены к минимуму вредные последствия блокировки, рассмотрим различные варианты схемы привода автомобиля типа 4×4.

Этот анализ может быть распространен и на автомобиль типа 6×6 и 8×8, если рассматривать отдельно распределение момента двигателя между передним мостом и тележкой задних мостов и распределение моментов в приводе между мостами этой тележки.

Возможные варианты схемы привода автомобиля типа 4×4 могут быть сведены к следующим девяти вариантам (табл. 1).

Таблица 1

Варианты схемы	Межосевой дифференциал	Межколесный дифференциал
I	$K_o = 1$	$K_K = 1$
II	$K_o = \infty$	$K_K = 1$
III	$1 < K_o < 7$	$K_K = 1$
IV	$K_o = 1$	$K_K = \infty$
V	$K_o = 1$	$1 < K_K < 7$
VI	$K_o = \infty$	$1 < K_K < 7$
VII	$K_o = \infty$	$K_K = \infty$
VIII	$1 < K_o < 1,75 (7)$	$K_K = \infty$
IX	$1 < K_o < 1,75 (7)$	$1 < K_K < 7$

Примечание. Значения K_o , указанные в скобках, соответствуют буксованию двух колес одной из осей.

При сравнении всех вариантов по возможности реализации предельного тягового усилия автомобиля предположим, что одно из колес имеет запас сцепления с дорогой при $\varphi_{\min}$, а все остальные колеса $\varphi_{\max}$. Одновременно предположим, что нагрузка на колеса автомобиля одинакова и при движении автомобиля не изменяется, т. е. $Z = \frac{G_a}{4}$. При анализе используем уравнения (5) и (6) в преобразованном виде.

Для полной блокировки всех связей

$$P''_{\kappa \max} = 0,5 \lambda G_a \varphi_{\min} (1 + K_{\kappa}) (1 + K_o) \leq G_a \varphi_{\min} \left[0,5 \lambda + \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}} (1 - 0,5 \lambda) \right]. \quad (12)$$

Для заблокированной связи ведущих осей при простых межколесных дифференциалах

$$P''_{\kappa \max} = \lambda G_a \varphi_{\min} (1 + K_o) \leq G_a \varphi_{\min} \left[\lambda + \frac{\varphi_{\max}}{\varphi_{\min}} (1 - \lambda) \right]. \quad (13)$$

Численные значения коэффициента γ для каждого варианта схемы привода приведены в табл. 2.

Таблица 2

Вариант	Численное значение коэффициента γ
I	$\gamma_I = 1$
II	$\gamma_{II} = 4$
III	При $K_o = 1$ $\gamma_{III} = 1$ $K_o = 7$ $\gamma_{III} = 4$ $K > 1$ $4 > \gamma_{III} > 1$
IV	$\gamma_{IV} = 4$
V	При $K_{\kappa} = 1$ $\gamma_V = 1$ $K_{\kappa} = 7$ $\gamma_V = 4$ $1 < K_{\kappa} < 7$ $4 < \gamma_V < 1$
VI	При $K_{\kappa} = 1$ $\gamma_{VI} = 4$ $K_{\kappa} = 7$ $\gamma_{VI} = 5,5$ $1 < K_{\kappa} < 7$ $4 < \gamma_{VI} < 5,5$
VII	$\gamma_{VII} = 5,5$
VIII	При $K_o = 1$ $\gamma_{VIII} = 4$ При $K_o = 1,75$ (7) $\gamma_{VIII} = 5,5$
IX	$K_o = 1,75$ (7) $K_{\kappa} = 7$ $\gamma_{IX} = 5,5$

Сравнение вариантов схемы показывает:

I вариант. Циркуляция мощности исключается, крутящий момент двигателя распределяется между колесами поровну, но предельная суммарная тяговая сила автомобиля ограничена минимальным значением коэффициента сцепления одного из колес с дорогой.

II вариант. Предельная тяговая сила автомобиля повышается в 4 раза, но может быть нарушено кинематическое соответствие между осями и колесами автомобиля. Этот недостаток можно свести к минимуму при сокращении межосевой базы (задняя тележка трехосного автомобиля).

III вариант. При $K_o = 7$ повышение предельного значения тяговой силы автомобиля равноценно с вариантом II, при $1 < K < 7$ этот вариант занимает промежуточное положение между вариантами I и II, но конструкция привода усложняется.

IV вариант. По предельному значению тяговой силы равноценен с вариантами II и III, но жесткая межколесная связь обуславливает кинематическое несоответствие в системе каждой оси и между ними.

V вариант. Если K_{κ} стремится к 1, этот вариант приближается к варианту I, при возрастании K_{κ} к значению, равному 7, он приближается к вариантам II, III и IV.

VI вариант. При значениях K_{κ} в пределах от 1 до 7 коэффициент γ находится в пределах $4 < \gamma_{VI} < 5,5$. Этому варианту будут свойственны недостатки варианта IV.

VII вариант. По предельному значению суммарной тяговой силы автомобиля этот вариант однозначен с вариантом VI и сохраняет его недостатки.

VIII вариант. В зависимости от значения K_o равноценен с вариантами IV и VII.

IX вариант. При $K_o = 1,75$ и $K_{\kappa} = 7$ этот вариант схемы, как и варианты VII и VIII, позволяет полностью использовать запас сцепления всех ведущих колес с дорогой ($\gamma_{IX} = 5,5$). Однако при этом сводятся к минимуму вредные последствия кинематического несоответствия как между колесами, так и между осями автомобиля.

Для этого варианта схемы коэффициент γ_{IX} имеет следующие выражения:

$$\gamma_{IX} = \frac{(1 + K_{\kappa}) (1 + K_o)}{4};$$

при буксовании двух колес одной из осей автомобиля

$$\gamma_{IX} = \lambda (1 + K_o).$$

В действительности значения коэффициентов сцепления $\varphi_{\min}$ и $\varphi_{\max}$ могут существенно отличаться от принятых, что изменяет как величины коэффициентов K_o и K_{κ} , так и коэффициент γ_{IX} .

В табл. 3 приведены значения коэффициента γ для каждого варианта привода при различных соотношениях $\varphi_{\min}$ и $\varphi_{\max}$, а в табл. 4 — значения коэффициентов блокировки K_o и K_{κ} , соответствующие этим значениям коэффициента γ при различных соотношениях $\varphi_{\min}$ и $\varphi_{\max}$, в случае буксования одного колеса.

Таблица 3

Варианты схемы привода автомобиля	Значение коэффициента γ при соотношении					
	$\frac{\varphi_{\min}}{\varphi_{\max}}$					
	0,1 0,7	0,2 0,7	0,2 0,6	0,2 0,5	0,3 0,6	0,3 0,5
I	1	1	1	1	1	1
II, III, IV, V	4	2,25	2,0	1,85	1,5	1,33
VI, VII, VIII, IX	5,5	2,87	2,5	2,12	1,75	1,5

Данные табл. 3 и 4 показывают, что четыре последних варианта обладают существенными преимуществами перед остальными, так как даже при относительно малой разнице в $\varphi_{\min}$ и $\varphi_{\max}$ они позволяют получить наибольшее значение суммарной тяговой силы автомобиля.

Таблица 4

Варианты привода	Значения коэффициентов блокировки дифференциалов $\frac{K_{\kappa}}{K_o}$ при соотношении					
	$\frac{\varphi_{\min}}{\varphi_{\max}}$					
	0,1/0,7	0,2/0,7	0,2/0,6	0,2/0,5	0,3/0,6	0,3/0,5
I	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1	1/1
II	1/∞	1/∞	1/∞	1/∞	1/∞	1/∞
III	1/7	1/3,5	1/3	1/2,5	1/2	1/1,67
IV	∞/1	∞/1	∞/1	∞/1	∞/1	∞/1
V	7/1	3,5/1	3/1	2,5/1	2/1	1,67/1
VI	7/∞	3,5/∞	3/∞	2,5/∞	2/∞	1,67/∞
VII	∞/∞	∞/∞	∞/∞	∞/∞	∞/∞	∞/∞
VIII	∞/1,75	∞/1,55	∞/1,5	∞/1,43	∞/1,33	∞/1,25
IX	7/1,75	3,5/1,55	3,0/1,5	2,5/1,43	2,0	1,67
					1,33	1,25

Приведенный выше анализ показал, что последний вариант схемы привода, предполагающий применение межколесных и межосевых дифференциалов с оптимальной степенью блокирования последних, обеспечивает наилучшее использование запаса сцепления с дорогой и сводит к минимуму вредное последствие их жесткой связи.

Этот анализ показывает также, что для автомобиля типа 4×4 теоретически наиболее целесообразными являются такие конструкции дифференциалов, которые допускали бы изменение коэффициентов блокировки в пределах от 1 до 7 в зависимости от соотношений $\Phi_{\min}$ и $\Phi_{\max}$.

Однако ни одна из существующих конструкций дифференциалов не удовлетворяет этому требованию, поскольку все они имеют постоянное значение коэффициента блокировки.

Исследования дифференциала нового типа с гидравлическим трением [4] позволяют считать, что он обладает большими перспективами.

Приведенные соображения должны учитываться при проектировании трансмиссий многоприводных автомобилей. Особое внимание следует уделить разработке конструкций дифференциалов с автоматическим регулированием степени блокировки.

Данные выводы сделаны без учета перераспределения реакций на колесах автомобиля при его движении. Поэтому рациональное значение коэффициентов блокировки в указанных пределах должно быть определено постановкой специальных исследований.

ЛИТЕРАТУРА

1. Коротышко Н. И. — «Автомобили с заблокированным и дифференциальным приводом». Машгиз, 1948.
2. Левин И. А. К вопросу о циркуляции паразитной мощности в трансмиссии многоприводного автомобиля. Труды МАМИ, Автотрансиздат, 1954.
3. Пирковский Ю. В., Яценко Н. Н. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 1.
4. Бухарин Н. А., Малюков А. А. — «Автомобильная промышленность», 1963, № 3.

УДК 629.11.093.33

Исследование автоматического регулирования клиноременной передачи

Канд. техн. наук В. А. ПЕТРОВ, С. А. НАЗАРКО

Московский автомеханический институт, Омский политехнический институт

УСПЕХИ современной химии, позволившие создать высокопрочные ремни с синтетическим кордом, сделали возможным применение фрикционных клиноременных передач на автомобилях. Такая передача в течение ряда лет успешно применяется на голландском автомобиле ДАФ [1], [2].

Известны различные конструктивные схемы клиноременных передач [3]. На автомобиле ДАФ применена схема передачи

дается ведущему шкиву 2, а от него через ремень 3 ведомому шкиву 4, укрепленному на ведомом валу 5. Каждый из шкивов состоит из двух половин. Благодаря сближению половин одного шкива и раздвижению половин другого шкива осуществляется изменение положения ремня на шкивах и передаточного числа передачи. Натяжение ремня производится пружиной 6, установленной на ведомом валу.

На ведущий шкив действуют сила пружины 7, сила центробежных грузов 8 и разрежение во всасывающей трубе двигателя, подводимое в полость 9. Разрежение в полости 9 стремится переместить корпус 10 относительно поршня 11, укрепленного на валу 1, влево и сблизить половин шкива 2. При такой схеме передаточное число меняется в зависимости от числа оборотов ведущего вала, разрежения и от крутящего момента.

Трансмиссия автомобиля ДАФ содержит две подобные передачи, расположенные за главной передачей автомобиля. Каждая из клиноременных передач через колесный редуктор передает вращение к ведущему колесу автомобиля. Передаточное число главной передачи 1,928, а колесного редуктора — 4,46. Передача автомобиля ДАФ выполняет также функции дифференциала повышенного трения, позволяя колесам вращаться с различной угловой скоростью. Максимальное передаточное число передачи ДАФ $i_{\max}=2,13$, а минимальное $i_{\min}=0,47$. Максимальный рабочий диаметр шкивов равен 197 мм, минимальный — 93 мм; угол клина ремня 26°. Ширина верхнего основания сечения ремня 32 мм, нижнего 25 мм, толщина ремня 14 мм, глубина поперечных канавок ремня 5 мм.

На основании экспериментальных и теоретических исследований были выявлены принципиальные возможности рассмотренной системы автоматического регулирования и дана методика ее статического расчета, необходимая для создания подобного типа передачи для других автомобилей.

Основным исходным уравнением, позволяющим определить зависимость изменения передаточного числа от параметров регулирования, является уравнение равновесия сил, действующих на ведущий шкив (рис. 1):

$$P_2 = P_3 + P_6 + P_h, \quad (1)$$

где P_2 — осевая сила, действующая со стороны ремня на шкив 2;

P_3 — осевая сила от центробежных грузов 8;

P_6 — сила пружины 7;

P_h — сила от разрежения, действующая на шкив 2.

Первоначально рассмотрим проверочный расчет системы в предположении, что она не реагирует на разрежение. Тогда уравнение (1) примет вид

$$P_2 = P_3 + P_6. \quad (2)$$

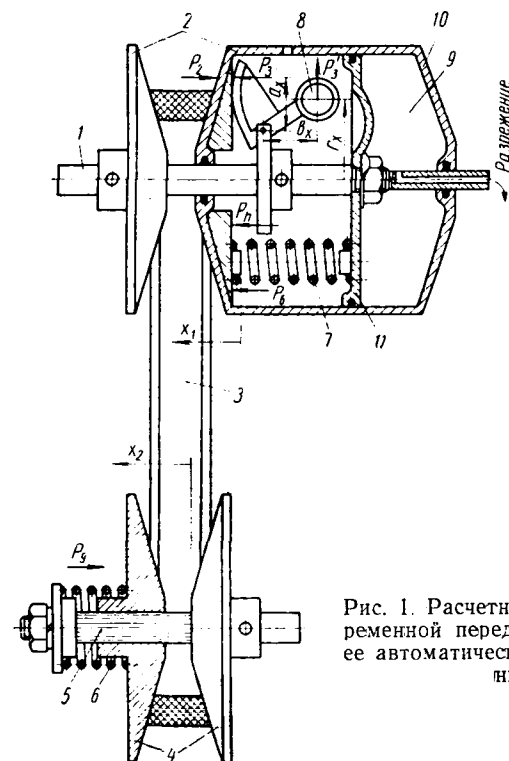


Рис. 1. Расчетная схема клиноременной передачи и системы ее автоматического регулирования.

с натяжением ремня за счет пружины, расположенной на ведомом шкиве. Такая передача легко поддается автоматизации, благодаря чему представляет интерес для дальнейших разработок недорогих автомобилей.

Схема клиноременной передачи с нажимной пружиной, расположенной на ведомом шкиве, и системы ее автоматического регулирования показана на рис. 1. Вращение вала 1 пере-

Приведенное равенство сил наступает при определенном положении x_1 подвижной половины ведущего шкива. Поэтому определим все силы, входящие в уравнение (2) в зависимости от перемещения x_1 .

Осевая сила P_2 является результатом действия осевой силы P_9 , которая передается с ведомого шкива на ремень, а с ремня на ведущий шкив. Зависимость между силами P_2 и P_9 определяется коэффициентом

$$\beta = \frac{P_2}{P_9}. \quad (3)$$

Этот коэффициент определяется по полученной авторами в результате экспериментальных исследований эмпирической формуле [4]

$$\beta = 0,77 P_9^{0,2} (0,03 P_9^{1,3} e^{-0,04 P_9} + 0,85) (0,0032 \alpha_1 + 0,42), \quad (4)$$

где P_9 — окружная сила на ведущем шкиве в кг;

P_9 — осевая сила на ведомом шкиве в кг;

α — угол обхвата ведущего шкива в град.

Указанную формулу с достаточной точностью можно применять при изменении силы P_9 от 5 до 150 кг и при изменении силы P_9 от 50 до 300 кг.

Окружная сила

$$P_o = \frac{2 M_1}{D_1}, \quad (5)$$

где M_1 — крутящий момент на ведущем шкиве;

D_1 — рабочий диаметр ведущего шкива, определяемый положением ремня на шкиве.

Угол обхвата ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180 + \arcsin \frac{D_1 - D_2}{l}, \quad (6)$$

где D_2 — рабочий диаметр ведомого шкива;

l — межцентровое расстояние.

Совместив уравнения (2)–(6), получим

$$P_2 = P_9 \left[0,77 \left(\frac{2 M_1}{D_1} \right)^{0,2} (0,03 P_9^{1,3} e^{-0,04 P_9} + 0,85) \right] \times \\ \times \left[0,0032 \left(180 + \arcsin \frac{D_1 - D_2}{l} \right) + 0,42 \right]. \quad (7)$$

Входящие в это уравнение диаметры [3]

$$D_1 = \frac{-\frac{\pi}{2}(i+1) + \sqrt{\frac{\pi^2}{4}(i+1)^2 + 2(i-1)^2 \left(\frac{L}{2l} - 1 \right)}}{(i-1)^2} 2l, \quad (8)$$

$$D_2 = D_1 i, \quad (9)$$

где i — текущее значение передаточного числа клиноременной передачи;

L — длина ремня.

Как видно, осевая сила P_2 является функцией трех переменных: осевой силы P_9 , передаточного числа i и крутящего момента M_1 . В свою очередь, сила P_9 и передаточное число i являются функциями перемещения x_1 . Для определения зависимости между передаточным числом i и перемещением x_1 зададимся несколькими произвольными значениями передаточного числа i и определим для них из уравнения (8) диаметр D_1 . По диаметру определим перемещение x_1 из уравнения

$$x_1 = (D_1 - D_{1 \min}) \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}, \quad (10)$$

где $D_{1 \min}$ — наименьший диаметр ведущего шкива, соответствующий максимальному передаточному числу передачи;

φ — угол клина шкива.

Полученная указанным выше способом зависимость передаточного числа i от перемещения x_1 для передачи автомобиля ДАФ построена на рис. 2.

Осевая сила P_9 определяется по характеристике пружины, расположенной на ведомом шкиве в зависимости от переме-

щения x_2 подвижной половины ведомого шкива. Экспериментально полученная характеристика этой пружины для передачи автомобиля ДАФ построена на рис. 2.

Перемещения x_1 и x_2 связаны между собой передаточным числом. Для определения зависимости передаточного числа i от

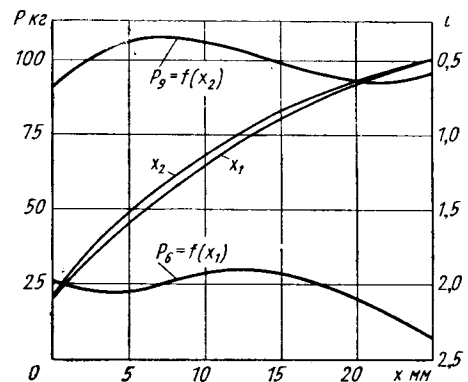


Рис. 2. Зависимость изменения перемещений ведущего и ведомого шкивов от передаточного числа и характеристики пружины.

перемещения x_2 зададимся несколькими произвольными значениями передаточного числа и определим для них из уравнения (8) диаметр D_1 и из уравнения (9) диаметр D_2 . Перемещение x_2 для заданных значений передаточного числа определится из уравнения

$$x_2 = (D_{2 \max} - D_2) \operatorname{tg} \frac{\varphi}{2}, \quad (11)$$

где $D_{2 \max}$ — максимальный диаметр ведомого шкива, соответствующий максимальному передаточному числу передачи.

Полученная указанным выше способом зависимость между передаточным числом i и перемещением x_2 построена на рис. 2. На основании кривых x_1 и x_2 , построенных на рис. 2, можно найти связь между перемещениями x_1 и x_2 и построить зависимость осевой силы P_9 на ведомом шкиве от перемещения x_1 подвижной половины ведущего шкива.

Таким образом, осевая сила P_2 является функцией только двух независимых переменных величин: крутящего момента M_1 и перемещения x_1 . Зависимость силы P_2 от перемещения x_1 для трех произвольно выбранных постоянных значений крутящего момента M_1 , равных 3,5; 2,0 и 1,0 кгм, построена на рис. 3, а. Под шкалой x_1 на этом рисунке на основании рис. 2 построена шкала передаточного числа i .

При построении кривых силы P_2 используется следующий порядок расчета. Произвольно задавшись передаточным числом i , а следовательно, и перемещением x_1 , из уравнений (8) и (9) находятся диаметры D_1 и D_2 . По перемещению x_1 определяется сила P_9 . Полученные значения D_1 , D_2 и P_9 и заданное значение M_1 , подставленные в уравнение (7), дают силу P_2 .

Осевая сила, действующая на ведущий шкив, от центробежных грузов

$$P_3 = \frac{z G_z n_d^2 r_x \pi^2 b_x}{900 g a_x i_0^2} = C n_d^2, \quad (12)$$

где z — число грузов;

b_x — расстояние от оси поворота груза до центра приведенной массы в м;

a_x — расстояние от оси поворота груза до точки контакта кулачка с диском в м;

r_x — расстояние от оси вращения до центра приведенной массы в м;

G_z — вес груза в кг;

g — ускорение силы тяжести в м/сек²;

n_d — число оборотов двигателя в минуту;

i_0 — передаточное число главной передачи автомобиля, расположенной между двигателем и ведущими шкивами передачи.

Коэффициент C является функцией перемещения x_1 .

Осевая сила P_6 пружины ведущего шкива находится по ее характеристике в зависимости от перемещения x_1 (пружина 7 (рис. 1) создает необходимое нажатие на ведущий шкив при малом числе оборотов, когда центробежная сила невели-

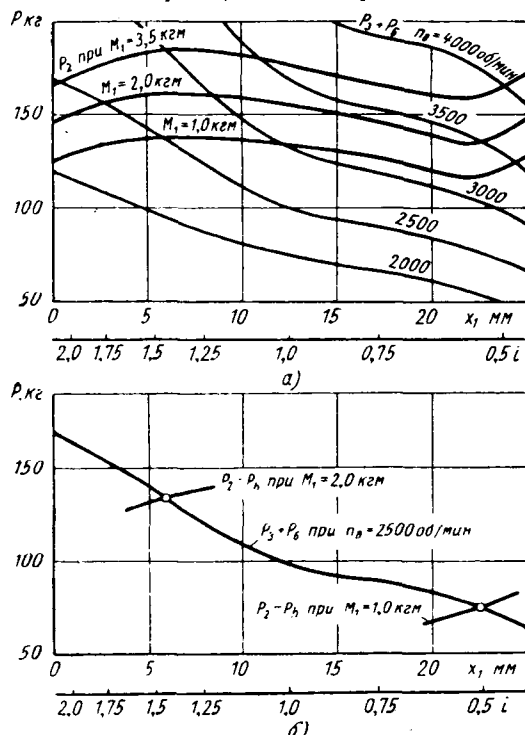


Рис. 3. Расчетный график режимов работы передачи: а — для системы, не реагирующей на разрежение, б — для системы, реагирующей на разрежение.

ка]. Эта характеристика, полученная экспериментально, приведена на рис. 2.

На рис. 3, а для различных постоянных чисел оборотов двигателя построены кривые суммарной силы $P_3 + P_6$.

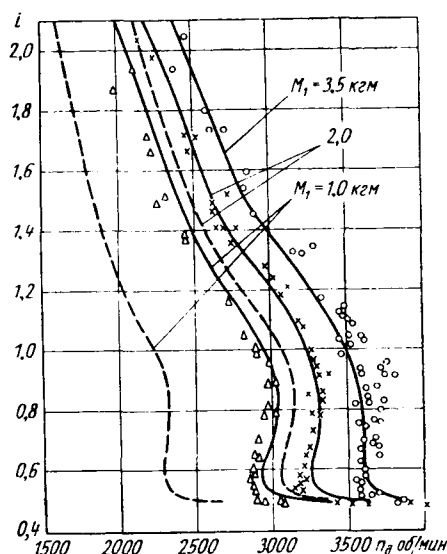


Рис. 4. Закон изменения передаточного числа.

По точкам пересечения кривых P_2 с кривыми $P_3 + P_6$ находится зависимость изменения передаточного числа i от числа оборотов n_d двигателя для заданных значений крутящего момента M_1 на ведущем шкиве (рис. 4, сплошные кривые).

Данная зависимость выражает закон изменения передаточного числа для данной автоматической системы. На этом же

рисунке приведены экспериментальные точки, характеризующие закон изменения передаточного числа, непосредственно полученный на стенде.

Весьма небольшое различие расчетных данных с экспериментальными говорит о достаточной точности формулы (4).

На основании закона изменения передаточного числа (рис. 4) можно построить кривые момента нагрузки двигателя передач для различных постоянных значений ее передаточного числа i (рис. 5, сплошные кривые), аналогичные кривым момента нагрузки двигателя гидротрансформатором. Для построения кривых момента нагрузки на рис. 5 нанесены прямые моменты

$$M_0 = \frac{2M_1}{i_0 \eta_0}$$

(где η_0 — к.п.д. главной передачи), соответствующие заданным значениям момента M_1 на ведущих шкивах (формула учитывает наличие двух ведущих шкивов). На этих прямых

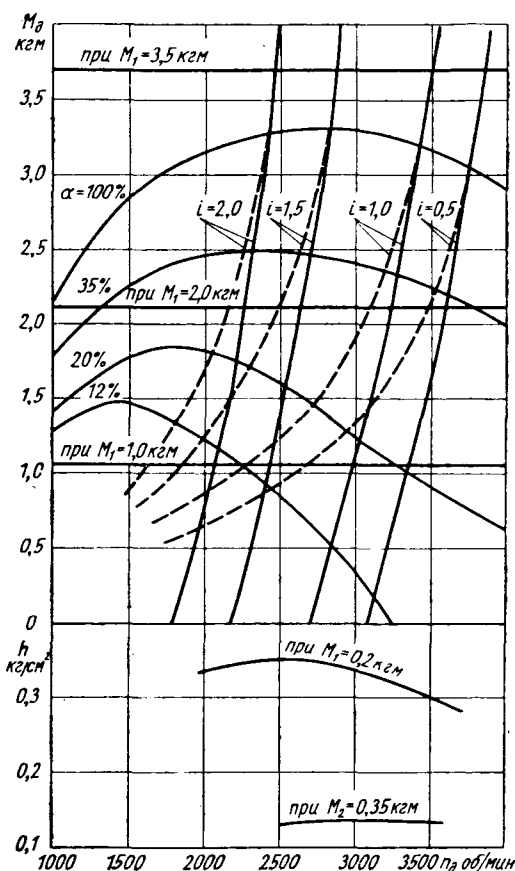


Рис. 5. Нагрузочная характеристика двигателя передач.

на основании рис. 4 находятся точки чисел оборотов n_d двигателя для заданных значений i передаточного числа.

Совмещенные на одном графике кривые момента нагрузки с кривыми крутящего момента двигателя при различных постоянных углах α открытия дроссельной заслонки карбюратора представляют собой нагрузочную характеристику двигателя (рис. 5). На основании нагрузочной характеристики при помощи методов, применяемых при расчете гидротрансформаторов [5], можно построить тяговую (рис. 6, кривая 1) и топливно-экономическую (кривая 2) характеристики автомобиля с клиноременной передачей.

Для построения этих характеристик необходимо иметь зависимость к.п.д. клиноременной передачи η от окружного усилия P_0 . Такая зависимость, полученная экспериментально для передачи ДАФ, приведена на рис. 7.

Теперь рассмотрим систему, дополнительно реагирующую на разрежение h . Для этого случая на основании уравнения (1)

$$P_2 - P_h = P_3 + P_6.$$

С целью определения закона регулирования, так же как и раньше, построим зависимость изменения суммарной силы $P_3 + P_6$ от перемещения x_1 для различных постоянных чисел оборотов двигателя n_d . На рис. 3, б такая зависимость для примера построена для одного значения $n_d = 2500$ об/мин.

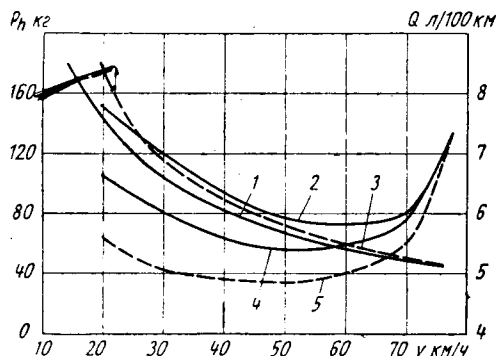


Рис. 6. Тяговая и топливно-экономические характеристики автомобиля.

На полученную кривую нанесем кривые разности сил $P_2 - P_h$, соответствующие различным значениям крутящего момента на ведущем шкиве M_1 . Сила P_2 определяется так же, как и раньше. Сила P_h определяется из уравнения

$$P_h = Fh,$$

где F — рабочая площадь поршня 11 (рис. 1);
 h — величина разрежения.

При построении каждой кривой силы $P_2 - P_h$ величина разрежения h берется для заданного значения крутящего момента M_1 . Экспериментально полученная зависимость разрежения h для различных постоянных значений крутящего момента M_d двигателя и соответствующих им постоянных значений

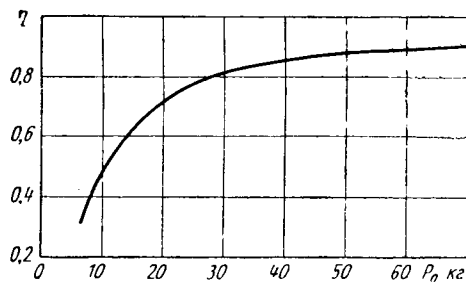


Рис. 7. Зависимость изменения к.п.д. клиноременной передачи ДАФ от окружного усилия.

момента M_1 представлена на нижней половине рис. 5. Разрежение h зависит от числа оборотов двигателя n_d . Поэтому разрежение нужно брать при таком числе оборотов, к которому относится построенная раньше кривая силы $P_3 + P_6$ (в данном случае для $n_d = 2500$ об/мин). Подобным образом строятся кривые $P_3 + P_6$ и $P_2 - P_h$ для других значений n_d и M_1 .

По точкам пересечения этих кривых строится закон изменения передаточного числа (рис. 5, штриховые кривые).

В обоих случаях изменение передаточного числа происходит в зависимости только от двух независимых переменных параметров — числа оборотов двигателя n_d и крутящего момента M_1 , пропорционального крутящему моменту двигателя M_d .

В первом случае влияние крутящего момента на передаточное число осуществляется в результате указанных выше особенностей передачи осевой силы P_0 с ведомого шкива на ведущий [формула (4)]. Во втором случае это влияние усиливается за счет разрежения h .

На основании закона изменения передаточного числа (рис. 4) строится нагрузочная характеристика (рис. 5, штриховые кривые).

На основании нагрузочной характеристики строится тяговая (рис. 6, кривая 3) и топливно-экономическая (кривая 4) характеристики автомобиля.

Поскольку разрежение при полном открытии дроссельной заслонки незначительно (не превосходит $0,02$ кг/см²), то с обоими системами при полностью открытой дроссельной заслонке двигатель нагружается примерно при одних и тех же числах оборотов (рис. 5). Поэтому тяговые характеристики с обоими системами совпадают.

Значительное влияние оказывает разрежение при малых углах открытия дроссельной заслонки и малых значениях крутящего момента двигателя. С системой, реагирующей на разрежение, при малых значениях крутящего момента кривые момента нагрузки резко смещаются в область малых чисел оборотов, соответствующую малым удельным расходам топлива (рис. 5). По этой причине расход топлива автомобилем с системой, реагирующей на разрежение, оказался значительно меньше, чем с системой, не реагирующей на разрежение (рис. 6).

Для получения наилучших тяговых качеств автомобиля с бесступенчатой передачей, как известно, система регулирования должна при полном нажатии на педаль поддерживать работу двигателя на режиме максимальной мощности, а при частичном нажатии на педаль для получения наилучшей топливной экономичности — на режимах минимального расхода топлива.

Кривой 3 на рис. 6 показана тяговая характеристика автомобиля, соответствующая работе двигателя на режиме максимальной мощности, а кривой 5 показана топливно-экономическая характеристика автомобиля, соответствующая работе двигателя на характеристике минимального расхода топлива.

Рассмотренная система управления не обеспечивает работу двигателя на наивыгоднейших режимах и не позволяет получить от автомобиля максимально высокие тяговые и топливно-экономические качества. Однако благодаря простоте конструкции применение такой системы вполне оправдано на дешевых автомобилях.

В отношении использования двигателя эта передача более совершенна, чем гидротрансформатор, так как позволяет получить любую «прозрачность» регулирования.

Действие передачи в качестве дифференциала повышенного трения обеспечено наличием двух независимых систем регулирования и двух клиноременных передач, каждая из которых приводит во вращение свое ведущее колесо автомобиля. При повороте автомобиля колесо, движущееся по меньшему радиусу, испытывает большее сопротивление (пока при постоянном передаточном числе обеих передач). Поскольку автоматическая система за счет особенностей передачи осевой силы с ведомого шкива на ведущий реагирует на крутящий момент, передаточное число передачи, связанной с колесом, движущимся по меньшему радиусу, увеличивается. Напротив, колесо, движущееся по большему радиусу, испытывает меньшее сопротивление движению, и передаточное число передачи, связанной с этим колесом, уменьшается. В результате этого при одном и том же числе оборотов ведущих шкивов обеих передач за счет разных их передаточных чисел ведомые шкивы и колеса автомобиля вращаются с различным числом оборотов.

Приведенный выше расчет является проверочным. При проектировании новой передачи расчет следует вести в другой последовательности.

Первоначально, из условий необходимого нажатия ремня при максимальном передаточном числе, определяется минимальное значение силы P_0 пружины 6 (рис. 1) ведомого шкива, а затем подбирается характеристика пружины (чем более пологая характеристика, тем меньше перенапряжение ремня и его износ). Далее задаются зависимостью изменения передаточного числа от числа оборотов двигателя при полностью открытой дроссельной заслонке (рис. 8, ломаная линия ABC).

Для обеспечения наилучшей тяговой динамики зависимость изменения передаточного числа $i = f(n_d)$ должна соответствовать ломаной линии ADE (рис. 8). Однако осуществление регулирования передачи по такой зависимости нецелесообразно из-за ухудшения топливной экономичности, повышенного шума и износа двигателя и возможных неустойчивых режимов работы системы регулирования.

При выборе указанной зависимости точка B должна примерно соответствовать числу оборотов двигателя n_k при максимальном крутящем моменте, что обеспечит максимальное усилие при трогании автомобиля с места в тяжелых дорожных условиях. Эта рекомендация подтверждается опытом ДАФ. Точка C в целях уменьшения износа и шума двигателя должна соответствовать числу оборотов примерно на 10%

меньше числа оборотов n_N при максимальной мощности двигателя.

Разрежение при полностью открытой дроссельной заслонке можно принять равным нулю. Тогда уравнение равновесия будет иметь вид

$$P_2 = P_3 + P_6.$$

На основании выбранной характеристики пружины 6 (рис. 1) строится зависимость осевой силы $P_2 = f(x_1)$ при полном от-

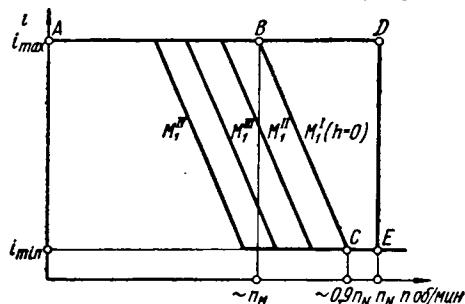


Рис. 8. Расчетный закон изменения передаточного числа.

крытия дроссельной заслонки карбюратора или при постоянном моменте M_1 , соответствующем максимальному крутящему моменту двигателя (рис. 9), и на основании рис. 8 — за-

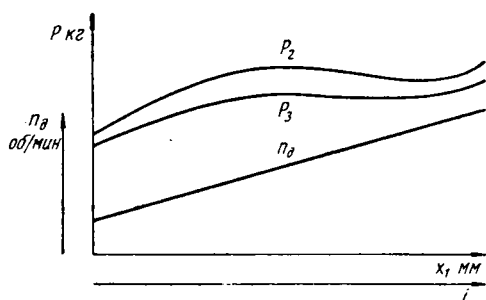


Рис. 9. Зависимости изменения осевых сил и зависимости изменения числа оборотов от перемещения ведущего шкива, необходимые для расчета центробежного регулятора.

висимость изменения числа оборотов $n_d = f(x_1)$. Параллельно шкале x_1 наносится шкала i (рис. 9).

После этого выбирается характеристика $P_6 = f(x_1)$ пружины 7 на ведущем шкиве. Эта пружина при максимальном пе-

редаточном числе должна обеспечивать силу P_6 (по опыту ДАФ), примерно равную 25 кг. В принципе, в системе регулирования эта пружина может отсутствовать, однако тогда придется увеличить размеры центробежных грузов. На основании характеристики пружины 7 и зависимости $P_2 = f(x_1)$ строится зависимость $P_3 = f(x_1)$ (рис. 9).

При помощи зависимостей $P_3 = f(x_1)$ и $n_d = f(x_1)$ выбирается масса центробежных грузов и с использованием уравнения (12) строится профиль кулачка. При профилировании кулачка и выборе массы центробежных грузов первоначально центробежные грузы размещаются в крайнем положении, соответствующем $x_1 = x_{max}$. Выбираются значения b_x , r_x и d_x . На основании уравнения (12) по заданному значению P_3 , соответствующему указанному выше положению грузов, определяется вес центробежных грузов G_2 . Остальные точки зависимости $P_2 = f(x_1)$ соответствуют величине a_x , определяющей профиль кулачка.

Полученный профиль кулачка обеспечит заданную зависимость изменения передаточного числа $i = f(n_d)$ при полном открытии дроссельной заслонки ($h = 0$).

Зависимости изменения передаточного числа при разрежениях, отличающихся от $h = 0$, определяются диаметром поршня 11 (рис. 1) системы регулирования. Чем больше диаметр поршня, тем больше влияние разрежения на изменение передаточного числа и тем при меньших числах оборотов работает двигатель при малых открытиях дроссельной заслонки на заданной скорости автомобиля, т. е. топливная экономичность будет лучше.

По конструктивным соображениям диаметр поршня 11 целесообразно брать не больше диаметра шкива 2 (рис. 1). Приняв диаметр поршня примерно равным диаметру шкива и зная полученные ранее профиль кулачка и массу грузов, можно рассмотренным выше способом определить зависимость изменения передаточного числа при различных значениях момента M_1 (рис. 9) и построить нагрузочную характеристику.

На основании этой характеристики рассчитываются тяговая и топливно-экономические характеристики автомобиля с клиноременной передачей.

ЛИТЕРАТУРА

1. «АТЗ», Jg. 61, 1959, № 11, стр. 320—321.
2. «Motor», 19/11-1958, № 2917, стр. 79—81.
3. Пронин Б. А. Клиноременные и фрикционные передачи и вариаторы. Машгиз, 1960.
4. Петров В. А., Назарко С. А. — «Вестник машиностроения», 1963, № 7.
5. Лapidус В. И., Петров В. А. Гидромеханические передачи автомобилей. Машгиз, 1961.
6. Петров В. А. Основы теории автоматического управления трансмиссией автомобиля. Изд-во АН СССР, 1957.

УДК 621.431.73 : 621.928.3

К определению оптимального расстояния сопел реактивной центрифуги от оси вращения

И. Д. ГЕБЕЛЬ

ДЛЯ ОЧИСТКИ масла широкое распространение на автомобильных и тракторных двигателях получили реактивные центрифуги РЦ.

Качество очистки жидкости в реактивной центрифуге зависит от выбора наиболее целесообразных параметров конструкции. Одним из таких параметров является расстояние сопел от оси вращения (рис. 1).

Между тем, в имеющейся технической литературе вопрос по определению этого расстояния с учетом центробежных

сил вращающейся жидкости и сил сопротивления решен недостаточно полно.

Рассматриваемая задача решается исходя из получения максимальной угловой скорости ротора реактивной центрифуги и обеспечения наибольшего к.п.д.

Принцип действия реактивной центрифуги ясен из рис. 1. Жидкость от насоса подается в ротор реактивной центрифуги. Ротор имеет ряд сопел, расположенных на расстоянии r от оси вращения.

Истекая из сопел струи жидкости при установившемся движении ротора создают реактивный момент

$$M_p(r) = m \varphi r \sqrt{2 \frac{p}{\rho} + \omega^2 r^2 - m r^2 \omega}, \quad (1)$$

m — масса жидкости, истекающей из сопел в единицу времени;
 φ — коэффициент скорости истечения;
 r — расстояние сопел от оси вращения (радиус);
 p — давление, создаваемое насосом в роторе;
 ρ — массовая плотность жидкости;
 ω — угловая скорость вращения ротора¹.

Под действием центробежных сил частицы, имеющие больший удельный вес, чем жидкость, оседают на стенки ротора.

При вращении на ротор, помимо реактивного момента, действует момент сил сопротивления вращению M_c .

Величина момента сил сопротивления не влияет на величину оптимального расстояния сопел реактивной центрифуги от оси вращения.

Однако для конкретизации расчета можно принять при весьма общих предположениях момент сопротивления

$$M_c = b \omega + c \omega^2, \quad (2)$$

где $b \omega$ — момент трения в подшипниках скольжения, являющихся опорами ротора [1];
 $c \omega^2$ — момент сил аэродинамического сопротивления вращению ротора [2].

Согласно дифференциальному уравнению вращения при установившемся движении, сумма моментов внешних сил, приложенных к ротору реактивной центрифуги, равна нулю:

$$m \varphi r \sqrt{2 \frac{p}{\rho} + \omega^2 r^2 - (m r^2 + b) \omega - c \omega^2} = 0. \quad (3)$$

Опираясь на теорему существования и единственности явной функции $\omega = \omega(r)$ [3], можно показать, что радиус $r = r_0$, при котором при прочих равных условиях ротор реактивной центрифуги достигает максимальной угловой скорости, определяется из уравнения

$$r_0 = \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{p}{\rho} \left(\frac{1}{\sqrt{1 - \varphi^2}} - 1 \right)}. \quad (4)$$

При этом же радиусе достигает максимума и к.п.д. преобразования давления жидкости в механическую работу

$$\eta = \frac{N_a}{N_0}, \quad (5)$$

где N_a — эффективная мощность, создаваемая реактивным моментом $M_p(r)$;
 $N_0 = pQ$ — мощность, подводимая к ротору от насоса;
 Q — расход жидкости.

Можно показать, что к.п.д., рассматриваемый как функция расстояния сопел от оси вращения $\eta = \eta(r)$, достигает максимальной величины при $r = r_0$ из равенства (4).

Значения максимального к.п.д. $\eta = \eta_0$ определяются из выражения

$$\eta_0 = 1 - \sqrt{1 - \varphi^2}. \quad (6)$$

Радиус, доставляющий ротору максимальную угловую скорость, должен и к.п.д. доставлять максимум.

Не следует делать из выражения (4) заключения, что, уменьшая радиус, можно увеличить обороты реактивной центрифуги.

Каждой угловой скорости соответствует определенное значение момента сопротивления M_c , которое связано с расходом жидкости, согласно выражений (3), (4) и (6), уравнением

$$Q_0 = \frac{\omega}{p \varphi^2} (1 - \eta_0) M_c, \quad (7)$$

где Q_0 — минимальный расход жидкости, необходимый для сообщения ротору угловой скорости ω .

Площадь поперечного сечения сопел f определяется из выражения

$$f = \frac{Q_0}{\varepsilon v_{u.o}}, \quad (8)$$

где ε — коэффициент сжатия струи:

$$v_{u.o} = \varphi \sqrt{\frac{p}{\rho} \left(\frac{1}{\sqrt{1 - \varphi^2}} + 1 \right)} \quad \text{— оптимальная скорость}$$

истечения жидкости из сопел.

Для оценки конструкции реактивной центрифуги представляет интерес отношение оптимальной скорости истечения жидкости к оптимальной скорости вращения сопел $v_{c.o} = \omega r_0$ [5]:

$$\frac{v_{u.o}}{v_{c.o}} = 1 + \sqrt{1 - \varphi^2}. \quad (9)$$

При аналогичном отношении скорости истечения газа из сопла к скорости полета достигает максимума внешний к.п.д. ракетных двигателей [4], что подтверждает правильность приведенного выше расчета и показывает, что наиболее эффективное преобразование энергии давления жидкости в механическую работу осуществляется при соотношении скоростей в равенстве (9), независимо от сжимаемости и характера сил, действующих на жидкость при истечении.

При расчете и лабораторных исследованиях реактивных центрифуг представляет интерес явная зависимость $\omega = \omega(r)$,

однако наличие в уравнении (3) члена $\sqrt{2 \frac{p}{\rho} + \omega^2 r^2}$ затрудняет решение этой задачи.

Аппроксимируя этот член выражением

$$\sqrt{2 \frac{p}{\rho} + \omega^2 r^2} = \alpha \sqrt{2 \frac{p}{\rho}} + \beta \omega r^*,$$

$$\alpha = 0,96; \beta = 0,398,$$

получим из уравнения (3) явное выражение угловой скорости

$$\omega = \frac{1}{2c} \left[r^2 m (\beta \varphi - 1) - b + \sqrt{[r^2 m (\beta \varphi - 1) - b]^2 + 4 \alpha \varphi m c r \sqrt{2 \frac{p}{\rho}}} \right]. \quad (10)$$

График зависимости угловой скорости от радиуса показан на рис. 2 (кривая 2).

* При $2 \frac{p}{\rho} > \omega^2 r^2$ полученная погрешность в смысле равномерной сходимости не превышает 4%.

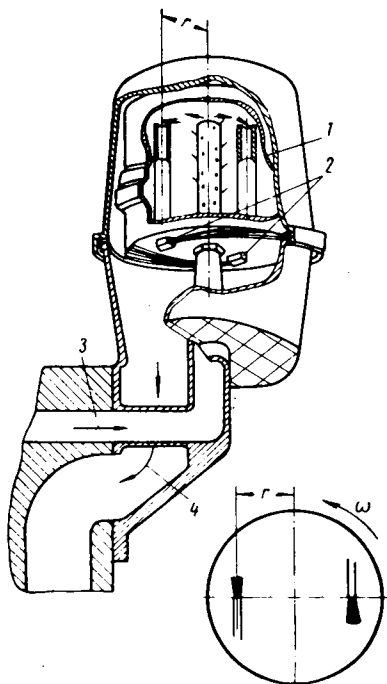


Рис. 1. Принцип действия реактивной центрифуги:

1 — вращающийся ротор; 2 — сопло;
 3 — трубопровод для подвода масла от насоса; 4 — труба для выхода масла.

Примерный порядок расчета реактивной центрифуги с учетом изложенного выше следующий:

1. Для улучшения эффективной очистки определяем необходимую угловую скорость ротора ω . Пусть $\omega = 680 \text{ рад/сек}$; $\rho = 9,2 \cdot 10^{-7} \text{ кгсек/см}^4$; $\varphi = 0,82$; $\varepsilon = 0,8$; $Q = 24 \text{ л/мин} = 400 \text{ см}^3/\text{сек}$.

2. Зная вязкость масла, размеры подшипниковых опор и ротора, определяем мощность момента сил сопротивления по выражению (2):

$$N_c = \omega M_c,$$

коэффициент b и c определяем из работы [1] и [2]

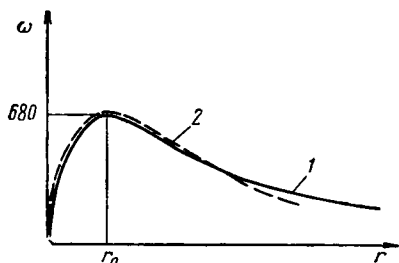


Рис. 2. Зависимость угловой скорости ротора от расстояния сопел до оси вращения:

1 — точное решение; 2 — приближенное решение.

Пусть $b = 15 \cdot 10^{-4} \text{ кгсм/сек}$; $c = 5,2 \cdot 10^{-7} \text{ кгсм/сек}^2$, тогда

$$N_c = (15 \cdot 10^{-4} \cdot 680 + 5,2 \cdot 10^{-7} \cdot 680^2) 680 = 855 \text{ кгсм/сек}.$$

3. Максимальный к.п.д. из равенства (6):

$$\eta_0 = 1 - \sqrt{1 - 0,82^2} = 0,425.$$

4. Учитывая, что $N_a = N_c$, из выражения (5) имеем

$$N_0 = \frac{N_c}{\eta_0} = \frac{855}{0,425} = 2000 \text{ кгсм/сек}.$$

5. Давление масла, создаваемое насосом в роторе:

$$p = \frac{N_0}{Q_0} = \frac{2000}{400} = 5 \text{ кг/см}^2.$$

6. Оптимальный радиус из выражения (4) с учетом равенства (5):

$$r_0 = \frac{1}{\omega} \sqrt{\frac{p \eta_0}{\rho (1 - \eta_0)}} = \frac{1}{680} \sqrt{\frac{5 \cdot 0,425}{9,2 \cdot 10^{-7} (1 - 0,425)}} = 2,94 \text{ см}.$$

7. Площадь поперечного сечения сопел из выражения (8) с учетом равенства (6):

$$f = \frac{Q_0}{\varepsilon \varphi \sqrt{\frac{p}{\rho} \left(1 + \frac{1}{1 - \eta_0}\right)}} = \frac{400}{0,8 \cdot 0,82 \sqrt{\frac{5}{9,2 \cdot 10^{-7} \left(1 + \frac{1}{1 - 0,425}\right)}}} = 0,158 \text{ см}^2.$$

На рис. 2 показаны кривые точного решения по данным рассмотренного примера при $c=0$ и $N_c=855 \text{ кгсм/сек}$ и приближенного решения по данным рассмотренного примера согласно уравнению (10).

Литература

1. Решетов Д. Н. Детали машин. Машгиз, 1961, с. 509.
2. Справочник Hütte. Т. 1. Госмашметиздат, 1934, с. 484.
3. Фихтенгольц Г. М. Курс дифференциального и интегрального исчисления. Т. 1. Физматгиз, 1962, с. 447.
4. Мебус Г. Г. Расчет ракетных двигателей. Изд-во иностранной литературы, 1959, с. 19.
5. Покровский Г. П. Автомобильные и тракторные центрифуги. Машгиз, 1959.

УДК 629.11.013.33

Усовершенствованный механизм свободного хода автоматической трансмиссии автомобиля

Б. С. ПОСПЕЛОВ

Горьковский автозавод

НА АВТОМОБИЛЕ «Чайка» Горьковского автозавода устанавливается автоматическая гидropередача, состоящая из комплексного гидротрансформатора и трехступенчатой планетарной автоматической коробки передач.

На основании проведенных конструкторских, исследовательских и технологических мероприятий завод с 1962 г. начал выпускать модернизированные автоматические коробки передач.

В модернизированной коробке передач конструктивно улучшены фрикционные элементы, снижен температурный режим масла на 15—20°, значительно повышена усталостная и статическая прочность шестерен планетарного ряда, повышена надежность и долговечность отдельных элементов автоматической коробки передач (подшипников сателлитов, валов коробки, каретки сателлитов и др.), улучшены ее эксплуатационные качества (четкость и плавность переключения, отсутствие подтеканий масла, сокращение потребности в регулировках и др.).

Начал применяться существенно усовершенствованный механизм свободного хода автоматической коробки, который обладает повышенной надежностью в работе и долговечностью по сравнению с механизмом прежней конструкции.

На первой передаче эксплуатационного ряда реактивный момент планетарного редуктора воспринимается роликовым механизмом свободного хода (рис. 1).

При переключении на вторую передачу происходит автоматическое отключение механизма свободного хода в момент

затяжки ленты тормоза второй передачи. Таким образом, автоматическое отключение механизма позволяет обеспечить удовлетворительную плавность переключения при любых условиях движения с отсутствием пробуксовки. Плавность переключения будет зависеть от степени плавности срабатывания только одного элемента — от затяжки ленты тормоза второй передачи.

Кроме того, механизм свободного хода может воспринимать значительные реактивные моменты, которые не могут быть реализованы фрикционными, ленточными тормозами из-за недостаточного динамического коэффициента трения фрикционного материала в масле.

Решающее влияние оказывают специфические сложные условия работы механизма на автомобиле с большими динамическими нагрузками, переменными скоростями, работы с быстрым и большим изменением величины крутящего момента, колебательными процессами роликов и пружин в период свободного хода, достаточно тяжелыми для высоких скоростей условиями смазки и охлаждения, высокими нагрузками механизма из-за компактного выполнения для передачи больших крутящих моментов.

Опыт эксплуатации, дорожные и стендовые испытания выявили ряд дефектов механизма свободного хода прежней конструкции с неподвижной профилированной ступицей.

Лабораторно-стендовые испытания по выяснению и устранению причин неисправностей механизма свободного хода строились таким образом, чтобы имитировать условия работы на

водило к значительному износу роликов и беговой дорожки, прижогам, задирам, изменению структуры роликов и беговой дорожки, понижению твердости, к значительному повышению температуры узла, повышению шума при работе, появлению механических примесей в масле. При увеличенном износе ролик упирался в упор сепаратора, не заклинивался, приводил к поломке сепаратора, а затем и механизма.

Введение смазки струей под давлением из цилиндра второго сцепления через отверстие 0,8 мм в барабане и 12 отверстий диаметром 12 мм в промежуточной опоре, введение центробежной смазки через отверстия и канавку во втулке ступиц промежуточной опоры и каретки сателлитов значительно снизило величину износа роликов и беговой дорожки при прочих равных условиях (рис. 1).

Смазка центробежным способом обеспечена при конструктивном изменении механизма свободного хода: масло, поступающее через отверстия центрального вала, солнечной шестерни и ступицы барабана сцепления, приводится во вращение в канавке ступицы каретки сателлитов и нагнетается в пространство к роликам. Результаты влияния смазки на износ деталей механизма приведены в табл. 2.

Конструктивное изменение механизма свободного хода также значительно снизило износы роликов и их беговой дорожки. Профилированная наружная обойма с неподвижной промежуточной опоры перенесена на вращающуюся каретку сателлитов. Тем самым ролики стали совершать планетарное движение вокруг оси коронки вместе с профилированной обоймой, сепаратором и прижимными пружинами. Ролики под действием центробежных сил стремятся отойти от оси вращения, перемещаются по профилированной поверхности в более широкую часть пространства, уменьшая усилие прижатия роликов прижимными пружинами (рис. 1).

При определенных оборотах ролики полностью отводятся центробежными силами от беговой дорожки, что приводит к резкому снижению износов и уменьшению шума от работы роликов на режиме свободного хода.

Таблица 2

Варианты механизма	Пробег в км	Число разгонов с места	Износ роликов в мм
Механизм с неподвижной ¹ обоймой	9 927	1454	0,322—0,478
То же	10 399	1078	До 0,37
Механизм с дополнительной смазкой ²	5 808	1558	До 0,058
Механизм с вращающейся профилированной ³ обоймой	4 752	864	0,019—0,029
То же ³	15 126	583	До 0,034
• • • • •	17 383	1412	До 0,038

¹ Диаметр внутренней ступицы 98 мм.

² Смазочная канавка на втулке подшипника 0,25×5 мм.

³ Диаметр внутренней ступицы 98,5 мм.

В табл. 2 приведены сравнительные данные дорожных испытаний на специальном форсированном режиме по снижению износа деталей механизма свободного хода с улучшенной смазкой и с центробежным отключением роликов. Из таблицы видно, что введение дополнительной центробежной смазки уменьшает износ с 0,32—0,48 до 0,058 мм приблизительно за 1500 циклов. А в конструкции с центробежным отбрасыванием роликов тот же износ (без дополнительной смазки) уменьшается до 0,019—0,038 мм.

Величина износа роликов и беговой дорожки значительно снижена уменьшением усилия прижимных пружин роликов путем выбора соответствующего материала и длины пружины в свободном состоянии, геометрии пружины (радиуса перегиба витков). При увеличении скорости ролики быстрее выходят из контакта с беговой дорожкой и прекращают вращаться вокруг своей оси, касаясь только наружной вращающейся обоймы.

В табл. 3 приведены данные по величине снижения износа деталей механизма свободного хода при испытаниях на автомобиле, а в табл. 4 — на стенде в зависимости от усилия прижимных пружин. Снижение усилия прижима обеспечивает свободное вращение роликов вокруг своей оси, чем предотвращаются потери на трение, местный нагрев, износ на роликах в виде лысок. Кроме того, снижение усилия прижимных пружин значительно уменьшает перетирание самих пружин роли-

Таблица 3

Усилие пружин в кг	Материал пружин	Общий пробег в км	Число разгонов	Общий износ в мм		Средний износ на 1000 км в мм	
				роликов	беговой дорожки	роликов	беговой дорожки
1,0—1,15	1X18H9	4 164	1038	10	230—270	2,4	65
0,75	1X18H9	2 250	624	6	0,0—90	2,7	40
0,6	1X18H9	19 634	5394	32	40—120	1,6	6
0,3	У8А	16 435	1781	180	20—220	1,1	8,8

ками и профилированной ступицей, к которой они прилегают во время свободного хода. А так как период свободного хода, как правило, самый продолжительный, то уменьшение износа в этот период имеет решающее значение во всем цикле работы механизма свободного хода.

Таблица 4

Усилие пружин при сжатии в кг	Износ роликов в мм			Износ беговой дорожки в мм		
	за 20 тыс. км при скорости 60 км/ч	за 20 тыс. км при скорости 120 км/ч	за 40 тыс. км общий	за 20 тыс. км при скорости 60 км/ч	за 20 тыс. км при скорости 120 км/ч	за 40 тыс. км общий
0,2—0,3	—	—	—	5	—	5
0,39—0,44	2	0,5	2,5	15	—	15
1,0—1,1	14	128	142	75	175	250

На общую долговечность механизма влияла недостаточная работоспособность прижимных пружин роликов. Пружины должны обеспечивать готовность механизма к заклиниванию, одновременное заклинивание всех роликов при равномерном распределении нагрузки между роликами и по их длине, необходимое усилие прижима роликов в течение срока эксплуатации и противодействовать «стрельбе» роликов.

Анализ результатов испытаний и эксплуатации автомобилей показал, что нарушение работы механизма свободного хода наблюдается из-за усадки пружин по длине, нарушения контакта роликов с рабочими поверхностями ступиц; выпадения пружин и перекоса роликов; неодновременного заклинивания роликов механизма, поломки пружин по перегибам из-за недостаточной усталостной прочности, особенно при наличии колебательного процесса пружин и роликов в период свободного хода.

Нарушение контакта роликов с беговой дорожкой и профилированной ступицей при заклинивании недопустимо, так как приводит к запаздыванию процесса заклинивания, к ударным нагрузкам, полному отсутствию заклинивания, интенсивному износу, нарушению работы механизма.

В автомобильных автоматических коробках передач (особенно в городских условиях движения), как правило, происходит работа с непродолжительными циклами движения, с неустановившимися скоростями (оборотами) в период свободного хода механизма. На его детали действуют значительные динамические нагрузки, влияющие на правильную работу механизма свободного хода. Для уменьшения потерь на трение, износ, нагрев прижимные пружины роликов должны быть выполнены с минимальными усилиями на сжатие. В то же время ролик должен всегда к моменту заклинивания иметь контакт с обоймами для исключения пробуксовки и ударов при заклинивании, неодновременного заклинивания роликов и неравномерного нагружения обойм механизма и роликов.

В доводочных работах по прижимным пружинам было проведено исследование работы пружин, выполненных из различных материалов: 1X18H9, У8, У8А, У10, У10А, 65Г, специальной пружинной стали. Пружины из этих материалов подвергались различной термообработке до и после формовки, изготовлялись с различной геометрией формовки и различными технологическими методами. Различные варианты пружин предварительно проверялись на специальном стенде, где подвергались циклическому сжатию. Испытания проводились с постоянной нагрузкой и постоянным ходом до получения дефектов, аналогичных дефектам на автомобиле.

Результаты испытания вариантов пружин приведены в табл. 5. Из таблицы видно, что лучшей циклической стойко-

Таблица 5

Материал пружины	Радиус витка в мм	Термообработка	Нагрузка при сжатии до 5 мм в кг	Метод изготовления	Количество тыс. циклов до поломки пружины	
					при постоянном ходе	при постоянной нагрузке
1X18H9*	0,6	Без термообработки	0,9	Экспериментальный штамп	74—219	107—200
1X18H9*	0,45	То же	0,6	То же	81—675	49—106
У8А*	0,55	• •	0,3	• •	300—360	211—760
У8А**	0,45	• •	0,3	Штамп 7×7 зубьев	32—90	—
У8А**	0,45	• •	0,3	Штамп 7×2 зуба	147—631	—
У8А**	0,4	• •	0,3	Гибочный штамп	200—1400	—
У8А***	0,45	Закалка в соляной ванне, отпуск при 370°	0,4	Экспериментальный штамп	—	42—129
У8А***	0,45	Закалка в соляной ванне, отпуск при 390°	0,4	То же	—	42—114
У8А***	0,45	Закалка и отпуск ленты до формовки	0,6	• •	—	9,4—17
У10А***	0,45	То же	0,7	• •	—	8—10
65Г***	0,45	То же	0,45	• •	—	2,6
Пружинная сталь***	0,45	Без термообработки	0,3	Навивка на оправке	Не менее 680	—
То же	0,45	С отпуском после навивки	0,3	То же	Не менее 580	—

* Серийное и экспериментальное изготовление.

** Серийное изготовление.

*** Экспериментальное изготовление.

стью обладают пружины из нагартованной стали У8А при изготовлении на гибочном штампе с полированными кромками, исключающими трещины, которые дают начало относительно быстрому разрушению. Очень высокую циклическую долговечность имеют витые некрутые пружины из проволоки, которые будут подвергаться дальнейшим всесторонним лабораторно-дорожным и эксплуатационным испытаниям. По данным испытаний на стенде и на автомобиле в настоящее время в механизме свободного хода применяются пружины из нагартованной ленты У8А без последующей термообработки, изготовленные на гибочном безударном штампе.

Проведенные стендовые испытания подтвердили, что большое влияние на стойкость пружин имеет концентричность изготовления беговой дорожки роликов по отношению к оси наружной обоймы. При наличии биения ролики и пружины в период свободного хода совершают колебательное движение, вызывающее быстрые усталостные поломки прижимных пружин. Так, в случае работы механизма на стенде при режиме свободного хода на высоких скоростях и биении дорожки 0,08 мм поломки пружин наступала при пробеге около 11 тыс. км.

В конструктивно измененном механизме свободного хода ролики вращаются с профилированной обоймой и при достижении определенной скорости под действием центробежных сил отходят от беговой дорожки, поджимая пружины. В этом случае неизбежные производственные неточности (биение) не вызывают колебательного процесса и не приводят к усталостным поломкам пружин. В тех же условиях на конструктивно измененном механизме при биении 0,08 мм поломки пружин не получено при пробеге более 50 тыс. км.

Стирание пружин на сгибах при трении пружин о профилированную ступицу устранено исключением острой кромки на профиле ступицы и увеличением длины концевых витков пружин (см. рис. 1).

Для устранения выпадания пружин и перетирания о внутреннюю ступицу изменен угол упора пружины на сепараторе, что способствует прижатию пружины к профилированной обойме.

Для устранения грибовидного износа роликов уменьшен

свес роликов с внутренней ступицы за счет увеличения длины последней.

Чтобы по мере износа ролика и беговой дорожки ролик упирался в упор сепаратора и не изгибал упоров сепаратора, увеличен запас хода роликов до касания с сепаратором за счет увеличения расстояния от ролика до упора в сепаратор.

Для устранения перекоса роликов и одностороннего сжатия пружин при монтаже, а также для устранения волнообразной деформации сепаратора при рабочих перекосах роликов, выбран оптимальный торцовый зазор между роликами и бортами сепаратора.

Увеличение осевого зазора приводит к перекосу роликов при монтаже, их зависанию и выключению их работы, к износу на роликах в виде лысок.

Уменьшение зазора приводит к деформации и последующей поломке сепаратора при больших нагрузках механизма, вызывающих упругие деформации деталей.

На улучшение работы механизма свободного хода оказывают соответствующее влияние технологические мероприятия, с применением которых возросло качество механизма в целом.

В модернизированном механизме свободного хода беговая дорожка выполняется на ступице промежуточной опоры (см. рис. 1) и технологически обеспечивается необходимая чистота и геометрия ее рабочей поверхности, нужная глубина цементованного слоя и твердость. До модернизации внутренняя ступица механизма с беговой дорожкой выполнялась с последующим ее приклеиванием к корпусу каретки сателлитов, что приводило к увеличению нецилиндричности в 2 раза.

Качество наружной профилированной ступицы улучшается изменением процесса химико-термической обработки. Ранее деталь подвергалась двойной цементации на глубину 1,8—2,5 мм, закалке в масле, низкому отпуску.

Двойной нагрев при цементации и последующая закалка приводят к деформации до 0,95 мм. При окончательном шлифовании до 0,5 мм цементованного твердого слоя снималось, что приводило из-за глубокого шлифования к появлению шлифовочных трещин и значительному уменьшению твердого слоя наряду с возможной чернотой в других местах. Улучшенный процесс обработки предусматривает цементацию на глубину 1,5—1,8 мм за один раз, закалку с нагревом в малоцианистой ванне и отпуск. Детали загружаются под закалку и охлаждаются в горизонтальном положении.

Деформация уменьшается до 0,2—0,3 мм на диаметр, что позволяет составлять припуск на шлифование 0,2 мм. Окончательный цементованный слой 1,3—1,6 мм имеет твердость RC 61—62, что исключает износ, склонность к образованию трещин при обработке и при нагружении, обеспечивает необходимую упругость для равномерного нагружения роликов.

Для устранения повышенного шума роликов, прижогов, прихватов на роликах и беговой дорожке, для исключения кольцевых износов роликов, снижения твердости и изменения структуры металла, улучшена геометрия роликов, значительно повышена стабильность структуры и твердость путем изготовления высококачественных роликов на специализированном подшипниковом заводе.

Усовершенствование механизма свободного хода в целом повысило надежность его в работе и долговечность.

На основании проведенных исследований могут быть рекомендованы следующие основные способы усовершенствования роликовых механизмов свободного хода, устраняющие некоторые недостатки, характерные для известных механизмов и препятствующие их широкому применению:

1) целесообразно использование планетарного движения роликов с центробежным отбрасыванием их от беговой дорожки или со значительным уменьшением усилия прижатия прижимными пружинами, что резко снижает износы, уменьшает шум на режиме свободного хода;

2) следует с учетом условий работы (наличия динамических нагрузок) выбирать оптимальную жесткость деталей механизма, которая исключала бы перекося роликов, их выбрасывание при резком снятии нагрузки, сжатие прижимных пружин;

3) необходимо обеспечение обильной смазки механизма, существенно снижающей износы роликов и беговой дорожки, повышающей долговечность механизма;

4) материал, конструкция и технология изготовления прижимных пружин должны обеспечивать их высокую циклическую долговечность; необходима выборочная проверка пружин на циклическую стойкость, обеспечивающая комплексный контроль материала и технологии изготовления;

5) нужно учитывать влияние на работу механизма технологии механической и термической обработки его деталей.

Исследование износостойкости фторопласта-4

Ф. К. ЛЕБЕДЕВ

Курганский машиностроительный институт

ПРЕЖДЕ чем применить фторопласт-4 в качестве материала для подшипников скольжения, требуются исследования его износостойкости [1]—[3]. В Курганском машиностроительном институте было проведено исследование, в задачу которого входило изучение влияния на износ скоростей скольжения и удельных нагрузок и влияния на износ различных видов смазок.

Испытания проводились на машине трения КМИ-1, спроектированной канд. техн. наук Ю. В. Волковым и инженером Л. М. Кайгородцевым, по схеме: образец — истирающий ролик (рис. 1). Нагрузка создавалась гидравлическим нагрузочным устройством. Смазка на трущуюся пару подавалась из капельницы, установленной над трущейся парой. Скорость каплепадения смазки регулировалась специальной конусной иглой до начала испытаний.

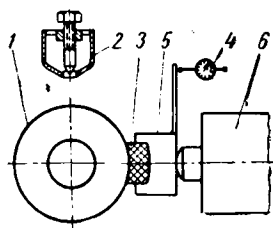


Рис. 1. Схема приложения нагрузки на машину трения КМИ-1:

1 — истирающий ролик; 2 — капельница; 3 — испытуемый образец; 4 — индикатор; 5 — зажимное устройство образца; 6 — гидравлическое нагрузочное устройство.

Образцы представляли собой часть фторопластового кольца шириной 5 мм и радиальной толщиной 5 мм. Площадь трения образцов составляла 0,5 см². Внутренний радиус образца равнялся внешнему радиусу истирающего ролика. Основной истирающий ролик изготовлен из твердого сплава ВК-8 с чистотой поверхности 12-го класса.

Для лучшего сопряжения пары трения образцы выдерживались под нагрузкой, при которой происходило изнашивание в течение 15 мин и хорошо притирались. Испытания проводились при различных режимах и условиях изнашивания (см. таблицу).

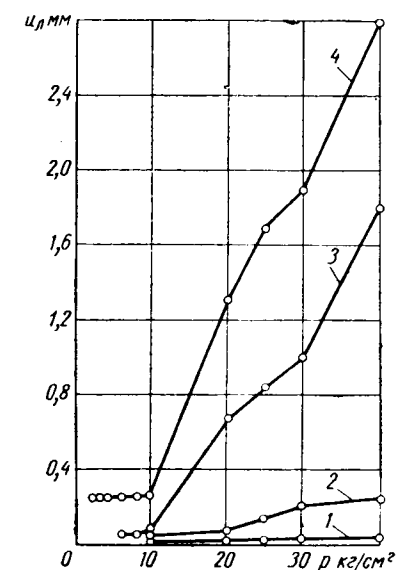


Рис. 2. Зависимость линейного износа u_d на 1000 м пути, трения от удельной нагрузки при скорости скольжения $v = 1,65$ м/сек:

1 — изнашивание при смазке индустриальным маслом 50 по 0,5 капле в 1 мин; 2 — изнашивание при смазке водой по 0,5 капле в 1 мин; 3 — изнашивание при предварительной натертой фторопластом поверхности ролика; 4 — изнашивание без смазки.

жения транспортных и сельскохозяйственных машин. Образцы и ролик перед испытанием на изнашивание без смазки тщательно обезжиривались ацетоном и спиртом, а затем высушивались для удаления обезжиривающей жидкости.

Количественная оценка износа производилась путем микрометрических измерений [1] с помощью специального индикатора, установленного на машине трения. Величины линейного износа фиксировались визуально периодически: в первую минуту испытаний через 5 сек, во вторую — через 30 сек, в последующие периоды — через каждые 60 сек.

Линейный износ измерялся с точностью до 0,01 мм. Путь трения был установлен 1000 м. Испытания проводились в те-

Условия испытаний	Режимы испытаний	
	Скорость скольжения в м/сек	Удельная нагрузка в кг/см ²
Масло индустриальное 50 по 0,5 капле в 1 мин	0,21	20
	0,42	20
	0,65	20
	0,83	20
	1,05	20
	1,3	20
	1,65	20
	2,1	20
	2,6	20
	3,26	20
	1,65	10
	1,65	20
	1,65	25
	1,65	30
	1,65	40
Водопроводная вода по 0,5 капли в 1 мин	0,21	20
	0,42	20
	0,65	20
	0,83	20
	1,05	20
	1,3	20
	1,65	20
	2,1	20
	2,6	20
	3,26	20
	1,65	10
	1,65	20
	1,65	25
	1,65	30
	1,65	50
Без смазки	0,21	2 4 6 8 10 — — — —
	0,42	2 4 6 8 10 — — — —
	0,65	2 4 6 8 10 — — — —
	0,83	2 4 6 8 10 — — — —
	1,05	2 4 6 8 10 — — — —
	1,3	2 4 6 8 10 — — — —
	1,65	2 4 6 8 10 20 25 30 40
	2,1	2 4 6 8 10 — — — —
Предварительно натертая фторопластом поверхность ролика	0,21	— — — — 10 — —
	0,42	— — — — 10 — —
	0,65	— — — — 10 — —
	0,83	— — — — 10 — —
	1,05	— — — — 10 — —
	1,3	— — — — 10 — —
	1,65	40 30 25 20 10 8 6
	2,1	— — — — 10 — —

чение 2 ч. Опыты с одинаковыми режимами и условиями изнашивания проводились по 3 раза. Средние количественные значения износа приведены в виде кривых на рис. 2—5. Результаты испытаний показывают, что механизм изнашивания определяется такими внешними факторами, как удельная нагрузка, скорость скольжения, тип смазки, чистота механической обработки истирающего ролика.

В условиях смазки по 0,5 капли в 1 мин (масло индустриальное 50, вода) при скоростях скольжения до 2 м/сек и нагрузках не выше 20 кг/см² износ образцов невысокий, также невысокий износ образцов при предварительной натертой фторопластом поверхности ролика в широком диапазоне скоростей при нагрузке 10 кг/см². Значительно выше износ образцов отмечался при сухом истирании, а особенно — при нагрузках свыше 10 кг/см². При испытании без смазки температура трения на глубине слоя образца 0,6 мм достигала 60—80°C.

Катастрофическое изнашивание было при испытании без смазки с нагрузкой свыше 30 кг/см². В этом случае даже предварительное натирание фторопластом ролика оказывало менее эффективное влияние на износ.

При нагрузках до 10 кг/см² скорость изнашивания образцов со временем убывает до минимальных значений. Особенно это заметно при испытании без смазки. В начальный период скорость изнашивания высокая, затем она становится почти

постоянной, принимая минимальные значения. В процессе испытания неровности ролика заполняются продуктами износа, которые являются своеобразной смазкой.

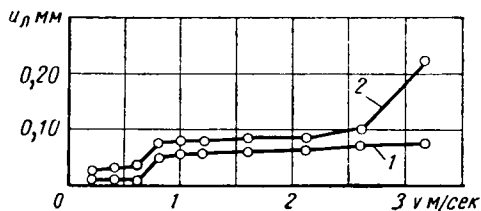


Рис. 3. Зависимость износа от скорости скольжения при удельной нагрузке $p=20 \text{ кг/см}^2$:

1 — изнашивание при смазке индустриальным маслом 50 по 0,5 капли в 1 мин; 2 — изнашивание при смазке водой по 0,5 капли в 1 мин.

Установка истирающего ролика с другим классом чистоты поверхности (7-й класс) показала, что при более высоком классе чистоты износ меньше.

Для каждого класса чистоты поверхности устанавливалась определенная величина износа, после которой скорость изнашивания становилась почти постоянной и минимальной.

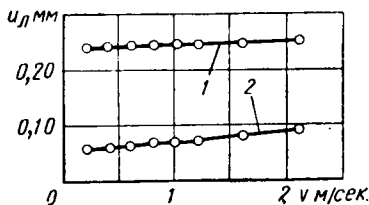


Рис. 4. Зависимость износа от скорости скольжения при удельной нагрузке $p=10 \text{ кг/см}^2$:

1 — без смазки; 2 — при предварительном натирании фторопластом поверхности ролика.

При использовании воды в качестве смазки отмечался невысокий нагрев ролика (до $35-40^\circ\text{C}$): вода обладает хорошей охлаждающей способностью. При увеличении подачи воды от 0,5 капель до 5-6 капель в минуту количественного изменения износа не наблюдалось. При этом отмечалась низкая температура ролика и образца. По-видимому, при более обильной подаче воды частицы фторопласта — продукты износа — смывались с трущей поверхности ролика, и тогда охлаждение на износ не влияло.

Продукты износа в случае применения индустриального масла 50 были в виде мельчайших частиц, смешанных со смазкой, в случае применения воды — в виде мелких волокон, а при испытании без смазки продукты износа представляли

собой нити длиной, равной ширине образца, и снимались они с образца непрерывно, особенно при высоких нагрузках.

Проведенные испытания на изнашивание при предварительном натирании фторопластом поверхности трения ролика показали, что износ образца уменьшается в 4-5 раз при нагрузках до 10 кг/см^2 и в 1,5-2 раза при высоких нагрузках. Понижение износа при натертой поверхности ролика происходит

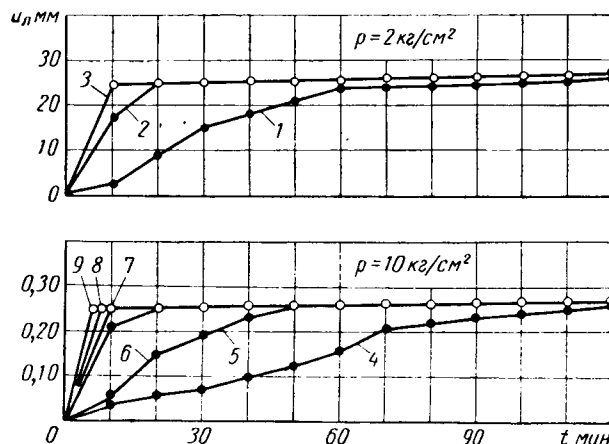


Рис. 5. Зависимость износа без смазки от времени испытания для скоростей скольжения:

1 — 0,21 и 0,42 м/сек; 2 — 0,65 и 0,83 м/сек; 3 — 1,05; 1,30; 1,65 и 2,10 м/сек; 4 — 0,21 м/сек; 5 — 0,42 м/сек; 6 — 0,65 м/сек; 7 — 0,83 м/сек; 8 — 1,05; 1,30 и 1,65 м/сек; 9 — 2,10 м/сек.

благодаря «смазочной» способности оставшихся частиц фторопласта-4 в неровностях ролика. Применение предварительного натирания даст возможность уменьшить износ узлов трения, в которых используется полимер.

Выводы

1. Смазка обеспечивает невысокий износ подшипников из фторопласта-4 в широком диапазоне скоростей скольжения и нагрузок.
2. Износ подшипников из фторопласта-4 без смазки невысокий при нагрузках до 10 кг/см^2 и скоростях скольжения, использованных при испытаниях.
3. Скорость изнашивания уменьшается до определенного значения в случае отсутствия влияния температуры трения.
4. Предварительное натирание фторопластом ролика уменьшает износ образцов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Крагельский И. В. Трение и износ. Машгиз, 1962.
2. Архангельский Б. А. Пластические массы. Судпромгиз, 1961.
3. Чегодаев Д. Д., Наумова З. К., Дунаевская Ц. С. Фторопласты. Госхимиздат, 1960.

УДК 629.11.013.33

Гидромеханическая трансмиссия автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности

Ю. С. ГУЩИН

Белорусский автозавод

В ТЕЧЕНИЕ последних лет на Белорусском автозаводе было разработано семейство новых автомобилей-самосвалов большой грузоподъемности 27-110 т с двигателями мощностью от 360 до 525 л. с. Эти автомобили-самосвалы предназначены для работ в карьерах на открытых горнорудных разработках.

Обеспечение высоких тягово-скоростных качеств указанных новых автомобилей достигается за счет применения большого числа интересных конструкторских решений: оригинальной короткобазной компоновки автомобиля, обеспечивающей высокую маневренность автомобилю, пневмогидравлической под-

вески, позволяющей реализовать в условиях карьерных дорог высокие скорости 70-60 км/ч, а также за счет применения гидромеханической трансмиссии, имеющей ряд особенностей, обусловленных требованиями эксплуатации автомобилей большой грузоподъемности в карьерах.

В результате известных требований, предъявляемых к гидромеханическим трансмиссиям, последние должны обладать следующими свойствами: обеспечивать заданные динамические качества; обладать малым весом; иметь простую конструкцию, а также высокие значения к. п. д. на передачах и иметь легкое управление. Стоимость их должна быть низкой.

При проектировании гидромеханической трансмиссии для семейства новых автомобилей-самосвалов условиями эксплуатации были выдвинуты следующие специфические требования:

1. В связи с короткобазной компоновкой автомобиля гидромеханическая трансмиссия должна иметь минимальные продольные габариты.

2. В связи с тем, что рабочие режимы движения (режимы движения в грузовом направлении) происходят главным образом на понижающих передачах и занимают во времени общего цикла до 80%, надо обеспечить повышение значения к. п. д. на понижающих передачах.

3. Обеспечить движение автомобиля с грузом из карьера в условиях регулярных сопротивлений движению без переключения передач, что облегчит условия работы водителя и увеличит безопасность движения.

4. Обеспечить работу насосов, обслуживающих гидромеханическую трансмиссию, и насоса гидроусилителя рулевого управления как от двигателя, так и от ведомых частей автомобиля, для выполнения работы и управления автомобилем при буксировании и в случае спуска с уклона при заглушенном двигателе.

5. Обеспечить максимальную простоту и внутреннюю унификацию гидромеханической трансмиссии.

В результате длительных изысканий удалось разработать и спроектировать гидромеханическую трансмиссию, полностью удовлетворяющую заданным требованиям (рис. 1 и 2).

Требование компактности трансмиссии обеспечено применением компоновки коробки передач с параллельными валами с расположением фрикционов попарно в одной плоскости, с закреплением некоторых шестерен непосредственно на барабанах фрикционов; при этом высокая компактность в продольных габаритах сочетается с удовлетворительными размерами по высоте передачи и по ширине.

Межцентровое расстояние 270 мм определилось не из условия прочности шестерен, а из условия размещения фрикционов.

Применение компактных фрикционов с малыми барабанами позволило применить бесклапанную конструкцию бустера с центральным отводом масла из-под поршня за счет силы пружин, что обеспечило высокую четкость отключения выключаемых фрикционов, а следовательно, и высокую надежность работы фрикциона.

Применение двухвальной схемы коробки передач (по тракторной схеме) позволило получить повышенные значения к. п. д. при движении на понижающих передачах, в режимах, которые в условиях работы большегрузных автомобилей-самосвалов являются наиболее рабочими.

Время движения на понижающих передачах занимает до 80% времени общего цикла движения автомобиля; кроме того, такая схема значительно упростила конструкцию коробки передач.

Обеспечение движения автомобиля с грузом из карьера без переключения передач осуществляется за счет распределения передаточных чисел, таким образом, что все регулярные, наиболее часто встречающиеся уклоны карьера (4—10%) преодолеваются на второй передаче с использованием гидротрансформатора в зоне высоких к. п. д.

В связи с этим передаточные числа коробки передач имеют перепад между понижающей и второй передачами меньше, чем между второй и третьей.

Специфика работы карьерного транспорта в условиях постоянно меняющихся сопротивлений движению обусловлена отсутствием механизма блокировки в гидротрансформаторе; кроме того, отсутствие блокировки оправдано упрощением конструкции и увеличением долговечности автомобиля, узлов его трансмиссии и двигателя. Потеря диапазона и частично мощности с несколько повышенным расходом топлива экономически окупается повышенной долговечностью агрегатов автомобиля.

Особенностью трансмиссии автомобиля БелАЗ-540 являются также и некоторые внутренние параметры коробки передач, такие, например, как значения относительных скоростей в свободном фрикционе, которые в данном случае доходят до 72—75 м/сек.

Удельные давления на керамику во фрикционе заднего хода достигают 58 кг/см².

Свободные шестерни коробки передач вместо втулок скольжения посажены на подшипники качения, что повысило к. п. д. трансмиссии и надежность работы. Диски фрикционов не имеют принудительной разводки, несмотря на сравнительно высокие относительные скорости, но имеют конусность порядка 1°. Все шестерни коробки передач и повышающей передачи прямозубые и шифованные при окружной скорости под нагрузкой, например на третьей передаче до 36,6 м/сек.

Выполнение гидромеханической передачи автомобиля БелАЗ-540 с отмеченными особенностями позволило получить узел с довольно высокими внешними параметрами:

Вес в сборе (в чугунном исполнении) в кг	860
Удельный вес в сборе в кг/л. с.	1,64
Диапазон коробки передач	3,72
Максимальный коэффициент трансформации	~3,7
Рабочий коэффициент трансформации при $\eta < 0,80$	~1,9
Диапазон гидромеханической трансмиссии	~14
Рабочий диапазон гидромеханической трансмиссии	~7,2
Продольные габариты гидропередачи в сборе (между фланцами) в мм	~1080
Высота по крайним точкам в мм	~1012
Передаточные числа повышающей передачи при мощности двигателя:	
370 л. с.	0,715
525 л. с.	0,85
Передаточные числа коробки передач:	
I	2,6
II	1,4
III	0,7
задний ход	1,6
К. п. д. повышающей передачи	0,96
К. п. д. коробки передач:	
I, II, III	0,98
задний ход	0,96
Давление масла в кг/см ² :	
I, II, III	10
задний ход	15
Давление в гидротрансформаторе в кг/см ²	4
Давление смазки в кг/см ²	1
Емкость масла в л.	60
Состав масла (смесь)	Веретенное АУ-70%, МТ-16П-30%
Максимальная производительность главного насоса и насоса гидротрансформатора при $n = 2000$ об/мин в л/мин	90
Максимальный к. п. д. гидротрансформатора	~0,84
Производительность масляных насосов при $n = 1000$ в л/мин	50
Давление масла в системе охлаждения в кг/см ²	4

Рис. 1,

Кроме того, оригинальные решения конструкций позволили получить узел, обладающий достаточной новизной¹, гидромеханическая трансмиссия автомобиля БелАЗ-540 представляет собой единый агрегат, состоящий из повышающей передачи, гидротрансформатора и коробки передач, переключаемой с помощью многодисковых фрикционов.

Повышающая передача необходима для обеспечения надлежащего совмещения характеристик используемого двигателя и гидротрансформатора.

Кроме того, повышающая передача обеспечивает нормальное соединение несоосно расположенных двигателя и трансмиссии и осуществляет отборы мощности на различное дополнительное оборудование (например, на насосы опрокидывающего механизма).

Конструкция повышающей передачи (рис. 1) представляет собой узел с тремя основными прямозубыми шестернями постоянного зацепления.

¹ Авторское свидетельство № 148728.

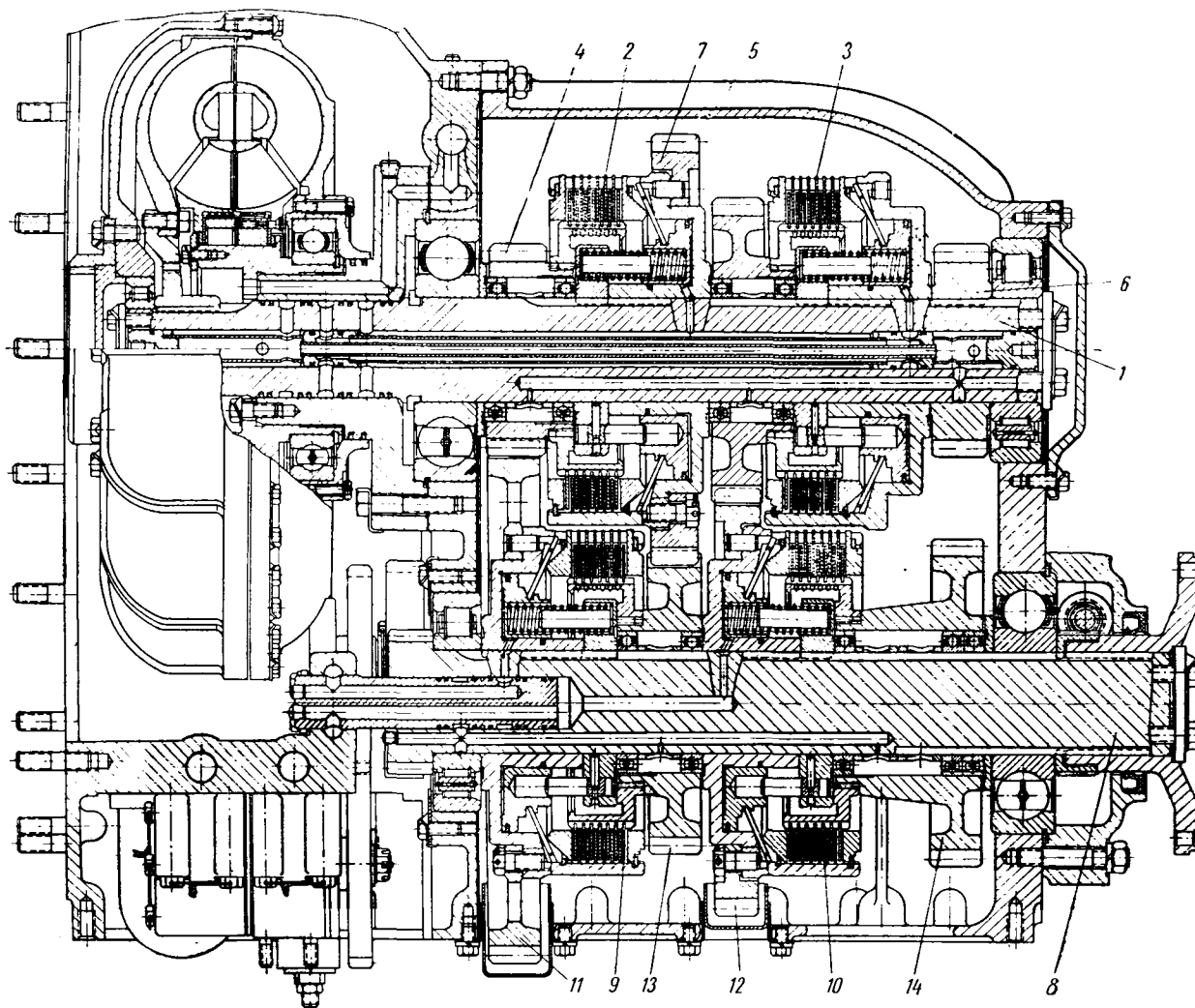


Рис. 2.

От двигателя крутящий момент передается карданным валом на ведущий вал повышающей передачи, а дальше через ряд шестерен на выходной вал, который соединяется зубчатым фланцем с кожухом насосного колеса гидротрансформатора.

В нижней части повышающей передачи имеется механизм отбора мощности на насос опрокидывающего механизма и на насосы гидроусилителя рулевого управления и трансмиссии.

Гидротрансформатор автомобиля БелАЗ-540 четырехколесный, непрозрачный, с режимом гидромукты. Максимальный коэффициент трансформации $k=3,7$, максимальный к. п. д. на режиме трансформатора примерно 84%.

Характеристика гидротрансформатора приведена на рис. 3.

Колеса гидротрансформатора выполнены литыми из алюминиевого сплава. Насосное колесо гидротрансформатора жестко связано через кожух с выходным валом повышающей передачи, а колесо турбины закреплено на ведомом валу гидротрансформатора, являющегося одновременно ведущим валом для коробки передач.

Реактор гидротрансформатора имеет две ступени, которые соединяются с корпусом посредством двух роликовых муфт свободного хода. Коробка передач с шестернями постоянного зацепления имеет три передачи вперед и одну назад. Переключение передач осуществляется с помощью четырех многодисковых фрикционов, полностью унифицированных друг с другом и взаимозаменяемых.

На первичном валу 1 (рис. 2) коробки передач расположены фрикционы первой 2 и второй 3 передач, свободные ведущие шестерни первой 4 и второй 5 передач, жестко посажена на вал ведущая шестерня заднего хода 6. Ведущая шестерня третьей передачи 7 закреплена на барабане фрикциона первой передачи.

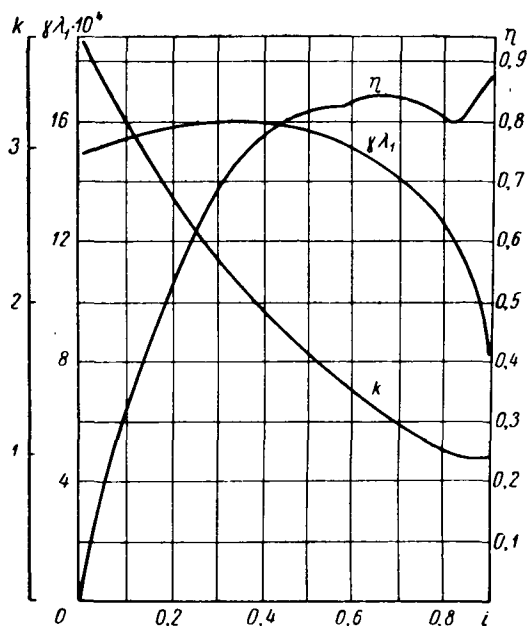


Рис. 3.

На вторичном валу 8 установлены фрикционы третьей передачи 9 и заднего хода 10 с закрепленными на них ведомыми

шестернями первой 11 и второй 12 передач и свободные ведомые шестерни третьей передачи 13 и заднего хода 14.

Масло для включения передач и для смазки трансмиссии подводится под давлением по системе внутренних трубок первичного и вторичного валов.

Обеспечение работы насосов гидромеханической трансмиссии и насоса гидроусилителя рулевого управления как от двигателя, так и от ведомых частей автомобиля достигается за счет применения так называемого дублирующего привода.

са центрального удаления масла из-под поршня при выключении фрикционов, кроме того, нажимные рычаги позволили применить ступенчатый барабан фрикциона с возможностью закрепления отдельных шестерен коробки передач непосредственно на барабанах.

Фрикцион заднего хода нагружен моментом, превышающим максимальный момент на турбине в 1,6 раза. Чтобы серийный фрикцион коробки передач передал этот момент, рабочее давление масла при включении фрикциона заднего хода увеличе-

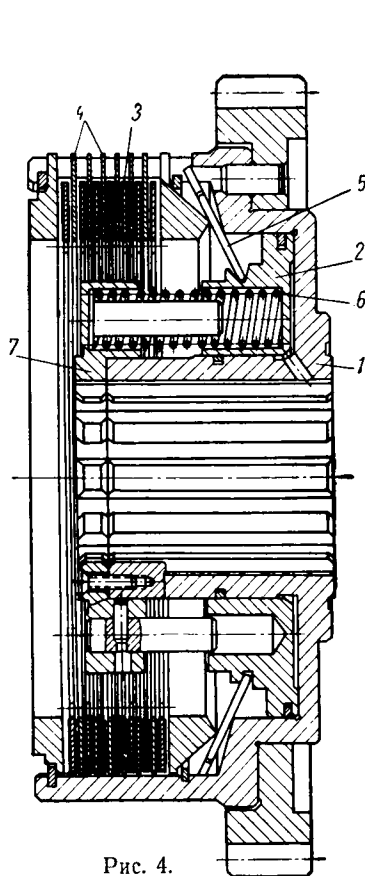


Рис. 4.

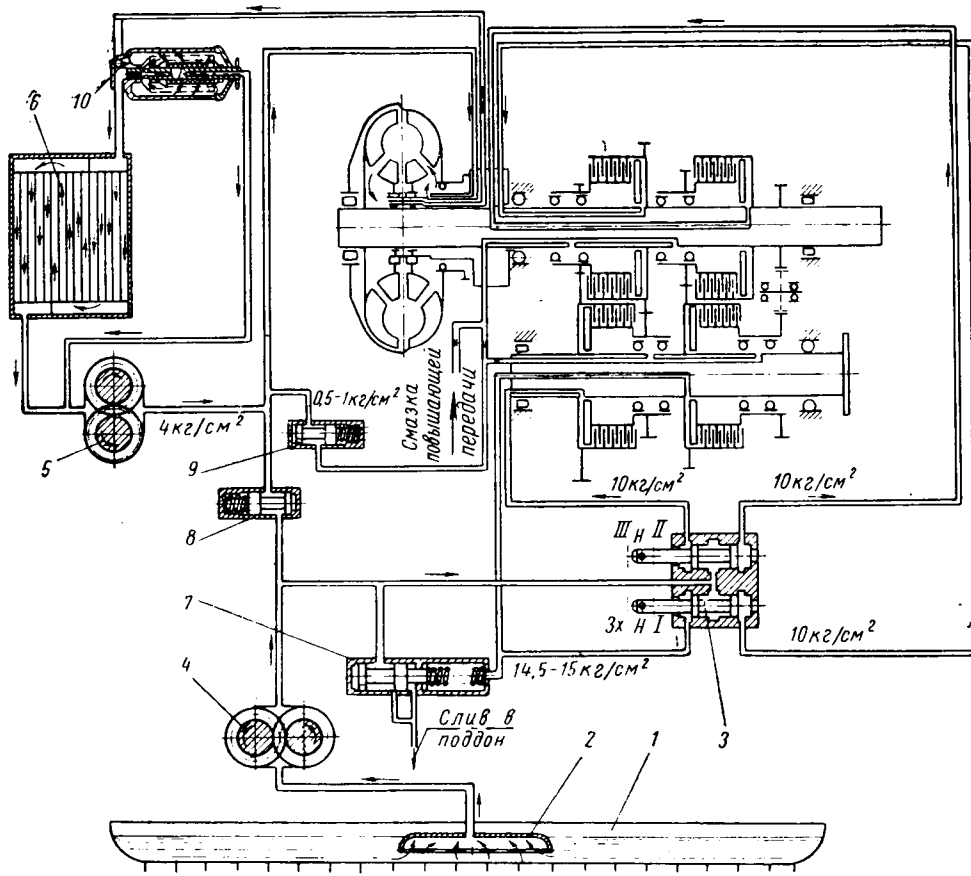


Рис. 5.

Насосы трансмиссии и гидроусилителя рулевого управления приводятся в действие от вала дублирующего привода, который через роликовые муфты свободного хода связан с одной стороны с двигателем, а с другой — с ведомым валом коробки передач, при этом насосы работают от двигателя или от ведомого вала коробки передач в зависимости от того, что в данный момент является ведущим. В это время муфта свободного хода между валом дублирующего привода и ведущим элементом блокируется, а вторая муфта свободного хода расклинивается.

Фрикцион (рис. 4) состоит из следующих основных деталей: барабана фрикциона 1, поршня 2, пакета ведущих и ведомых дисков 3, 4, нажимных рычагов 5, отжимных пружин 6 и опоры пружин 7.

Барабан фрикциона установлен на соответствующем валу коробки передач на шлицах и вращается вместе с ним. В барабане расположен кольцевой поршень, уплотненный двумя чугунными замковыми кольцами.

В вырезы барабана своими выступами входят по семь стальных дисков, помимо которых два диска — нажимной и упорный — выполнены массивными.

Между поршнем и опорой пружины, прикрепленной к ступице барабана, установлены отжимные пружины.

Во время включения фрикциона масло под давлением подается в бустер, перемещает поршень и через нажимные рычаги сдвигает пакет дисков. При снятии давления силой сжатых пружин поршень отходит в первоначальное положение, выдавливая масло через систему подводящих каналов на слив.

Применение нажимных рычагов обеспечило уменьшение размеров поршня, что значительно упростило решение вопро-

но до 15 кг/см^2 , что обеспечено конструктивной особенностью системы гидравлического обслуживания трансмиссии.

Агрегаты гидравлической системы обслуживания трансмиссии (насосы, золотниковая коробка, клапаны и т. д.) расположены внутри картеров трансмиссии.

Снизу трансмиссия имеет алюминиевый поддон, закрывающий картеры гидротрансформатора и коробки передач и служащий заправочной емкостью для масла.

Гидравлическая система трансмиссии (рис. 5) состоит из маслоприемника 1, фильтра-заборника 2, золотниковой коробки 3 с золотниками переключения передач, главного насоса 4 и насоса гидротрансформатора 5, масляного радиатора, автоматических клапанов, регулирующих давления во фрикционах 7, в гидротрансформаторе 8 и на смазке трансмиссии 9 из фильтра тонкой очистки масла 10, а также из ряда приборов для контроля работы системы.

Вся гидравлическая система трансмиссии питается двумя насосами. Главный насос обеспечивает необходимое давление масла для включения передач и для подпитки замкнутого круга циркуляции гидротрансформатора.

Насос гидротрансформатора обеспечивает циркуляцию масла через систему гидротрансформатор—радиатор и поддерживает давление на смазку трансмиссии.

Смазка трансмиссии отбирается из круга циркуляции гидротрансформатора после радиатора. Радиатор, расположенный в передней части автомобиля, соединяется с гидромеханической трансмиссией при помощи шлангов и трубопроводов.

Управление коробкой передач осуществляется с помощью небольшого рычажка, установленного на рулевой колонке в специальном направляющем секторе.

При помощи системы тяг управления, соединяющих рычажок управления переключения передач с рычагами золотников переключения, расположенных в трансмиссии, осуществляется выбор необходимой передачи.

Рычажок управления перемещается в двух параллельных плоскостях сектора; при этом перемещение в одной плоскости обеспечивает включение первой передачи и заднего хода, а перемещение в другой плоскости — второй и третьей передач.

Для предотвращения случайного включения заднего хода в системе рычажок переключения — направляющий сектор имеется фиксатор включения.

Для включения заднего хода нужно надавить кнопку фиксатора и только после этого включить передачу. Гидромеханическая трансмиссия прикрепляется к раме автомобиля на четырех упругих опорах.

В настоящее время изготовлен ряд опытных образцов авто-

мобилей большой грузоподъемности с гидромеханической трансмиссией автомобиля БелАЗ-540. Часть автомобилей находится на заводских испытаниях в карьерах, один из таких автомобилей имеет пробег 40 000 км, два автомобиля проходят государственные испытания общим пробегом по 19 000 км каждый.

Все автомобили показывают высокие тягово-скоростные качества и значительное повышение производительности по сравнению с существующим автомобилем такой же мощности МАЗ-525.

Ведутся работы по доводке и по улучшению гидромеханической трансмиссии, но тем не менее, в целом конструкция передачи остается без существенных изменений.

Все специфические требования, как показали результаты многочисленных испытаний, выполненные в трансмиссии, полностью удовлетворяют условиям эксплуатации.

УДК 629.11.012.3:001.5

Подбор оптимальных углов установки задних колес автомобиля «Запорожец» методом испытаний на стенде с беговыми барабанами

Канд. техн. наук М. И. ЛУРЬЕ, В. В. АЛЕШИН

НАМИ

ИЗВЕСТНО, что угол установки передних, а также задних колес с независимой подвеской существенно влияет на износ шин, динамичность автомобиля и расход топлива. Между тем, вопросы методики выбора оптимальных углов установки колес автомобилей нельзя считать в достаточной степени отработанными. Существующие приборы ГАРО, линейка для регулировки схода колес и оптические приборы типа «Экзакта» (ФРГ) дают возможность установить заданные углы развала и схода колес, но не позволяют определить их оптимальные значения.

В качестве одного из возможных путей решения этой задачи предлагается метод испытаний автомобиля на стенде с беговыми барабанами, основанный на сравнении продолжительности вращения по инерции системы барабаны стенда — колеса автомобиля при различных углах установки колес.

Рассмотрим порядок работы по предлагаемому методу.

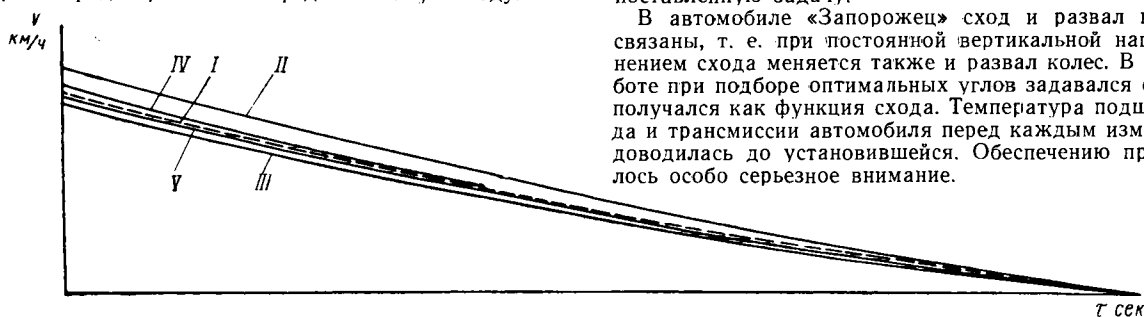


Рис. 1.

После установки на барабаны стенда соответствующих колес автомобиля трансмиссия последнего и подшипники стенда прогреваются до установившейся температуры путем вращения. Затем система барабаны стенда — колеса автомобиля разгоняется до окружной скорости, близкой к максимальной скорости автомобиля. Прогрев системы вращением и ее разгон осуществляются электродвигателем привода барабанов стенда. В случае определения углов установки ведущих колес в процессе прогрева система может приводиться во вращение двигателем автомобиля.

При достижении окружной скорости, близкой к максимальной, рычаг переключения передач ставится в нейтральное положение и на ленту осциллографа записывается процесс затухания вращения системы барабаны стенда — колеса автомобиля. В результате на ленте получается кривая изменения ско-

рости в функции времени. Датчиком скорости для шлейфа служит тахогенератор постоянного тока с приводом от барабанов стенда.

Объектом исследования явился автомобиль «Запорожец». Выбор именно этого объекта связан с тем, что в результате проведенного в 1960 г. исследования динамичности указанного автомобиля было выявлено повышенное сопротивление качению шин задних ведущих колес, что потребовало проверки правильности выбора углов их установки.

Так как независимая подвеска задних колес автомобиля «Запорожец» выполнена нерегулируемой, то потребовалось переоборудовать ее таким образом, чтобы была обеспечена возможность легкой и быстрой регулировки схода колес в достаточно широких пределах. С этой целью в несущих кронштейнах были устроены продольные пазы, которые и позволили решить поставленную задачу.

В автомобиле «Запорожец» сход и развал колес взаимно связаны, т. е. при постоянной вертикальной нагрузке с изменением схода меняется также и развал колес. В настоящей работе при подборе оптимальных углов задавался сход, а развал получался как функция схода. Температура подшипников стенда и трансмиссии автомобиля перед каждым измерением вновь доводилась до установившейся. Обеспечению прогрева уделялось особо серьезное внимание.

Полученные осциллограммы (I—V) в виде зависимости скорости v от времени t , каждая из которых соответствует определенным углам установки колес, копируются на кальку и накладывают друг на друга (рис. 1). Во всех случаях за исходную точку принимается момент остановки системы барабаны стенда — колеса автомобиля.

Пересечем кривые в области скоростей, близких к максимальной, вертикальной прямой (рис. 1) и получим точки пересечения, соответствующие той скорости, до которой надо разогнать систему барабаны стенда — колеса автомобиля, чтобы получить для каждого случая одинаковое время вращения по инерции. Поскольку начальные скорости теперь различны, а время вращения системы одинаково, ясно, что наимыгоднейшим углом установки колес соответствует кривая с наименьшей начальной скоростью (рис. 1 — кривая III).

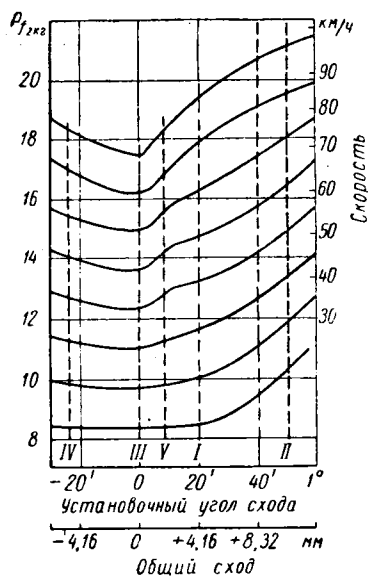


Рис. 2.

$$P_{f2} = P_0 + P_{f2} + P_{ослп} = f(v), \quad (2)$$

где P_0 — потери в механизмах стэнда в кг;
 P_{f2} — сила сопротивления качению шин задних колес при выбеге в кг;
 $P_{ослп.н.}$ — сила потерь в силовой передаче при работе последней на режиме холостого хода в кг.

Решив равенство (2) относительно P_{f2} , получим

$$P_{f2} = P_{f2} - (P_0 + P_{ослп}) = f(v). \quad (2')$$

Силы $P_{ослп.н.}$ и P_0 в функции скорости должны быть определены заранее, а об определении силы P_{f2} говорилось выше. Таким образом, искомую зависимость $P_{f2} = f(v)$ можно определить из равенства (2).

Подобный расчет проводится для каждой кривой зависимости скорости v от времени t , соответствующей определенным углам установки колес¹.

Зная силы P_{f2} , можем определить мощности N_{f2} сопротивления качению шин задних колес, причем

$$N_{f2} = \frac{P_{f2} v}{270} = f(v). \quad (3)$$

¹ Здесь и ниже все силы приведены к радиусу качения шин.

Продифференцируем кривые скорости и определим отрицательные ускорения j_{b2} системы барабаны стэнда — колеса автомобиля. Зная суммарный момент инерции J_{b2} (в кгмсек²) барабанов стэнда и задних колес автомобиля, приведенный к валу барабанов, определяем силу P_{b2} (в кг) суммарных потерь в механизмах стэнда, шинах задних колес и силовой передаче при работе последней на режиме холостого хода, причем

$$P_{b2} = \frac{J_{b2} j_{b2}}{r_0^2}, \quad (1)$$

где r_0 — радиус барабанов стэнда в м.

Силу P_{b2} можно представить как

Построим силы P_{f2} в функции угла схода колес и скорости (рис. 2). После этого можем проследить изменение сопротивления качению для каждой отдельной взятой скорости движения автомобиля. Данные рис. 2 относятся к случаю нагрузки G_2 на задние колеса автомобиля, равной 590 кг, что соответствует полностью нагруженному автомобилю «Запорожец» (водитель и три пассажира). По оси абсцисс отложен установочный угол схода каждого из задних колес (в град и мин), а также общий сход (в мм), соответствующий этому углу. Установочный угол схода измеряется при вертикальном положении колес автомобиля. Вертикальные пунктирные прямые, обозначенные римскими цифрами, соответствуют рассмотренным углам схода колес.

Из рис. 2 следует, что кривые для различных скоростей движения протекают согласованно. Минимум сопротивления качению соответствует нулевому установочному углу схода. При отклонении от оптимального схода в сторону его положительных значений сопротивление качению возрастает быстрее, чем при отклонениях в сторону отрицательных значений.

На рис. 2 показана также позиция, соответствующая действовавшим ТУ завода (+40'); углы, предусмотренные ранее действовавшими ТУ, не соответствуют оптимальным и приводят к получению повышенного сопротивления качению со всеми вытекающими отсюда отрицательными последствиями.

Приведенные выше данные относятся к случаю $G_2 = 590$ кг (полная нагрузка автомобиля). Аналогичное исследование было проведено также и для $G_2 = 410$ кг, причем в этом случае оптимальным также оказался угол схода, близкий к нулевому.

Среднее для различных скоростей и нагрузок изменение сопротивления качению задних колес автомобиля «Запорожец» (в %) в зависимости от угла схода приведено на рис. 3. Если принять сопротивление качению при оптимальном (нулевом) сходе за 100%, то сопротивление при сходе +40' (+8,3 мм), соответствующем действовавшим ТУ, составит 117% и вызовет заметное ухудшение динамики и топливной экономичности автомобиля.

С учетом изложенного возникла необходимость в переходе на нулевой установочный сход задних колес автомобиля «Запорожец», поле допуска при этом составит $\pm 10'$ (± 2 мм), что вызовет возрастание сопротивления качению по сравнению с оптимальным положением не более, чем на 1,5—2,0% (рис. 3).

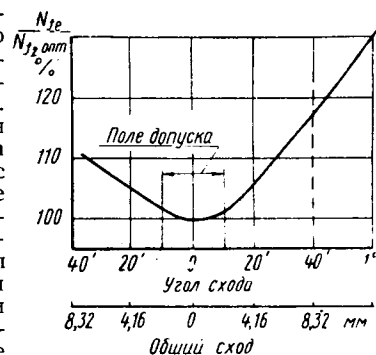


Рис. 3.

Анализ технических характеристик автомобильных поршневых компрессоров одноступенчатого сжатия

Кандидаты техн. наук Л. А. ЕГОРОВ, В. Г. РОЗАНОВ

НАМИ

АВТОМОБИЛЬНЫЙ поршневой компрессор одноступенчатого сжатия низкого давления (5—9 кг/см²) стал неотъемлемым агрегатом современных грузовых автомобилей (грузоподъемностью свыше 4 т), тягачей и автобусов.

Автомобильные поршневые компрессоры выпускаются в нашей стране, Чехословацкой Социалистической Республике, США, ФРГ, Франции, Англии и других странах. Конструкции и технические характеристики рассматриваемых компрессоров весьма разнообразны, несмотря на то, что в пределах каждой страны они нормализуются или стандартизируются, а в ФРГ и Франции производство их контролируется фирмой Вестингауз.

Наибольшее распространение в современных автомобилях получил двухцилиндровый компрессор. Одноцилиндровый ком-

прессор применяется, например, на автомобилях Горьковского автозавода, работающих с прицепами (типа ГАЗ-54), на автобусах с пневматическим усилением гидравлического привода тормозов и других аналогичных автомобилях. Трехцилиндровый компрессор фирмы Вестингауз модели У-3Н устанавливается на американских автомобилях, с пневматической системы которых имеется повышенный расход воздуха. В настоящее время на такие автомобили монтируется менее сложный двухцилиндровый компрессор той же фирмы модели Tu Flo-500, технические характеристики которого не уступают характеристикам компрессора У-3Н.

В случае необходимости применения на автомобилях сжатого воздуха среднего давления (10—15 кг/см²) на автомобилях устанавливаются компрессоры двухступенчатого сжатия. Они

обеспечивают более надежную работу пневматической системы в горных условиях.

При использовании на автомобиле сжатого воздуха среднего давления можно уменьшать размеры всех аппаратов и ресивера, а также несколько ускорить срабатывание некоторых тормозных аппаратов, что имеет большое значение для правильной работы тормозной системы. Применение сжатого воздуха среднего давления особенно целесообразно в пневматических псдвесках, так как это позволяет сократить размеры их рабочих аппаратов. Вторая ступень сжатия воздуха после промежуточного охлаждения создается либо с помощью добавления к основному двухцилиндровому компрессору дополнительного цилиндра второй ступени сжатия (фирма Вестингауз), либо путем использования для второй ступени сжатия третьего цилиндра компрессора с меньшим диаметром (фирма Шкода).

Тенденции развития поршневых компрессоров отчетливо выявляются при рассмотрении и анализе их сравнительных технических характеристик. К сравнительным техническим характеристикам относятся: число i и диаметр D в мм цилиндров;

ход поршня S в мм и отношение $\frac{S}{D} = \psi$; отношение радиуса кривошипа к длине шатуна λ ; относительная величина камеры остаточного воздуха ε в %; рабочий объем (литраж) V_p в л; отношение охлаждающей боковой поверхности к

рабочему объему $\frac{F}{V_p} = \frac{1+4\psi}{S}$ 1/м, вес G в кг и отношение $\frac{G}{V_p}$ в кг/л; давление в кг/см² номинальное (рабочее) p и максимальное $p_{\max}$, а также отношение этих давлений $\frac{p_{\max}}{p}$; рабочая угловая скорость n , расчетная $n_0 = 1250$ об/мин и максимальная $n_{\max}$, а также соотношение

угловых скоростей $\frac{n_{\max}}{n}$ и $\frac{n_{\max}}{n_0}$ и квадратов этих соотношений; приведенная угловая скорость $n_{np} = \psi n$ в об/мин; средняя скорость поршня $C_m = \frac{Sn}{30}$ в м/сек; фактор ускорения Sn^2 в м (об/мин)²; производительность V в л/мин и коэффициент производительности $\eta = \frac{V}{V_p \cdot n}$; потребляемая мощность N в л. с. и удельная мощность $N_{y\partial} = \frac{N}{V}$ в л. с./л/мин;

для ряда компрессоров относительное увеличение рабочего объема $\bar{V}_{pi} = \frac{V_{pi}}{V_i}$ и веса $\bar{G}_i = \frac{G_i}{G_1}$.

Величина ε представляет собой отношение объема камеры остаточного воздуха к рабочему объему цилиндра.

Скорости, ускорения и силы инерции кривошипно-шатунных механизмов компрессоров одинаковой конструкции (при равных ψ) оцениваются скоростью вращения вала ($n_0 = 1250$ об/мин или $n_{\max}$). Однако этого параметра недостаточно для оценки компрессоров различных конструкций (с разными ψ). Для этого используются комплексные параметры n_{np} и Sn^2 . Величина Sn^2 пропорциональна центростремительному ускорению кривошипа, входящему в уравнения ускорений и сил инерции.

Величина C_m характеризует условия работы кривошипно-шатунного механизма и скорости течения воздуха через органы воздухораспределения.

Испытаниями установлено, что для нормальной работы органов воздухораспределения температура сжатого воздуха в них не должна превышать 200°C. Так как отводимое количество тепла пропорционально количеству сжимаемого воздуха, т. е. рабочему объему V_p , а эффективность охлаждения зависит от величины охлаждаемой поверхности цилиндров F , то отношение охлаждаемой боковой поверхности компрессора F (поверхность головок цилиндров, определяемая по диаметру цилиндра D и ходу поршня S) к его рабочему объему V_p характеризует эффективность охлаждения компрессора.

Для более полной оценки конструкции компрессора желательно иметь не только величины n_{np} , C_m и Sn^2 для n_0 , но и коэффициенты изменения этих величин для $n_{\max}$. Так,

коэффициент изменения величины $\frac{n_{np \max}}{n_{np 0}}$ и $\frac{C_{m \max}}{C_{m 0}}$ равен

$$\frac{n_{\max}}{n_0}, \text{ а } \frac{Sn_{\max}^2}{Sn_0^2} = \left(\frac{n_{\max}}{n_0} \right)^2.$$

Следовательно, отношение $\frac{n_{\max}}{n_0}$ характеризует изменение приведенных скоростей вращения вала и средних скоростей поршня, а квадрат этого отношения — изменение ускорений и сил инерции кривошипно-шатунного механизма.

Таким образом, долговечность компрессора не определяется одной скоростью вращения его вала, а зависит от нескольких параметров: приведенной скорости вращения, средней скорости поршня, фактора ускорения и коэффициентов их изменения при изменении скорости вращения вала.

Коэффициент производительности η — отношение действительной объемной производительности к объему, описанному поршнями в единицу времени, — характеризует использование рабочего объема компрессора. Удельная мощность $N_{y\partial}$ (отношение потребляемой мощности к действительной объемной производительности) характеризует эффективность рабочего процесса компрессора. Для более правильной оценки работы компрессора величины η и $N_{y\partial}$, равно как и исходные параметры V и N следует определять для номинальных и максимальных значений давления и скорости вращения. Необходимо отметить, что в разных странах параметры V и N определяются для разных значений p и $p_{\max}$, например, в нашей стране для $n_0 = 1250$ об/мин и $p = 6$ кг/см², в Чехословакии — для рабочей скорости вращения и $p = 6$ кг/см², в США — для $n_0 = 1250$ об/мин и $p = 7$ кг/см², во Франции — для максимальных значений скорости вращения и давления, в Англии — для максимальной скорости вращения и свободного выпуска воздуха в атмосферу.

Указанное обстоятельство осложняет выполнение сравнительной оценки компрессоров по фирменным данным и вынуждает приводить фирменные данные к единым значениям скорости вращения ($n_0 = 1250$ об/мин) и давления ($p = 6$ кг/см²) либо расчетным путем, либо с помощью испытаний. Далее все обозначения с индексом «нуль» (C_{m0} , V_0 , N_0 и др.) соответствуют $n_0 = 1250$ об/мин.

Отношение максимального и рабочего давления нагнетаемого воздуха $\frac{p_{\max}}{p}$ при постоянной скорости вращения характеризует изменение силовой напряженности деталей компрессора.

Отношение веса компрессора G (без воздушного фильтра, регулятора давления и деталей провода) к его дитражу V_p характеризует рациональность использования материалов, из которых изготовлены детали компрессора.

Относительное увеличение рабочего объема $\bar{V}_{pi}$ и веса $\bar{G}_i$ характеризует закономерности построения ряда компрессоров, например, для одной фирмы.

Проведем анализ сравнительных технических характеристик компрессоров одноступенчатого сжатия, изготавливаемых в СССР, ЧССР, США, ФРГ, Франции и Англии.

Сравнительные характеристики двухцилиндровых поршневых компрессоров Московского автозавода имени Лихачева, а также разработанных в НАМИ одноцилиндровых и трехцилиндровых компрессоров, которые унифицированы с компрессором ЗИЛ-130*, приведены в табл. 1. У рассматриваемых компрессоров рабочий объем изменяется в результате изменения диаметра и числа цилиндров. Компрессоры ЗИЛ-120 и ЗИЛ-164 унифицированы по основным параметрам. Их производительность различается вследствие разных величин камеры остаточного воздуха (18% у компрессора ЗИЛ-120 и 4% у компрессора ЗИЛ-164) и различных систем охлаждения головки (воздушное охлаждение у компрессора ЗИЛ-120 и жидкостное у компрессора ЗИЛ-164). Все компрессоры унифицированы по ходу поршня. Рабочий объем компрессора ЗИЛ-130 больше рабочего объема компрессоров ЗИЛ-120 и ЗИЛ-164 на 33%. Повышение быстроходности и снижение относительной эффективности охлаждения у компрессора ЗИЛ-130 привело к введению жидкостного охлаждения не только головки, но и блока цилиндров. При переводе компрессоров ЗИЛ с режима скорости вращения 1250 об/мин на 2200—2500 об/мин приведен-

* Остроумов Л. А. «Автомобильная промышленность», 1962, № 4.

Таблица 1

Параметры	Компрессоры СССР					Компрессоры ФРГ					
	ЗИЛ-120	ЗИЛ-164	ЗИЛ-130	Опытные		КД-10	К232/265Т	35Р/135Р	36Р	37Р	Д8Р
i	2	2	2	1	3	1	2	1	1	2	2
D	52	52	60	60	60	50	65	50	75	75	75
S	38	38	38	38	38	30	35	42	34	34	40
V	0,1614	0,1614	0,2148	0,1075	0,3222	0,059	0,232	0,082	0,150	0,300	0,350
G	—	16,6	15,2	10,74	22,8	4,6	12,5	—	—	17,3	—
p	6	6	6	6	6	—	—	—	—	—	—
p_{max}	9	7	7	7	7	5	6	7	7	7	7
p_{max}	1,33	1,17	1,17	1,17	1,17	—	—	—	—	—	—
n_{max}	2200	2200	2500	2500	2500	—	—	2000	2200	1800	1800
ε	18	4	9,3	9,3	9,3	7,1	6,9	—	—	—	—
λ	0,200	0,200	0,200	0,200	0,200	0,204	0,192	—	—	—	—
ψ	0,73	0,73	0,634	0,634	0,634	0,600	0,538	0,840	0,454	0,454	0,534
G	—	100,3	70,8	100	70,8	78	53,9	—	—	57,7	—
V_p	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Для $p = 6 \text{ кг/см}^2$ и $n_0 = 1250 \text{ об/мин}$											
V	42	115	148	74	222	—	—	58	112	226	298
N	0,8	1,63	1,4	0,7	2,1	—	—	0,8	1,38	2,73	3,7
η	0,21	0,57	0,55	0,55	0,55	—	—	0,57	0,60	0,60	0,68
$N_{уд} \cdot 10^3$	19,1	14,2	9,46	9,46	9,46	—	—	13,8	12,3	12,1	12,4
n_{np0}	913	913	790	790	790	750	632	1050	567	567	666
C_{m0}	1,58	1,58	1,58	1,58	1,58	1,25	1,46	1,75	1,42	1,42	1,67
$Sn_0 \cdot 10^{-3}$	59,4	59,4	59,4	59,4	59,4	46,9	54,8	65,6	53,2	53,2	62,6
n_{max}	1,76	1,76	2,0	2,0	2,0	—	—	1,6	1,76	1,44	1,44
$\left(\frac{n_0}{n_{max}}\right)^2$	3,1	3,1	4,0	4,0	4,0	—	—	2,56	3,1	2,08	2,09
$\frac{V_{pi}}{G_i}$	1,5	1,5	2,0	1,00	3,00	1	3,93	1,0	1,83	3,36	4,27
$\frac{F}{V_p}$	—	1,54	1,41	1,00	2,12	1	2,72	—	—	—	—
V_p	103	103	93	93	93	113,4	90	104	83	83	78,5
Для p_{max} и n_{max}											
V	—	—	—	—	—	—	—	97	160	278	360
N	—	—	—	—	—	—	—	1,8	2,95	4,2	5,9
η	—	—	—	—	—	—	—	0,59	0,46	0,52	0,57
$N_{уд} \cdot 10^3$	—	—	—	—	—	—	—	18,6	19,7	15,1	16,4

ные скорости вращения и скорость поршня возрастают в 1,76—2,00 раза, а фактор ускорения в 3,1—4,0 раза.

Вследствие применения в компрессорах ранних выпусков впускных окон, создающих прямооточную схему прохождения воздуха через цилиндр, эти компрессоры имели следующие недостатки: независимость фаз расширения и впуска от режима работы компрессора; неполное использование площади проходного сечения; большие скорости воздуха в щелях окон; столкновение диаметрально противоположных струй впускаемого воздуха; обратное вытекание воздуха из цилиндра в конце впуска; проникновение масла из картера компрессора сначала во впускной канал, затем в цилиндр. Поэтому на компрессоре ЗИЛ-130 установлены впускные самодействующие пластинчатые клапаны, которые обеспечивают прямооточную систему течения воздуха в цилиндре и лучшую работу компрессора на переменном режиме.

На рис. 1 даны характеристики производительности (а) и расхода мощности (б) компрессора ЗИЛ-130 по давлению и угловой скорости.

В табл. 2 приведены сравнительные характеристики одноцилиндровых (рис. 2) и двухцилиндровых компрессоров чехословацкого производства. Эти компрессоры применяются на грузовых автомобилях фирм Татра и Шкода, на коммунальных машинах и тракторах, а также служат (например, компрессор типа 36а) для замены компрессоров фирмы Бош в случае выхода их из строя на немецких автомобилях (ФРГ) при эксплуатации в Чехословакии.

Из табл. 2 видно, что в Чехословакии имеется семь основных компрессоров. Компрессоры моделей 31а и 30а имеют одинаковые характеристики, но отличаются весом вследствие разных конструкций приводного конца вала и крепления компрессора. То же относится и к компрессорам моделей 67а, 34а, 36а и 103.

Основные размеры цилиндров (D и S) одноцилиндровых компрессоров моделей 31а и 30а унифицированы с размерами цилиндров двухцилиндровых компрессоров 67а, 34а, 36а и 103. Такая же унификация имеется и у компрессоров моделей 102 и 77.

Все компрессоры непрямоточные и имеют воздушное охлаждение. Компрессоры смазываются разбрызгиванием масла из картера с помощью черпаков, которыми снабжены нижние головки шатунов. Рабочий объем у рассматриваемых компрессоров изменяется пропорционально числам 1:1,26:2,2:2,22:2,52:2,78:5,55.

Наиболее высокую условную скорость (2250 об/мин) имеет компрессор модели 928, наиболее низкую (900—750 об/мин) — компрессор модели 77. Рабочее и максимальное давление у всех компрессоров колеблется в пределах 6—8 кг/см². Согласно

отношению $\frac{G}{V_p}$ вес лучше ис-

пользуется у двухцилиндровых компрессоров, чем у одноцилиндровых.

Сравнительные характеристики поршневых двухцилиндровых и одного трехцилиндрового компрессора фирмы Вестингауз (США) приведены в табл. 3. Рабочий объем компрессора изменяется пропорционально числам 1:1,51:1,8:2,98:3,02. Компрессоры UEF7 $\frac{1}{2}$ VW и TuFlo-400 унифицированы по основным разме-

рам. Компрессоры типа TuFlo имеют высокие предельно допустимые скорости вращения вала (до 3000 об/мин). При переводе компрессора с $n_0 = 1250$ об/мин на $n_{max} = 3000$ об/мин приведенные угловые скорости и средние скорости поршня возрастают в 2,4 раза, а фактор ускорения в 5,76 раз. Такие компрессоры должны интенсивно охлаждаться как по поверхности головки, так и по боковой по-

верхности цилиндров. Учитывая хорошее соотношение $\frac{F}{V_p} =$

$= 124$ у компрессора TuFlo-300 фирма снабдила его воздушным охлаждением. Компрессоры TuFlo-400 и TuFlo-500 имеют жидкостное охлаждение головки и блока цилиндров.

Сравнительные характеристики одно- и двухцилиндровых поршневых компрессоров фирмы Грау (ФРГ) и западно-германского филиала фирмы Вестингауз приведены в табл. 1.

Компрессоры фирмы Грау не унифицированы по основным размерам. Для получения большей производительности у компрессора K232/265Т по сравнению с компрессором КД-100 фирма повысила рабочий объем в 3,93 раза в результате применения двухцилиндровой схемы с увеличенным диаметром цилиндра и удлиненным ходом поршня. По сравнению с аналогичными величинами компрессора КД-100 у компрессора K232/265Т возросли G , C_{m0} и Sn_0^2 и уменьшились λ , ψ , n_{np0} .

$\frac{G}{V_p}$ и $\frac{F}{V_p}$.

Компрессор 35Р/135Р не унифицирован по основным размерам с компрессорами 36Р, 37Р (рис. 3) и 38Р. Повышение производительности у одноцилиндрового компрессора 36Р по сравнению с одноцилиндровым компрессором 35Р/135Р получено в результате увеличения рабочего объема (вслед-

Таблица 2

Параметры	Компрессоры ЧССР						
	32а	31а, 30а	92 ^В	101	102	67а, 34а, 36а, 103	77
l	1	1	1	1	1	2	2
D	60	60	65	80	80	60	80
S	32	40	60	40	50	40	50
V_p	0,09	0,113	0,198	0,200	0,250	0,226	0,500
G	7,5	9; 11	10,6	—	—	12; 16; 17,5	20
p	6	6	6	6	6	6	6
$p_{\max}$	8	8	—	8	8	8	8
$\frac{p}{p_{\max}}$	1,33	1,33	—	1,33	1,33	1,33	1,33
n	1000	1000	—	1600	1200	1000	600—750
$n_{\max}$	1800	1800	2250	1800	1500	1800	1400
$\frac{n}{n_{\max}}$	1,80	1,80	—	1,12	1,25	1,80	2,34—1,87
ψ	0,534	0,667	0,923	0,500	0,625	0,667	0,625
$\frac{V}{G}$	83,3	79,6; 97,3	53,5	—	—	53,1; 70,8; 77,4	40
Для p и n	6 и 1000	6 и 1000	6 и 2250	6 и 1600	6 и 1200	6 и 1000	6 и (600—750)
V	58,4—66,7	75—83,5	300	183,5	250	150—167	208—267
N	0,8	0,9—1,0	—	2	2,6	1,8—2,0	3
η	0,65—0,74	0,66—0,74	0,67	0,57	0,83	0,66—0,74	0,69—0,71
$N_{уд} \cdot 10^3$	13,7—12,0	12,0	—	10,9	10,4	12,0	14,4
V при $p = 6 \text{ кг/см}^2$ и $n_0 = 1250 \text{ об/мин}$ (расчет)	73—84	94—104	167	143	240	188—208	434—445
$n_{пр 0}$	666	835	1150	625	780	835	780
$C_{m 0}$	1,33	1,67	2,50	1,67	2,08	1,67	2,08
$Sn_0 \cdot 10^{-3}$	50	62,6	93,8	62,6	78,2	62,6	78,2
$\frac{n}{n_{\max}}$	1,44	1,44	1,80	1,44	1,20	1,44	1,12
$\left(\frac{n_0}{n_{\max}}\right)^2$	2,08	2,08	3,24	2,08	1,44	2,08	1,25
$\frac{V}{V_{pi}}$	1	1,26	2,20	2,22	2,78	2,52	5,56
$\frac{G_i}{G}$	1	1,20; 1,47	1,41	—	—	1,60; 2,14; 2,34	2,67
$\frac{F}{V_p}$	98	91,7	78,2	75	70	91,7	70

Таблица 3

Параметры	Американские компрессоры						Французские компрессоры				
	UVW	UEF-1 VW	TuFlo-300	TuFlo-400	TuFlo-500	U-3H	M-51	M-83	MPP-101	Тип 120	MPP-400
l	2	2	2	2	2	3	1	1	2	2	2
D	48	52,4	44,5	52,4	63,5	55,6	60	65	60	60	90
S	38	38,1	29,4	38,1	42,9	38	32	30	32	40	50
V_p	0,1378	0,164	0,0914	0,164	0,272	0,277	0,0924	0,100	0,1808	0,226	0,635
G	—	—	—	—	—	—	9	12	15	17	44
$p_{\max}$	7	7	7	7	7	7	8	8	8	8	7
$n_{\max}$	—	—	3000	3000	3000	0,684	1000	1800	1200	1500	1000
ψ	0,791	0,727	0,660	0,727	0,675	—	0,534	0,462	0,534	0,667	0,556
$\frac{V}{G}$	—	—	—	—	—	—	99,6	120,0	83,0	72,2	69,4
$\frac{V}{V_p}$	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
Для $p_{\max}$ и n_0						Для $p_{\max}$ и $n_{\max}$					
V	102	—	—	104	187	191	54	100	126	205	380
N	1,45	—	0,85	2,2	2,3	2,48	0,8	1,5	1,1	3	4
η	0,59	—	—	0,51	0,55	0,55	0,6	0,55	0,59	0,6	0,6
$N_{уд} \cdot 10^3$	14,2	—	—	—	—	13,0	14,8	15,0	8,74	14,6	10,5
$n_{пр 0}$	990	910	825	910	844	855	666	557	666	835	695
$C_{m 0}$	1,58	1,59	1,22	1,59	1,79	1,58	1,33	1,25	1,33	1,67	2,08
Sn_0	59,4	59,6	46,0	59,6	67,1	59,4	50,0	46,9	50,0	62,6	78,2
$\frac{n}{n_{\max}}$	—	—	2,4	2,4	2,4	—	0,8	1,44	0,96	1,2	0,8
$\left(\frac{n_0}{n_{\max}}\right)^2$	—	—	5,76	5,76	5,76	—	0,64	2,09	0,92	1,44	0,64
$\frac{V}{V_{pi}}$	1,51	1,80	1	1,80	2,98	3,02	1	1,101	2,8	2,30	7,03
$\frac{G_i}{G}$	—	—	—	—	—	—	1	1,34	1,67	1,89	4,9
$\frac{F}{V_p}$	109	105	124	105	87	98,4	98	95	98	92	64,5

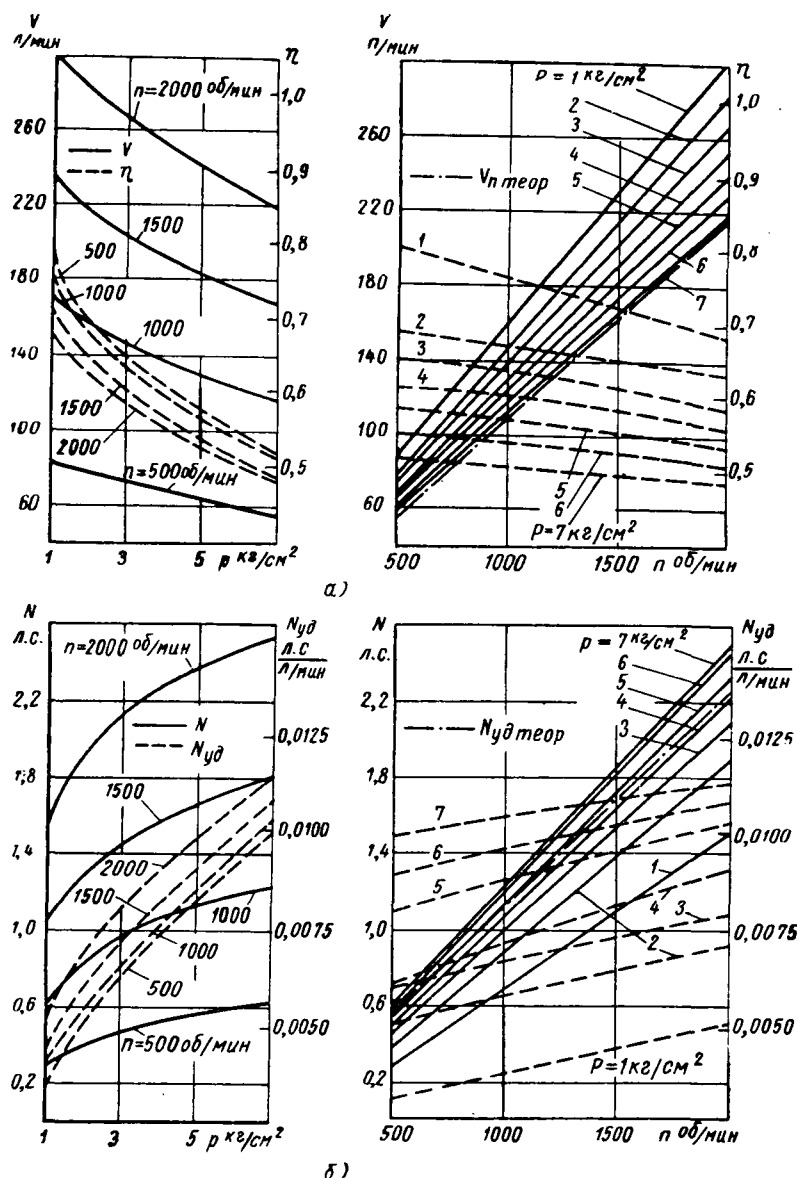


Рис. 1. Характеристика производительности и расхода мощности компрессора ЗИЛ-130.

ствие увеличения D) и угловой скорости вала. Повышение производительности у компрессора 37P по сравнению с компрессором 36P получено добавлением еще одного цилиндра. У компрессора 38P повышение производительности по сравнению с компрессором 37P получено в результате увеличения S .

Все компрессоры принадлежат к быстроходным непрямоточным компрессорам воздушного охлаждения.

Сравнительные характеристики одно- и двухцилиндровых поршневых компрессоров французского филиала фирмы Вестингауз приведены в табл. 3. Компрессоры М-51 и МРР-101 унифицированы по основным размерам. Двухцилиндровый компрессор МРР-101 построен с использованием основных деталей компрессора М-51. Компрессоры М-51, МРР-101 и типа 120 унифицированы по диаметру цилиндра. Компрессоры М-93 и МРР-400 не унифицированы по основным размерам с компрессорами М-51, МРР-101 и типа 120. Все рассматриваемые компрессоры короткоходные и имеют сравнительно невысокую быстроходность. У этих компрессоров, за исключением компрессора М-93, рост рабочего объема опережает рост веса, и, следовательно, с увеличением рабочего объема материал компрессоров используется полнее. Размеры D и S у компрессоров М-51, М-93, МРР-101 и типа 120 выбраны так, чтобы эффективность охлаждения указанных компрессо-

ров различалась не сильно: $\frac{F}{V_p} = 98 \div 92$. Эффективность охлаждения у компрессора МРР-400 хуже ($\frac{F}{V_p} = 64,5$), чем у перечисленных компрессоров.

В Англии изготавливаются одно- и двухцилиндровые поршневые компрессоры, которые характеризуются производительностью при максимальной угловой скорости вала и свободном выпуске воздуха в атмосферу. Сравнительные характеристики этих компрессоров приведены в табл. 4.

Конструкция компрессора, имеющего максимальную производительность 7 куб. фут/мин, показана на рис. 4. У компрессора с максимальной производительностью 7 куб. фут/мин коэффициент производительности ниже на 20—25%, чем у других компрессоров, поэтому он вынужден работать при 1750 об/мин, а не при 1400 об/мин, как другие компрессоры.

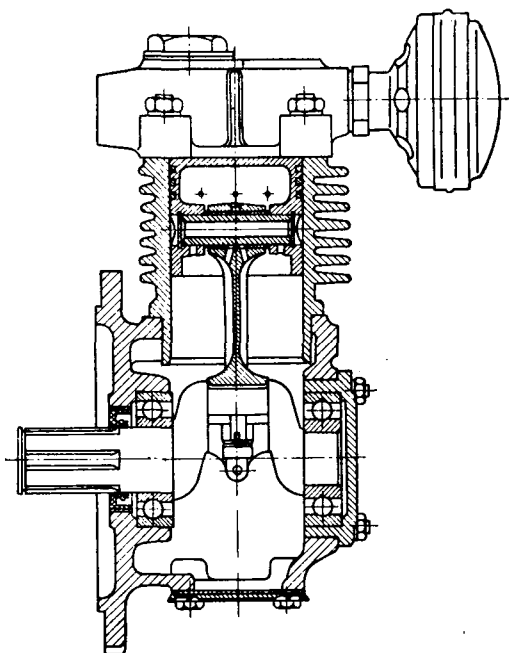


Рис. 2. Одноцилиндровый компрессор чехословацкого производства.

Таблица 4

Параметры	Компрессоры				
	одноцилиндровые	двухцилиндровые			
$n_{\max}$ в об/мин	1400	1750	1400	1400	1400
$V_{\max}$ куб. фут/мин	5	7	10	11	15
$V_{\max}$ в л/мин	141,5	198	283	311,3	424,5
V при n_0 в л/мин	124	140	256	274	364
$\bar{V}_{pi}$	1	1	2,06	2,21	2,94

Из табл. 1—3 видно, что главные характеристики одно- и двухцилиндровых компрессоров изменяются в пределах, приведенных в табл. 5.

Как видно из рассмотренных материалов, характеристики одно- и двухцилиндровых компрессоров перекрываются. Однако в двухцилиндровых компрессорах лучше уравниваются силы инерции, выше эффективность охлаждения и лучше и-

Таблица 5

Характеристики	Компрессоры	
	одноцилиндровые	двухцилиндровые
D в мм	50—80	44,5—90
S в мм	30—60	29,4—50
V_p в л	0,059—0,250	0,091—0,500
G в кг	4,6—12	12,5—44
$P_{\max}$ в кг/см ²	5—8	6—8
$n_{\max}$ в об/мин	1000—2250	1000—3000
V_o в л/мин	54—112	102—390
N_o в л.с.	0,8—2,2	0,8—4,0

2. Улучшение удельных характеристик

компрессора: $\frac{G}{V_p}$ и $\frac{N}{V} = N_{уд}$. Отноше-

ние $\frac{G}{V_p}$ уменьшается вследствие увели-

чения V_p и применения деталей из легких сплавов для поршней, шатунов, головок, картеров, крышек и цилиндров со вставными гильзами. Величина $N_{уд}$ уменьшается в результате снижения внутренних потерь на трение и повышения производительности.

3. Снижение содержания паров масла в подаваемом воздухе вследствие уменьшения количества пропускаемого через компрессор масла, применения самодействующих впускных клапанов и надежно действующих поршневых маслосъемных колец. Количество пропускаемого через компрессор масла уменьшается вследствие снижения его давления во впускной магистрали с 2—3 до 1 кг/см², а также в результате улучшения скользящих уплотнений в системе смазки компрессора и применения независимой системы смазки с дозаторами различного рода.

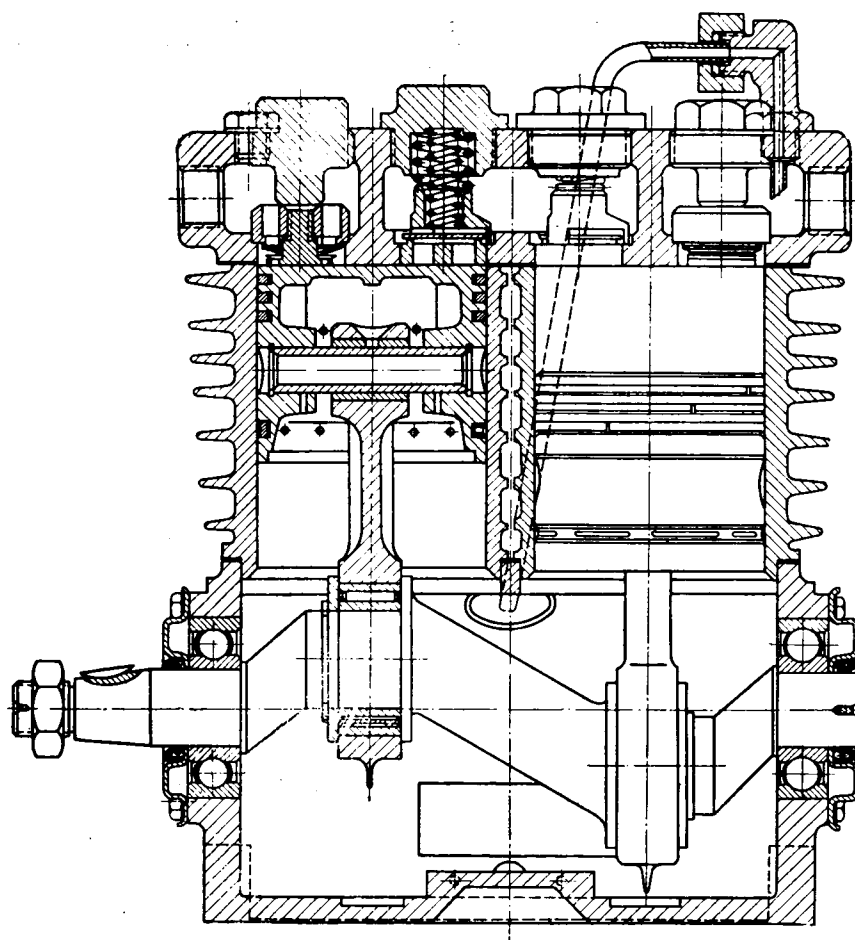


Рис. 3. Компрессор модели 37P западногерманского филиала фирмы Вестингауз.

пользуется материал, вследствие чего двухцилиндровые компрессоры получили большее распространение, чем одноцилиндровые. Одноцилиндровые компрессоры чехословацкие (31а и 30а) и французские (М-93) имеют близкие технические характеристики. То же можно сказать относительно двухцилиндровых компрессоров моделей ЗИЛ-130; 34а, 36а, 67а, 103 (ЧССР) и типа 120 (Франция).

Анализ веса разных автомобильных поршневых компрессоров показывает, что вес отдельных узлов и деталей компрессоров по отношению к весу компрессоров в сборе (без воздушных фильтров, деталей привода, привертных кронштейнов) изменяется в следующих пределах: картер в сборе с крышками и опорами вала 28—53%; детали кривошипно-шатунного механизма 13—30%; головка цилиндров в сборе 12—26%; блок цилиндров 9—21%; прокладка и нормали 3—11%.

Сроки службы автомобильных поршневых компрессоров и их основных деталей оцениваются в 115—162 тыс. км пробега на автомобиле и зависят от условий эксплуатации. Так, срок службы компрессора ЗИЛ-150 для разных условий эксплуатации изменялся в широких пределах (40—180 тыс. км).

Анализ характеристик и конструкций поршневых компрессоров одноступенчатого сжатия отечественного и зарубежного производства обнаруживает следующие тенденции развития компрессоростроения для современных автомобилей:

1. Повышение производительности компрессоров в результате увеличения D , S , i , η и n . Для обеспечения невысоких значений $n_{пр}$, C_m и Sn^2 величины S и ψ выбираются небольшими. Увеличение коэффициента η осуществляется путем применения непрямоточной схемы, камеры остаточного воздуха небольшого размера, самодействующих впускных и выпускных клапанов и жидкостного охлаждения головки и цилиндров. Значительное увеличение $n_{\max}$ (до 3000 об/мин) вызвало необходимость применения легких сплавов для изготовления поршней и шатунов.

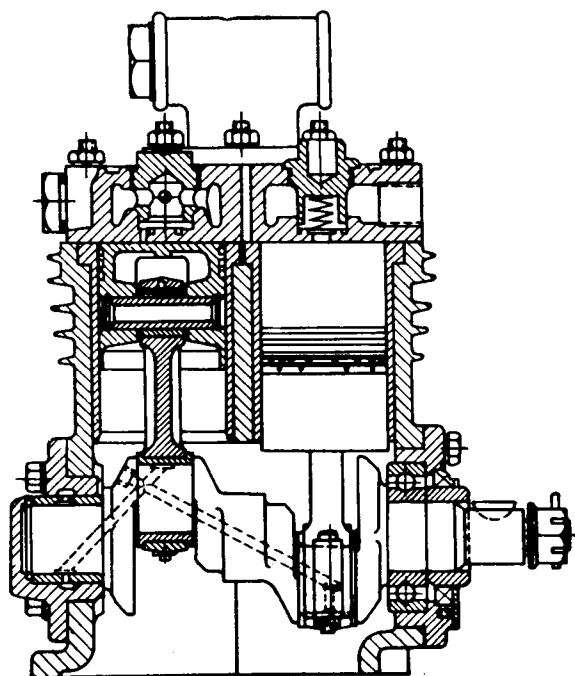


Рис. 4. Английский двухцилиндровый компрессор с максимальной производительностью 7 куб. фут/мин.

Необходимо отметить, что при смазке компрессора от системы смазки двигателя снизить давление подводимого к компрессору масла ниже $2-3 \text{ кг/см}^2$ представляет значительные трудности, а количество компрессоров с независимой системой смазки пока мало вследствие сложности выполнения этой системы.

4. Внедрение в конструкцию компрессора усовершенствований, обеспечивающих повышение его долговечности, в том числе улучшение очистки впускаемого в компрессор воздуха в результате установки более эффективного индивидуального воздушного фильтра или использования воздушного фильтра карбюратора двигателя; применение методов регулирования давления, исключающих прокачивание через компрессор воздуха во время перерыва подачи его в ресивер; применения легких сплавов для деталей кривошипно-шатунной группы, поршневого пальца плавающего типа, съемных гильз цилиндра, улучшение уплотнения выходных концов вала и мест разъема.

Внедрение в конструкцию компрессоров перечисленных усовершенствований позволяет повысить и стабилизировать сроки службы компрессоров.

Наряду с использованием поршневых компрессоров одно-

ступенчатого сжатия расширяется применение компрессоров двухступенчатого сжатия с давлением выпускаемого воздуха до $10-15 \text{ кг/см}^2$ для питания малогабаритных аппаратов пневматических систем и упругих элементов пневматических подвесок автобусов.

Наибольшее применение на отечественных грузовых автомобилях и автобусах должен найти двухцилиндровый поршневой компрессор одноступенчатого сжатия с диаметром цилиндра 60 мм и ходом поршня 38 мм. Такой компрессор принят к производству на Московском автозаводе имени Лихачева. Компрессоры меньшей (одноцилиндровые) и большей (трехцилиндровые) производительности следует выпускать с указанными размерами диаметра цилиндра и хода поршня. У компрессоров с более высокой производительностью и у компрессоров двухступенчатого сжатия целесообразно сохранить унификацию по поршневой группе с указанными компрессорами.

Регулирование давления у всех компрессоров следует принимать с помощью выпуска воздуха из цилиндра без противодействия через открывающиеся впускные клапаны, действующие от единого регулятора давления.



УДК 004.69

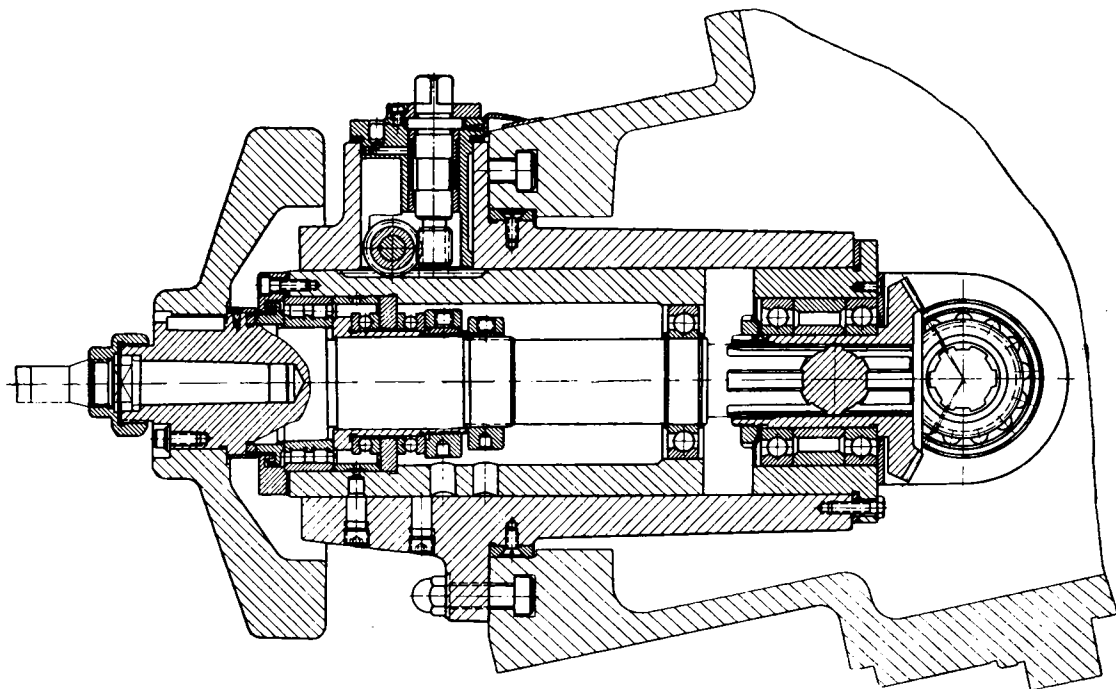
Модернизация специальных станков для обработки беговых дорожек шарниров угловых скоростей переднего моста

Р. Д. СИДНЕВ

Ульяновский автозавод

В НАСТОЯЩЕЕ время при производстве автомобилей с ведущими передними мостами используется большое количество специальных фрезерных станков для обработки бе-

струкции шпиндельного узла и нерациональным расположением режущего инструмента по отношению к обрабатываемой поверхности. Имеются и другие, менее существенные недо-



говых дорожек в кулаках шарниров полуосей переднего моста, например, станки моделей СТ-1-350, СТ-1215 и С-344.

Применяемые модели станков обладают существенными конструктивными недостатками: недостаточной жесткостью кон-

статки, также влияющие на жесткость всей конструкции станка в целом. Все это отражается на качестве обработки шарниров и производительности станков.

В модернизированной конструкции станков модели УС-13

(см. рисунок) ось шпинделя расположена к обрабатываемой плоскости кулака под углом 12° , что дало возможность более рационально использовать режущую часть фрезы, вывести из зоны резания нулевую точку.

В результате такой установки шпинделя по отношению к обрабатываемой плоскости значительно улучшились условия резания, что дало возможность получать детали с хорошей чистотой поверхности, правильным профилем беговой дорожки, повысить стойкость режущего инструмента и, в конечном счете, повысить производительность станка.

Компоновка шпиндельного узла в модернизированном станке УС-13, как видно из рисунка, резко отличается от компоновки этого узла в станке модели С-344.

В конструкции шпиндельного узла станка УС-13 шпиндель размещен на двух подшипниках качения, передний подшипник

роликовый, двухрядный, регулируемый. Для разгрузки осевых усилий предусмотрены два радиальноупорных подшипника.

Передача вращения на шпиндель осуществляется через коническую пару колес со спиральным зубом.

Для лучшей работы кинематической цепи привода вращения шпинделя на выходном конце шпинделя насажен точно отбалансированный маховик. Это дает возможность создать необходимую жесткость шпиндельного узла и спокойную работу шпинделя.

В настоящее время заводом изготовлены три станка, которые находятся в эксплуатации. Качество деталей, получаемых на модернизированных станках, значительно выше деталей, получаемых на станках модели С-344.

Станки модели С-344 не демонтируются, а переводятся на черновую обработку.

УДК 629.11.011.7

Новые методы изготовления противосолнечных козырьков

Я. М. ВАЙСМАН

Московский завод малолитражных автомобилей

НЕКОТОРЫЕ предприятия химической промышленности: Богородский комбинат «Кожзаменитель», Калининский комбинат «Искож», Запорожский завод «Искож» и др. освоили выпуск поливинилхлоридных пластикатов различных цветов и тиснений.

Ценные качества поливинилхлорида, как прочность, возможность мокрой санобработки, термопластичность и низкая стоимость, позволяют коренным образом изменить технологический процесс, резко снизить себестоимость обивки кузова, улучшить внешний вид, значительно повысить культуру производства.

Согласно ГОСТ 9998-62, выпускаемые пластики устойчивы против мороза до -25° . Это условие позволяет пока изготов-

лять узлы и детали, не претерпевающие деформаций на изгиб, т. е. противосолнечные козырьки, обивки панелей дверей, обивки центральной стойки и т. д.

При освоении отечественной промышленностью более морозостойких пластикатов и пленок возможно изготовление сидений с «батонами», т. е. с рядом параллельных сварных швов, приспособленных для циркуляции воздуха. Это в некоторой степени будет компенсировать паронепроницаемость поливинилхлоридных пленок.

В настоящее время на заводе полностью (на всю программу) освоено изготовление противосолнечных козырьков (рис. 1).

Старая технология была малопроизводительна и трудоемка. На изготовлении козырьков в двух сменах было занято 4 чел. и стоимость одного комплекта (т. е. двух козырьков) составляла 40,61 коп.

По новому технологическому процессу каркас и картонный щиток обертываются поливинилхлоридной пленкой и вкладываются в приспособление (рис. 2), установленное на нижней плите сварочной машины. Нажатием педали или пусковой

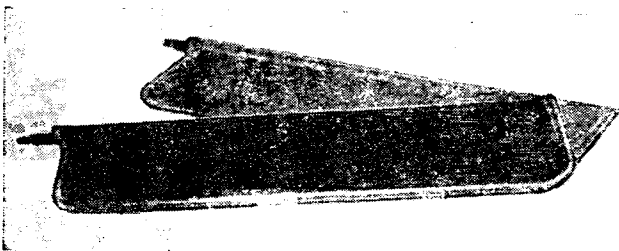


Рис. 1.

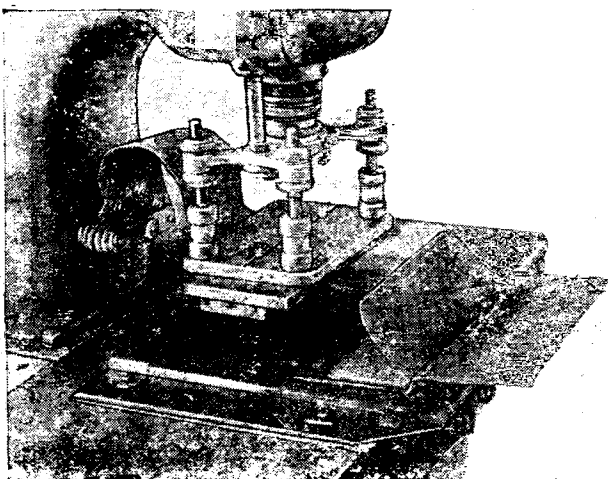


Рис. 2.

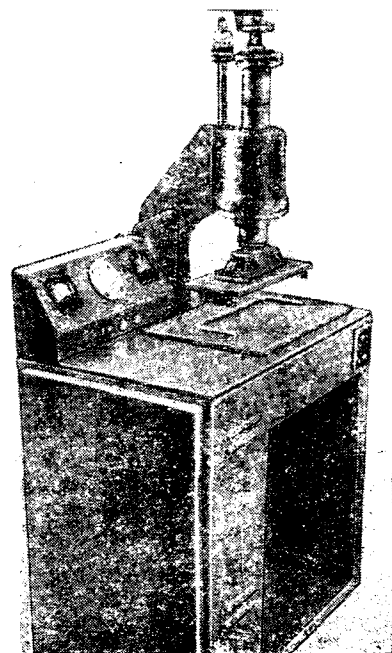


Рис. 3.

рукоятки опускается на приспособление с заготовкой электрод, укрепленный на штоке пневматического цилиндра или механической головки и снабженный отрезным ножом (рис. 2). Синхронно с опусканием электрода, который отрегулирован на определенную силу нажатия, включается генератор т.в.ч. и в течение 5—7 сек сваривает кромки. По истечении 5—7 сек, отсчитываемых реле времени, генератор выключается и в течение 2—3 сек шов остывает под давлением, что необходимо для прочности шва. После выдержки, которая также отсчитывается реле времени, электрод поднимается. Кромка отрезного ножа выступает над плоскостью электрода на 2—2,5 мм, что позволяет довести толщину пленки в зоне действия ножа до 10—20 мк. В результате этого облой легко обрывается, обеспечивая ровную поверхность шва по всему периметру сварки.

Вследствие обратимости поливинилхлоридных пластикатов, облой может быть собран и отправлен на завод-изготовитель для переработки. Таким образом, практически отходов нет. Использование компактного оборудования для сварки т.в.ч.

(рис. 3) позволило значительно сократить и наиболее рационально использовать производственные площади.

Внедрение описанного метода изготовления противосолнечных козырьков позволило снизить себестоимость одного комплекта на 13 коп. за счет высвобождения двух производственных рабочих, а также за счет исключения из производства резино-торгового клея, сушильной камеры, ниток, пластика-торгового канта, кистей. Кроме того, себестоимость комплекта снизилась за счет разницы в стоимости поливинилхлоридной пленки и поволола (стоимость 1 м² пленки 92 коп., 1 м² поволола — 1 р. 32 к.). Новый метод позволил повысить культуру производства, качество и вид козырька.

Сейчас на заводе ведутся подготовительные работы по освоению поливинилхлоридных пленок для обивки панелей дверей, обивки сидений, подлокотников.

Внедрение метода высокочастотной сварки и применение поливинилхлоридных пластикатов для изготовления обивки кузова автомобилей дает большие перспективы для снижения себестоимости и повышения комфортабельности отечественных автомобилей.

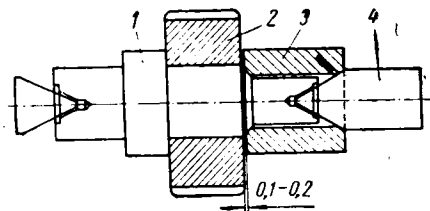
УДК 002.54

Новый способ крепления шестерен на шевинговальных станках

П. И. МАСЛОВ

Горьковский автозавод

В ПРАКТИКЕ машиностроительных заводов при обработке шестерен на шевинговальных станках заготовки обычно укрепляются на оправке и зажимаются по торцу гайкой. При этом даже в случае незначительной неперпендикулярности базовых торцов зубчатых колес или торцов гайки хвостовик оправки изгибается, вследствие чего венец зубчатого колеса



в процессе шевингования получает повышенное биение начальной окружности.

На Горьковском и Ульяновском автозаводах в настоящее

время применяется новый способ¹ крепления зубчатых колес на оправках при шевинговании без зажатия заготовки гайкой. На рисунке схематически изображен новый способ крепления зубчатого колеса. На оправку 1 надевается обрабатываемое зубчатое колесо 2, а на хвостовик оправки надевается вместо гайки прижимающая втулка 3. Затем оправка 1 вместе с зубчатым колесом 2 и прижимающей втулкой 3 зажимается в центрах 4 шевинговального станка. Назначение прижимающей втулки 3 — предохранить зубчатое колесо от сползания с оправки.

При описываемом способе крепления зубчатое колесо сидит на оправке свободно, образуя небольшой зазор между торцом колеса и прижимающей втулкой; это обеспечивает некоторую подвижность зубчатого колеса на оправке в осевом направлении. Втулка должна быть подобрана таким образом, чтобы указанный зазор был в пределах 0,1—0,2 мм.

Оправки для зубчатых колес с гладким отверстием рекомендуются хромировать.

Такой способ крепления обеспечивает более высокое качество зубчатых колес, а также повышает производительность шевингования за счет снижения вспомогательного времени на завинчивание и отвинчивание гаек.

¹ Авторское свидетельство № 129085.

УДК 621.73.034

Влияние зубчатого венца на параметры штамповки конических шестерен с зубьями

А. М. СМУРОВ

НИИТАвтопром

ШТАМПОВКА конических шестерен с зубьями осуществляется в три перехода: осадка заготовки, предварительная штамповка (без или с образованием зубьев) и окончательная штамповка зубчатого венца. Образование зубьев является важнейшей стадией процесса, поскольку от характера заполнения полости зуба зависят силовой режим, износ штампа, выбор профиля зуба и связанная с ним величина напуска по вершине зуба. Чтобы установить влияние зубчатого венца поковки на перечисленные параметры, необходимо решить задачу о пластическом равновесии металла, заполняющего полость зуба в характерные моменты процесса, так как использование аналогичных данных, относящихся к процессам

штамповки конических шестерен без зубьев даже с учетом каких-либо поправочных коэффициентов нельзя признать обоснованным. Рассмотрим результаты такого решения.

Полное усилие штамповки конических шестерен с углом наружного конуса (зубчатого венца) $10^\circ \leq \gamma \leq 90^\circ$ определяется с помощью уравнения баланса элементарных работ с учетом экспериментальных данных о характере формоизменения. В частности, учитывается сопротивление вытеканию металла в облойную канавку, связанное с наличием зубьев во вкладыше штампа. Этот факт подтверждается при штамповке образованием облоя с веерообразным контуром. Сопротивление зубьев вытеканию металла оценивается коэффициентом

том торможения, зависящим от числа зубьев z , торцового (наибольшего) модуля m , толщины облоя h , диаметра поковки D , угла наружного конуса γ , припусков по профилю зуба Δ_n и вершине зуба Δ_b . В итоге, решение дифференциального уравнения, представляющего баланс элементарных работ (работы трения по контактным поверхностям и работы деформирования без трения), позволяет определить величину удельного давления штамповки

$$p = 2K \left[1 + 0,17 \frac{D_3}{h} + \frac{z}{\pi} \cdot \frac{(1 - h/D \operatorname{tg} \gamma)^2}{0,84 + 1,96 \frac{\Delta_n}{m} - 0,73 \frac{\Delta_b}{m}} \right],$$

где K — постоянная пластичности, равная половине предела текучести при растяжении стандартного образца;

D_3 — диаметр поковки с облоем.

Коэффициент W , учитывающий влияние скорости деформирования на постоянную пластичности K , применительно к процессам штамповки на кривошипных прессах усилием от 630 до 4000 т колеблется, как показывают расчеты, в пределах 3,3—3,7 в зависимости от кинематической характеристики пресса и величины уменьшения толщины облоя Δh . Принимая среднее значение $W=3,5$, получим выражение для определения полного усилия штамповки конических шестерен

$$P = 2,75 p D_3^2.$$

Влияние заполняемости зуба R_0^* или r_0^{**} на «напряженность» процесса позволяет сделать следующие выводы.

Оптимальный с точки зрения силового режима радиус закругления угла зуба второго варианта должен назначаться согласно выражению

$$r_{ш} = r_0 + 1,5 \Delta_b - 0,5 \Delta_n,$$

где r_0 — радиус закругления угла зуба обработанной шестерни.

Сравнение напряжений, нормальных к профилю зуба в обоих вариантах, показывает, что снижение «напряженности» дает применение первого варианта зуба, если выполняется следующее неравенство:

$$r \leq m \cdot \exp \left[1,68 + 1,56 \ln \left(0,42 - \frac{b'}{m} \right) \right].$$

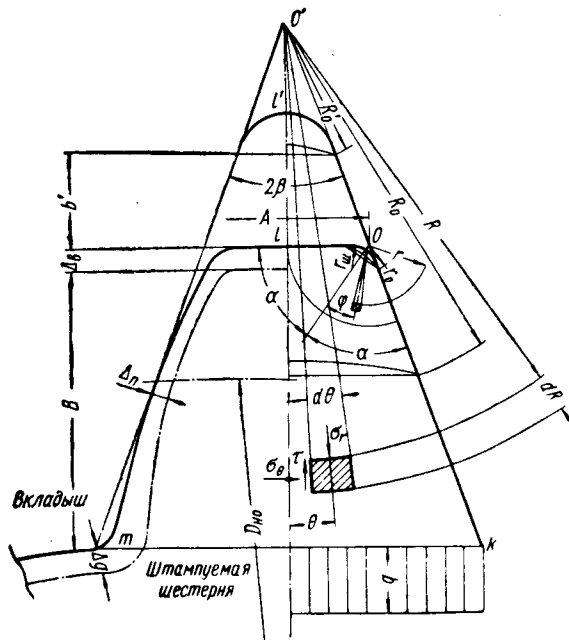
Применение второго варианта исключает потери металла в виде напуска b' , величина которых тем больше, чем больше высота зубчатого венца поковки и меньше γ .

Математический анализ дает основание считать, что наличие зубьев во вкладыше незначительно влияет на полное усилие штамповки (в пределе 30% от полного усилия штамповки шестерен без зубьев), это увеличение полного усилия связано главным образом с числом зубьев: чем больше z , т. е. меньше модуль m при одном и том же диаметре поковки D , тем больше требуется усилие для штамповки. Поэтому внедрение штамповки шестерен с зубьями практически не требует замены оборудования более мощным.

Влияние припусков по профилю зуба Δ_n , по вершине зуба Δ_b и дну впадины Δ_d на усилие штамповки незначительно. Следовательно, их назначение должно проводиться с учетом требования получения качественной поверхности и максимальной стойкости вкладыша, поскольку, как видно из рисун-

ка, чем больше припуск Δ_n , тем в большей мере ослаблен зуб вкладыша.

Количественная оценка заполняемости полости зуба (R_0 и r_0 соответственно в первом и втором вариантах штамповки профиля зуба) в зависимости от геометрических параметров поковки представляется настолько громоздкими формулами, что не позволяет их использовать в обычных инженерных



Сечение зуба [профиль зуба обработанной детали изображен штрих-пунктирной линией, профиль зуба — линией ml' (первый вариант) и линией ml (второй вариант)], правая часть схемы является расчетной:

σ_r — радиальное напряжение; σ_θ — тангенциальное напряжение; τ — касательное напряжение, $D_{н.о}$ — диаметр начальной окружности, r , φ и R , θ — текущие координаты элементов, относительно которых рассматривается равновесие сил.

расчетах. Однако для автомобильных шестерен можно рекомендовать штамповку без предварительного зубообразования во втором ручье, если угол наружного конуса (зубчатого венца) γ составляет не менее 45° . В противном случае, т. е. при $\gamma \leq 45^\circ$, штамповка должна сопровождаться предварительным оформлением зубьев.

Кроме того, расчеты, связанные с определением заполняемости зубьев, позволяют найти среднее радиальное напряжение, приложенное к внутренней поверхности вкладыша:

$$q = 2,97 K + 2,86 K \ln \left(0,84 \frac{m}{r_0} + 1,96 \frac{\Delta_n}{r_0} - 0,73 \frac{\Delta_b}{r_0} \right) + 4,46 K \ln \left(1 + \frac{9m + 2\Delta_b}{0,84m + 1,96\Delta_n - 0,73\Delta_b} \right).$$

Напряжение q может использоваться в расчете штампа на прочность.

Указанная методика расчета может быть применена также при разработке процессов штамповки цилиндрических шестерен с зубьями.



* Первый вариант штамповки профиля зуба, когда образование его представляет затекание металла в сходящийся канал с углом 2β , а процесс сопровождается образованием напуска по вершине зуба b' .

** Второй вариант штамповки профиля зуба, когда течение металла ограничено дном впадины.

ВИБРООТДЕЛКА ДЕТАЛЕЙ АВТОМОБИЛЕЙ

ОКОНЧАТЕЛЬНАЯ обработка деталей при помощи вибрации, или виброотделка — новый процесс механической обработки, который за последние пять лет вышел в один ряд с такими известными методами обработки, как шлифование или отделка деталей в галтовочных барабанах.

Внедрение виброотделки вместо других методов обработки дает возможность резко увеличить производительность труда, а также улучшить качество деталей.

Технологические возможности процесса виброотделки достаточно широки. Обработка деталей в вибрационных машинах осуществляется в следующем порядке.

Сначала производится шлифование — резание, при котором снимаются заусенцы и закругляются острые кромки деталей до заданных размеров, а также срезаются наплывы и брызги в литье и после сварки, снимаются заусенцы у поковок и литых.

Затем происходит снятие окалины. В начале процесса обработки окалина ослабляется специальным составом химикалий, а дальнейшая виброотделка заканчивает обработку поверхностей.

Затем следует улучшение поверхности — снимаются следы режущих инструментов после предварительной механической обработки или штамповки, чем обеспечивается чистота поверхностей по заданным техническим условиям.

Далее производится обкатывание. Сюда включаются также полирование и придание блеска. Например, стальная деталь за одну операцию может быть отполирована и обкатана до блеска стальными шариками.

Следующая операция — придание цвета — отделка, которая относится главным образом к деталям цветных металлов. Например, деталям медного сплава в результате виброотделки придается характерный для сплава цвет — желтый, красный и др.

Виброотделка используется как для снятия поверхностных напряжений, так и для поверхностного наклепа вместо дробеструйной обработки деталей. Обычно разные виды обработки деталей комбинируются и деталь не вынимается из машины до окончания виброотделки.

Характер обработки и степень отделки деталей зависят от многих факторов. Основные из них: режим работы вибрационной машины, среда для обработки деталей (абразивные материалы, стальные шарiki и др.) и составы (смесь химикалий, куда часто добавляют абразивный порошок) для поддержания действия среды.

Основная часть вибрационных машин это — контейнер или бак (рис. 1), в который загружают тела среды, воду и составы для виброотделки и обрабатываемые детали. Бак внутри облицован резиной и монтируется на жестком основании машины через стальные пружины или резиновые пневмоподушки.

Рабочее движение для обработки деталей осуществляется простыми средствами: с помощью вибрации, создаваемой при вращении неуравновешенного груза и благодаря специальной форме

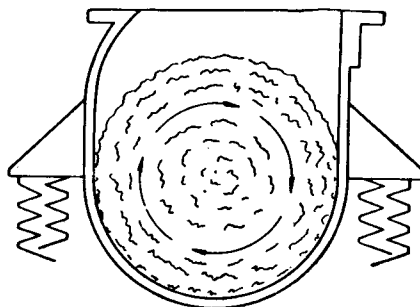


Рис. 1. Схема бака и направление перемещения массы, загруженной в бак, при виброотделке.

внутренней поверхности бака. Изменением веса груза и скорости его вращения обеспечивается необходимый режим обработки деталей — частота и амплитуда вибрации стенок бака. Для сообщения вращательного движения массе, загруженной в бак, необходима частота

стью дна бака, непрерывно перекачивается и циркулирует. Благодаря изменениям в относительном положении тел среды и деталей и контактным взаимодействиям между ними поверхности деталей обрабатываются (абразивное действие, наклеп).

На рис. 2 показаны барабаны тормозов автоматической коробки передач в процессе виброотделки: снятие заусенцев, острых кромок у наружных и внутренних зубьев и других поверхностей после механической обработки. Детали обрабатываются в баке вибрационной машины фирмы Пангборн в среде абразивной крошки из окиси алюминия и водного раствора с абразивным составом.

У алюминиевого поршня двигателя за 15 мин при виброотделке в среде из окиси алюминия и абразивного состава снимаются заусенцы и острые кромки с наружных и внутренних поверхностей (у 100 деталей одновременно). Режим обработки поршней: частота 1500 пер/мин, амплитуда 6,35 мм.

У колеса насоса гидротрансформатора и у корпусов золотников автоматической трансмиссии за 20 мин улучшается чистота всех поверхностей как открытых, так и труднодоступных.

У кулачковых валов двигателя за 12 мин снимаются заусенцы и улучшает-

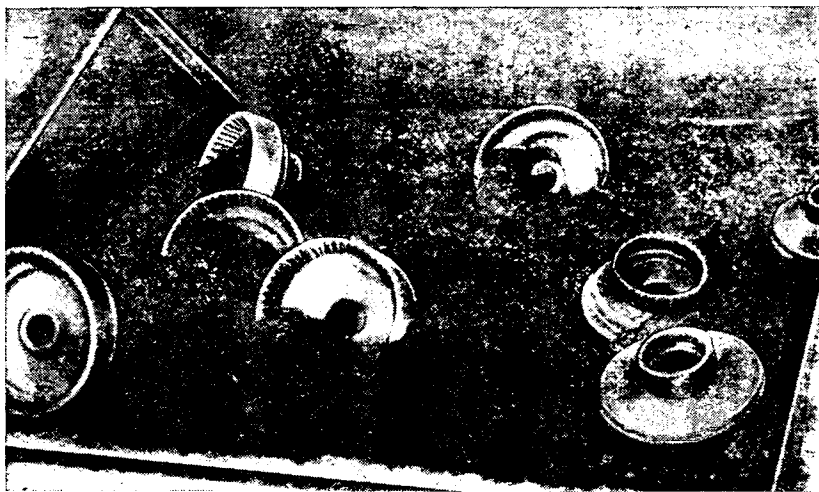


Рис. 2. Положение барабанов в процессе виброотделки (слева барабан взят для контроля).

800—1100 пер/мин. Практически применяются частоты в пределах 1200—2400 пер/мин и амплитуды от 3 до 10 мм.

Тела среды и детали, получая через стенки бака от 20 до 40 импульсов в секунду, перемешаются с разными скоростями (обратно-пропорциональными их массам при одинаковых импульсах силы удара). Кроме того, когда бак вибрирует с соответствующими частотой и амплитудой, вся масса деталей и среды, направляясь цилиндрической поверхно-

стью дна бака, непрерывно перекачивается и циркулирует. Благодаря изменениям в относительном положении тел среды и деталей и контактным взаимодействиям между ними поверхности деталей обрабатываются (абразивное действие, наклеп).

При виброотделке длинных, хрупких и тяжелых деталей применяют приспособления для крепления деталей при обработке. Приспособления имеют опору на раме машины или на ободу бака, при этом цикл обработки деталей сокращается, так как относительная скорость перемещения тел среды увеличивается и эффективность виброотделки повышается.

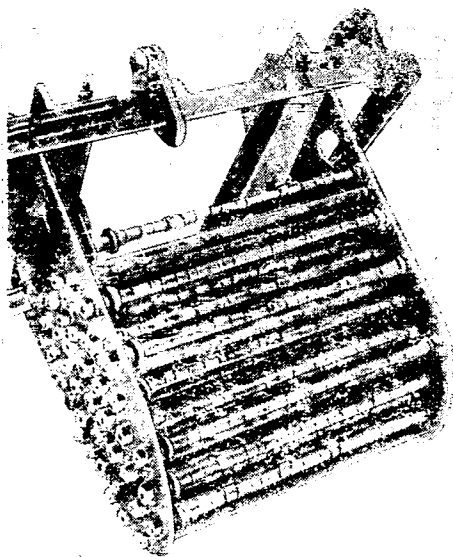


Рис. 3. Приспособление для виброотделки кулачковых валков.

На многих машиностроительных заводах (США, Англии, ФРГ и др.) производят виброотделку колец и сепараторов подшипников, шестерен, поршневых пальцев, пружин, деталей цветного литья, а в последнее время и тяжелых отливок, таких как колеса турбины из нержавеющей стали и др.

Трудоемкость виброотделки до 10 раз ниже трудоемкости при барабанной обработке и до 100 раз ниже обработки ручными шлифовальными машинками.

Виброотделка используется для улучшения качества шлифованных поверхностей. Контактные поверхности поршневых пальцев с 50% после бесцентрового шлифования доводятся виброотделкой до 95%. Стохастические испытания кулачковых валков после барабанной отделки показали в 2 раза меньший износ рабочих поверхностей, чем у шлифованных. Качество отделки поверхностей деталей в барабане уступает качеству виброотделки, которая при известных условиях приравнивается к притирочному и отделочному шлифованию брусками.

Эффективность процесса виброотделки во многом зависит от правильного выбора среды и состава для отделки.

Среда служит режущим или обкатывающим инструментом и защищает детали от столкновений, кроме того, она переносит частицы состава к обрабатываемым деталям. В настоящем применяют среду абразивную, стальную, керамическую и др.

Наиболее широкое применение имеет абразивная среда из окиси алюминия, электрокорунда, в виде крошки или специальной формованная. Последняя имеет круглое или треугольное сечения и бывает разной длины: более длинная сформованная среда быстрее режет, а короткая дает лучшую отделку. Специальная среда применяется для обработки труднодоступных поверхностей или во избежание застревания в отверстиях и канавках. Выбор размера зерна, вязкости и твердости среды аналогичен выбору шлифовальных кругов.

Стальная среда применяется в виде закаленных шариков и роликов для полировки и обкатки и в виде сырых шариков и штифтов с острыми концами для резания.

Керамическая среда, которая обычно бывает треугольного сечения, используется для виброотделки цветного литья под давлением. Для отделки цинковых деталей применяют также известняковую крошку и стеклянные шарики.

Многочисленные составы для виброотделки объединяются в широкие группы: абразивные составы, составы для снятия окалины, обкатывающие составы и др.

В абразивные составы включают порошки из зерен окиси алюминия или карбидов кремния разных размеров и твердости. Наиболее твердые и грубые зерна необходимы для того, чтобы «править» среду, обнажая непритупленные зерна. Более мелкие зерна оказывают действие, аналогичное действию среды, применяемой для тонкого полирования.

Составы для снятия окалины как кислотные, так и щелочные оказывают химическое содействие.

Обкатывающие составы обеспечивают смазку деталей в течение процесса обкатки и помогают охлаждать массу деталей и среды.

Составы должны обладать также общими свойствами, они должны быть грязевываживающими, антикоррозийными и просветляющими воду. Для того чтобы держать во взвешенном состоянии тонкие частицы, которые в процессе обработки отделяются от металла деталей и абразива, в составы включают мыло, карбоксильно-метилловую целлюлозу и другие синтетические материалы. Коррозионные ингибиторы вводят в составы для предупреждения коррозии деталей в процессе виброотделки и при дальнейшей обработке их. Для просветления воды в составы вводят фосфатные соли.

Для виброотделки выпускается оборудование универсальное и специализированное для отдельных деталей или типов деталей.

Схема стандартной вибрационной машины фирмы Пангборн показана на рис. 4. Бак 1 вибрирует при вращении эксцентричных грузов 2, установленных на тяжелом нагруженном валу, подшипники которого смонтированы на плавающей (вибрирующей) платформе 3, подвешенной на двух комплектах пневмоподушек 4 на неподвижной части машины. Амплитуду колебаний при вибрации можно регулировать двумя способами: изменяя вес груза или давление воздуха в пневмоподушках. Частота колебаний регулируется изменением числа оборотов, которое передается от электродвигателя 5 через ременную передачу 6 к передаточному валу и валу с грузом. Регулируя диаметр контакта шкивов с ремнем, можно изменить передаточное отношение бесступенчатой передачи от $i=1$ до $i=2$. В процессе работы машины эластичная муфта 7 поглощает вибрацию между плавающим валом груза и передаточным валом. Для разгрузки бак машины может быть повернут на 120°.

Вибрационные машины фирмы Пангборн с баками емкостью 0,17 и 0,51 м³ — универсальные машины. Преимущество их в том, что они могут быть настроены на оптимальные режимы обработки: амплитуду и чистоту вибрации и цикл об-

работки в зависимости от характера обработки, степени отделки, веса, материала и конфигурации детали. Недостаток этих машин — значительные затраты времени на настройку и обслуживание их.

Некоторые фирмы применяют такие машины в поточных линиях, для чего приспособляют их в соответствии с особенностями линий обработки и эксплуатируют их в две-три смены на основе 5- и 10-минутного цикла. Машину останавливают один раз в смену для ввода нового отделывающего состава.

Вибрационные машины, выпускаемые другими фирмами, имеют разные усовершенствования по подвеске бака и передаче к нему колебаний, по механизации и автоматизации процесса виброотделки.

Частота вибрации бака, подвешенного на пружинах, регулируется путем изменения числа оборотов электродвигателя,

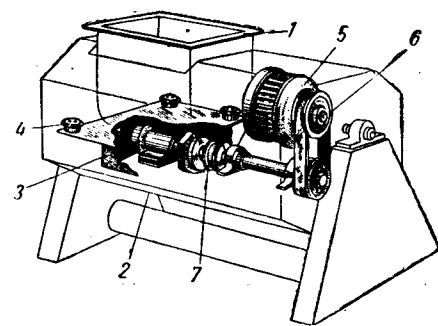


Рис. 4. Схема вибрационной машины фирмы Пангборн.

от вала ротора которого передается вращение неуравновешенному грузу. Электродвигатель монтируется на жестком основании машины, а при использовании специального электродвигателя (вибрирующего) он устанавливается непосредственно в нижней части бака. Такая система настройки и изменения режима вибрации бака уменьшает затраты времени на обслуживание машин.

Объективное сравнение эффективности виброотделки в машинах с разными системами подвески и вибрации бака требует специальных исследований.

Значительно упрощает обслуживание вибрационных машин циркуляционная система подачи состава для виброотделки. Он подается непрерывно в процессе работы машины специальным насосом в виде раствора или суспензии по трубам с соплами 1 (рис. 5) вверх, в открытой части бака, а со дна бака состав стекает в отстойник, откуда опять подается в бак.

Для отделения среды от деталей после виброотделки разработаны механизированные сита-сепараторы.

Фирмой Рото-Финиш реализованы эти усовершенствования в серии вибрационных машин с баками емкостью 0,198; 0,368 и 0,51 м³. Эти машины работают по полуавтоматическому циклу, по окончании которого бак автоматически поворачивается на 90° для разгрузки.

Полная автоматизация процесса осуществлена в вибрационной машине «Вибратор» 1 (рис. 6) циркуляционного типа фирмы Рото-Финиш, включенной в автоматическую линию бесцентрово-шлифовальных станков для обработки зо-

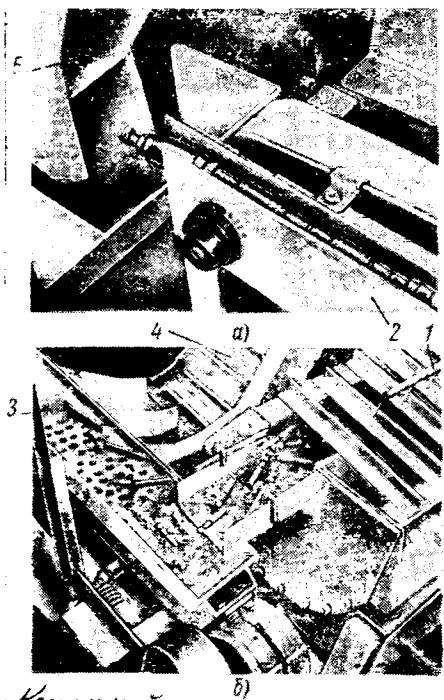


Рис. 5. Вибрационная машина циркуляционного типа:

а — входная часть; б — выходная часть.

лотников автоматической коробки передач.

Бак этой машины емкостью 0,27 м³ установлен на винтовых пружинах. Специальный электродвигатель, смонтированный на основании бака, вызывает его вибрацию при вращении неуравновешенных грузов. Частота вибрации регулируется в пределах 500—3600 пер/мин. Для золотников диаметром около 13 мм и длиной 38 мм используется частота 2200 пер/мин. При виброотделке других наименований золотников частота уменьшается.

С помощью транспортера 2 (рис. 5 и 6) детали автоматически подаются от полировального станка Цинцинати в бак вибрационной машины, где уже находится среда из электрокорунда и водный раствор с абразивным составом.

В процессе работы машины вся загруженная в бак масса вибрирует и, участвуя в обычных для виброотделки движениях, кроме того, движется справа налево. Для этого внутри бака имеется винтовая перегородка, которая направляет вибрирующую массу. Перегородка так же, как и внутренняя поверхность бака, облицована слоем неопрена толщиной 12,7 мм.

Золотники в течение 10 мин проходят вдоль бака и непрерывно отделяются телами абразивной среды, в результате чего у золотников снимаются заусенцы, закругляются кромки радиусом 0,025—0,065 мм и обеспечивается чистота поверхностей в пределах $H_{ск} = 0,12 \div 0,5$ мк.

Из выходного конца бака (рис. 5, б) золотники и среда попадают в вибрационный сепаратор 3 (рис. 5 и 6). Готовые золотники перекачиваются на контрольный стол, а среда проваливается

через окна сита и подается через элеватор 4 (рис. 5 и 6) и специальный рукав 5 (рис. 5) в правую часть бака. Раствор с составом для виброотделки также непрерывно циркулирует. Производительность машины 2400 шт/ч.

Фирмой Рото-Финиш разрабатываются конструкции других типов машин для виброотделки в автоматических линиях. Эти машины состоят из одного или нескольких баков. Детали вводят с одного конца бака и продвигают с заданным темпом конвейером, который после виброотделки передает детали для дальнейшей обработки.

Виброотделка обычно сравнивается с отделкой в галтовочных барабанах: оба процесса используют относительное движение среды и деталей, обработка дета-

вания ее для некоторых операций, хотя они могут выполняться в вибрационных машинах. Малоэффективна виброотделка вместо самогалтовки или отделки в барабанах деталей цветного литья, которые не требуют обработки внутренних поверхностей.

Снятие окалины сечением около 1,5 мм у поковок выполняется при виброотделке с применением щелочного раствора. Однако при выборе нового оборудования предпочитают оборудование для обработки дробью, которое удовлетворяет требованиям к обрабатываемой поверхности при грубой обработке. Когда необходима более тонкая отделка, снятие окалины после термообработки, виброотделка дает лучшие результаты, чем обработка дробью.

Для поверхностного наклепа деталей при выборе нового оборудования предпочтительны дробеструйные машины.

В области механической обработки деталей виброотделку целесообразно применять вместо операций снятия заусенцев и острых кромок, для которых по действующим технологическим процессам предусмотрены отдельные станочные операции: развертывания: протягивания, зубозакругления, шлифования, а также обработки вручную напильником и шлифовальной головкой. Эти операции при виброотделке заменяются одной, в процессе которой можно также улучшить качество поверхностей литья после термообработки и шлифования.

Известно отрицательное влияние заусенцев, острых кромок и недостатков качества поверхностей деталей на надежность и долговечность отдельных агрегатов автомобилей. Виброотделка деталей двигателей, коробок передач, рулевых управлений и др., наряду с повышением производительности труда и культуры производства, дает возможность улучшить качество автомобилей.

Процесс виброотделки создает лучшие условия для использования прогрессивных методов нагрева и выполнения поковок и литья — штамповки шестерен с зубьями безоблойной штамповки, точного литья и т. д., а также накатки зубьев шестерен для внедрения экономичных комплексных технологических процессов с минимальной механической обработкой деталей.

Новые вибрационные машины, работающие по автоматическому циклу, которые могут быть установлены в поточных и автоматических линиях механических, термических цехов и цехов металлопокрытия расширяют возможности применения виброотделки в автомобильной промышленности.

С. И. КОЖИНСКИЙ

ЛИТЕРАТУРА

1. „Machinery“, N. J., August 1961, v. 67, p. 81—89, № 12.
2. „Metal finishing Journal“, April, 1962, v. 8, № 88, p. 119—134.
3. „Machinery“ N. J., April, 1962, v. 68, № 8, p. 134—137.
4. „The Tool and Manufacturing Engineer“, November, 1962, v. 49, № 5, p. 93—100.

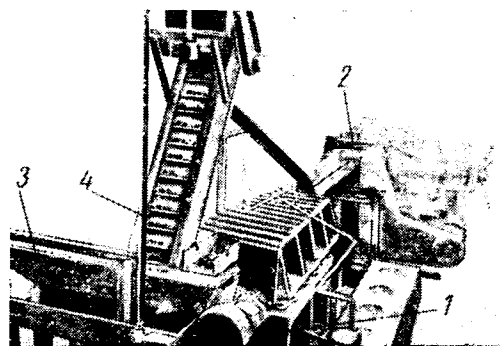


Рис. 6. Вибрационная машина циркуляционного типа фирмы Рото-Финиш и транспортные устройства.

лей в барабанах достигла за последние 20 лет значительного прогресса.

При виброотделке рациональнее используется рабочий объем машины: уровень массы достигает 0,8 высоты бака, при барабанной обработке используется 50% объема барабана.

В случае виброотделки сьем металла у обрабатываемых деталей производится в 2—10 раз быстрее, чем при барабанной обработке.

При виброотделке детали обрабатываются в течение всего времени рабочего цикла, в случае барабанной обработки полезная работа делается за короткий период цикла — около 40% по времени, когда детали и среда, поднятые вверх, скользят вниз.

При виброотделке можно контролировать ход процесса в любое время, не останавливая машины, что необходимо при барабанной обработке.

Возможность применения приспособлений используется при виброотделке длинных, хрупких и тяжелых деталей. При этом цикл обработки деталей сокращается.

Важнейшим преимуществом виброотделки является возможность одновременно обрабатывать наружные и внутренние поверхности. Отделка труднодоступных поверхностей, отверстий и канавок не уступает отделке наружных поверхностей. Принцип работы вибрационных машин позволяет усовершенствовать их для полуавтоматической, автоматической и непрерывной обработки деталей.

Практика применения виброотделки показала нецелесообразность использо-

ПОЛУАВТОМАТИЧЕСКАЯ ЛИНИЯ ДЛЯ МОНТАЖА ШИН

НА АВТОЗАВОДЕ в Младе Болеславе (ЧССР) спроектирована и успешно работает полуавтоматическая линия для монтажа шин, основанная на новом, оригинальном методе сборки¹.

¹ «Automobil», 1963, № 6 с. 172—175.

Эта линия (рис. 1) состоит из следующих основных узлов: кабины 1 для увлажнения покрышек, подающего устройства 2, монтажного устройства 3, цепного транспортера 4 и панели управления 5.

Кабина увлажнения служит для смачивания краев покрышки с целью облег-

чения ее монтажа. Покрышки вместе с вложенными камерами по склuzu поступают в кабину, где приводятся во вращение специальным механизмом. Одновременно оба ее края при помощи двух pistolsов обильно смачиваются тонко распыленной мыльной водой. Электродвигатель, приводящий покрышку во вра-

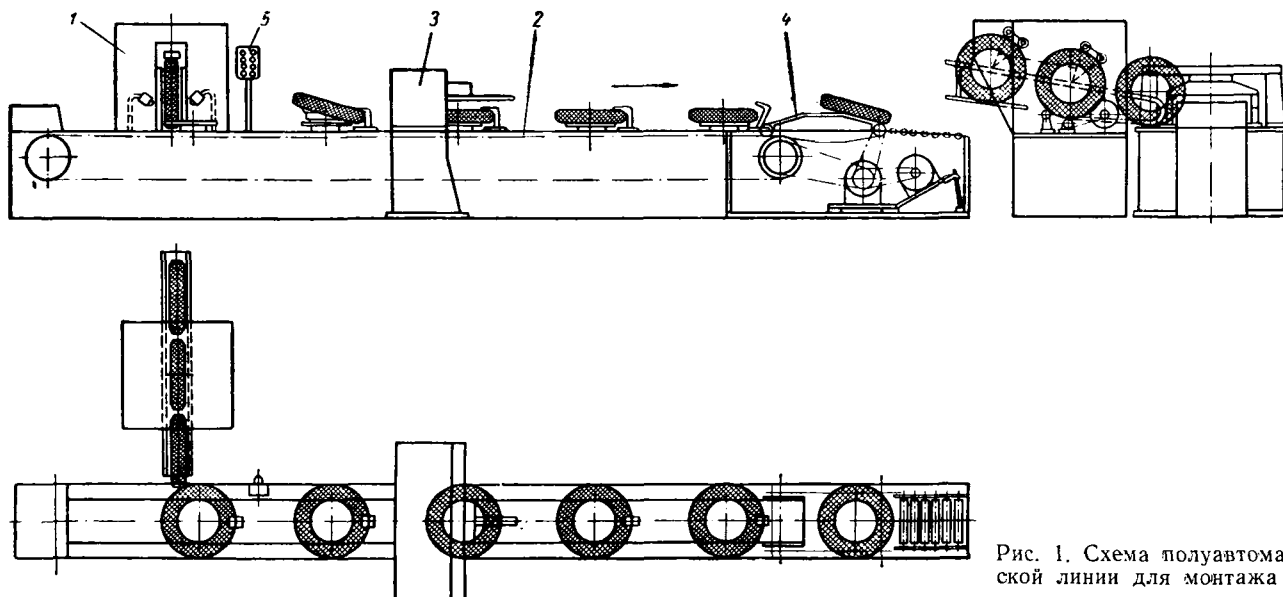


Рис. 1. Схема полуавтоматической линии для монтажа шин.

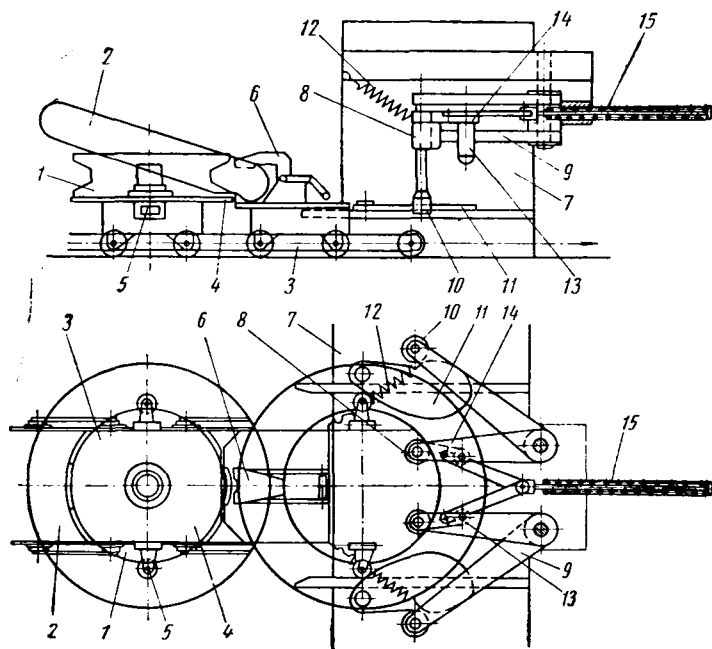


Рис. 2. Начальное положение монтажа (обод колеса сцентрирован на плите подающего устройства, покрышка закреплена быстродействующим прихватом):

1 — обод колеса; 2 — покрышка; 3 — транспортер; 4 — центрирующая плита; 5 — ролик; 6 — быстродействующий захват; 7 — станина; 8 — внутренние рабочие ролики; 9 — двуплечий рычаг; 10 — направляющие ролики; 11 — кулачки; 12 — натяжная пружина; 13 — внешние рабочие ролики; 14 — рычаг; 15 — центральная пружина.

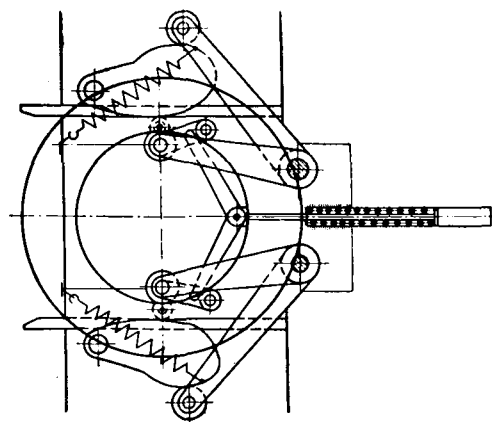


Рис. 3. Рабочее положение монтажа (оба края покрышки расправлены внутренними рабочими роликами и прижимаются внешними роликами).

щение, и электродвигатели насосов, управляются с панели, нажимом кнопки. Струя распыленной жидкости включается автоматически, в определенном цикле, при помощи реле времени.

После увлажнения покрышка удаляется механизмом и поступает на транспортер, на подающее устройство. Здесь она закрепляется быстродействующим прихватом на подвижной плите подающего устройства, на которой уже установлен и сцентрирован обод колеса. Плита подающего устройства вместе с монтируемыми деталями перемещается к монтажному устройству, основному агрегату линии. В верхней части

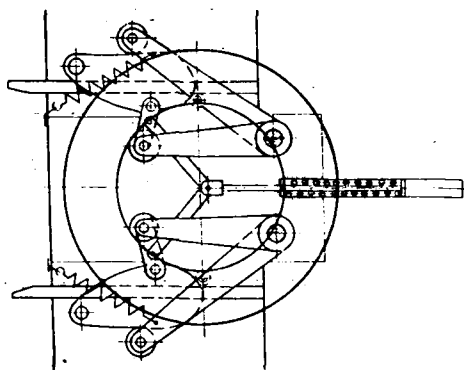


Рис. 4. Конечное положение монтажа (внутренние рабочие ролики вышли из своего рабочего положения, а внешние рабочие ролики устанавливают края покрышки под буртик обода колеса).

этого устройства расположен рычажный механизм, состоящий из двух пар рычагов с роликами. Пара роликов, расположенная внутри, служит для расправле-

ния краев покрышки, пара внешних роликов вставляет края покрышки под буртик обода колеса. Перемещение рабочих роликов управляется направляющими роликами, подвижно смонтированными на нижней части монтажного устройства.

Надевание покрышки на обод колеса полностью автоматизировано и осуществляется при прохождении собираемых деталей через монтажное устройство. Последовательный порядок процесса монтажа показан на рис. 2—4.

При дальнейшем перемещении уже собранных колес происходит автоматическое освобождение зажима и очередное колесо передается на цепной конвейер.

Полуавтоматическая линия монтажа шин имеет ряд сигнальных и предохранительных устройств, например, устройство, автоматически останавливающее линию, если покрышка почему-либо оказывается не закрепленной в момент ее подхода к монтажному устройству.

Работа обслуживающего линию персонала сводится только к подготовке покрышки для сборки путем вкладывания

в нее камеры и наполнения последней воздухом небольшого давления, установки покрышки на склиз увлажняющей кабины, к надеванию обода колеса на палец плиты подающего устройства и к снятию готового колеса в конце линии. Все остальные манипуляции полностью автоматизированы.

Производительность линии 900 собранных колес в смену. Однако это число может быть значительно увеличено, так как привод линии имеет несколько скоростей. На полуавтоматической линии могут собираться колеса одного размера, причем без всякой переналадки можно собирать и колеса с бескамерными шинами.

Эксплуатация полуавтоматической линии, проходящая нормально уже в течение многих месяцев, показала, что ее внедрение позволило повысить производительность труда против ручного способа монтажа шин в 4 раза, значительно облегчить труд рабочих и вполне обеспечить требования техники безопасности.

Т. А. ВВЕДЕНСКИЙ

ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ ИЗОБРЕТЕНИЯ ПО КОНСТРУКЦИИ И ТЕХНОЛОГИИ АВТОМОБИЛЕЙ, ВНЕДРЕННЫЕ В ПРОИЗВОДСТВО

Список № 2

П. С. Фомин и др. Шлицевое соединение с двумя центрирующими поверхностями для карданных валов. Авторское свидетельство № 114909 [1958, № 9]*. Московский городской совнархоз.

В. В. Лаврентьев. Ступица ведущего колеса автомобиля. Авторское свидетельство № 117696 [1959, № 2]. Московский городской совнархоз.

Л. В. Клубов и др. Гидромеханическая передача. Авторское свидетельство № 118366 [1959, № 5]. Совнархоз Белорусской ССР.

А. М. Хлебников и др. Бескамерная арочная шина для колес безрельсового транспорта. Авторское свидетельство № 121353 [1959, № 1]. Верхне-Волжский совнархоз.

* Везде в квадратных скобках указаны год и номер журнала «Бюллетень изобретений».

Н. Б. Капилевич и др. Устройство для буксировки автомобилей. Авторское свидетельство № 122031 [1959, № 16]. Волго-Вятский совнархоз.

Л. Н. Маклаков и др. Устройство централизованного управления давлением в шинах автомобилей. Авторское свидетельство № 122680 [1959, № 18]. Московский городской совнархоз.

И. И. Городнев. Патрон для определения газопроницаемости сухих земель. Авторское свидетельство № 124700 [1959, № 23]. Ленинградский совнархоз.

А. С. Гуревич и др. Агрегат для формования сегментов из абразивного материала. Авторское свидетельство № 128349 [1960, № 9]. Московский городской совнархоз.

Д. С. Мосягин. Сушильно-размольный барабан. Авторское свидетельство № 128740 [1960, № 10]. Московский совнархоз.

В. И. Плетнев. Сверло. Авторское свидетельство № 138357 [1961, № 10]. Западно-Уральский совнархоз.

В. П. Русак и др. Фрезерная головка. Авторское свидетельство № 139540 [1961, № 13]. Совнархоз Белорусской ССР.

К. К. Федотов и др. Устройство для автоматической подачи полос. Авторское свидетельство № 139647 [1961, № 14]. Московский совнархоз.

В. В. Матвеев. Метчик для нарезания точных резьб. Авторское свидетельство № 139906 [1961, № 14]. Южно-Уральский совнархоз.

УДК 019.941

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

С. В. Венцель. Смазка двигателей внутреннего сгорания, Машгиз, 1963.

В РЕЦЕНЗИРУЕМОЙ книге приведен большой материал по изменению масла при работе двигателя внутреннего сгорания и по влиянию масла на износ двигателя.

После анализа основных факторов, влияющих на износ двигателей, автор последовательно рассмотрел, как влияют на износ двигателей системы смазки, старение масла в двигателе, сорт смазочного масла, длительность работы масла без замены. Заканчивается книга анализом методов испытания сма-

зочных масел. При этом автор использовал более 400 работ других исследователей, однако основное внимание он уделил собственным исследованиям, выполненным очень тщательно.

Пользуясь критерием качественного состава примесей, конкретно определяемого по соотношению органической и неорганической частей примесей, автор дает количественное описание процессов износа двигателей, выдвигает износ критерием смазочного противозносного действия работавшего масла. В этом большое достоинство книги.

Вызывают некоторые возражения лишь отдельные места книги, в которых описаны либо конструктивные особенности двигателей, либо другие факторы, определяющие износ двига-

телей. Здесь автор или повторяет устаревшие положения или даже допускает ошибки.

Так, например, ссылаясь на одну из работ, он делает вывод, что изнашиваемость автомобилей в большинстве случаев объясняется неудовлетворительной технологией ремонта (стр. 5). Это очень упрощенное представление о путях повышения надежности автомобилей.

На стр. 20, сообщив о симметричных шатунах и центробежной очистке масла в полостях шатунных шеек, автор пишет, что перекос шатунно-поршневой группы в цилиндре сохранился из-за «избегания допусков размерной цепи, определяющей перпендикулярность оси коленчатого вала к оси поршня и цилиндра». Если говорить о размерной цепи цилиндра-поршневой группы и шатунно-кривошипной группы деталей двигателей, то замыкающим звеном в данном случае будет сопряжение вкладыш нижней головки шатуна — шатунная шейка. И не совсем правильно изложение результатов непараллельности осей нижней головки шатуна и шатунной шейки на стр. 21.

Несколько устарело утверждение автора о большем износе шатунных шеек чем коренных, и причинах такой разницы (стр. 23). У двигателя М-21, например, наблюдается обратное соотношение в износе шеек коленчатого вала. Износ вкладышей коленчатого вала этого двигателя также превышает износ шеек, что не совпадает с утверждениями автора (стр. 24). Эти утверждения справедливы для прежних моделей двигателей.

Объясняя влияние центробежной очистки масла и наклона масляного канала на износ шеек, автор приходит к выводу, что отсутствие центробежной очистки масла и подвод масла к шатунной шейке по наклонному каналу являются чуть ли не единственными причинами малого межремонтного срока

службы шатунных шеек коленчатого вала двигателя ГАЗ-51 (стр. 54). В действительности, основная причина быстрого и неравномерного износа шатунных шеек этого двигателя заключаются в несимметричности шатуна.

Устаревшими являются и данные по конструкции двигателей. Так, на стр. 66 автор заявляет, что для снижения прорыва масла в камеру сгорания через сопряжение стержень клапана — направляющая втулка на клапанные втулки зарубежных автомобильных двигателей устанавливают специальные уплотнения. На отечественных двигателях также устанавливают уплотнения только на клапане.

В книге также есть отдельные неясные места. Так, например, на стр. 41 автор указал количество прорывающихся в картер малоизношенного двигателя ГАЗ-51 газов, не сообщив условия испытания и режим его работы.

На стр. 112 автор предлагает конструкцию вентилятора с переменным шагом лопастей устанавливаемым автоматически. На последних отечественных двигателях устанавливают более простой по конструкции вентилятор с автоматической электромагнитной муфтой для той же цели: регулировать интенсивность охлаждения двигателя.

Последняя глава «Моторные испытания смазочных масел» носит реферативный характер с плохо выраженной целью. Особенно это резко выделяется, если ее сравнить с предшествующей ей главой «Сроки службы масел в двигателях».

Однако ни первая, ни последняя главы, по которым в основном сделаны замечания, не снижают достоинств книги, основная часть которой написана убедительно, на большом фактическом материале.

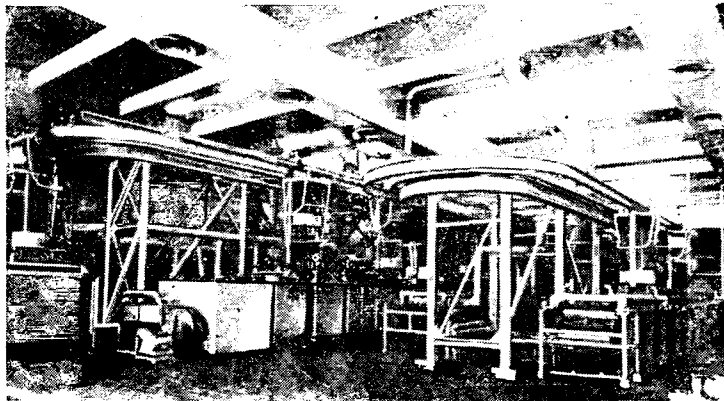
Канд. техн. наук Ф. Н. АВДОНЬКИН
Саратовский политехнический институт

Фирма

ФРИДРИХ БЛАЗБЕРГ

г. Золинген (ФРГ) поставяляет:

высокопроизводительные установки и автоматы для всех методов облагораживания поверхности; специальные химикаты и препараты для любого вида гальванической и химической обработки поверхности металлов; средство для предотвращения образования вредных паров хрома; все виды шлифовальной и полировальной пасты



Специальное оборудование

Автоматы с программным управлением, высокопроизводительные ванны для блестящего никелирования при плотности тока до 16 а/дм².

Ванны для твердого хромирования.

Саморегулирующие ванны для хромирования.

Ванны для покрытия благородным металлом.

Ванны для блестящего омеднения, кислотные и щелочные.

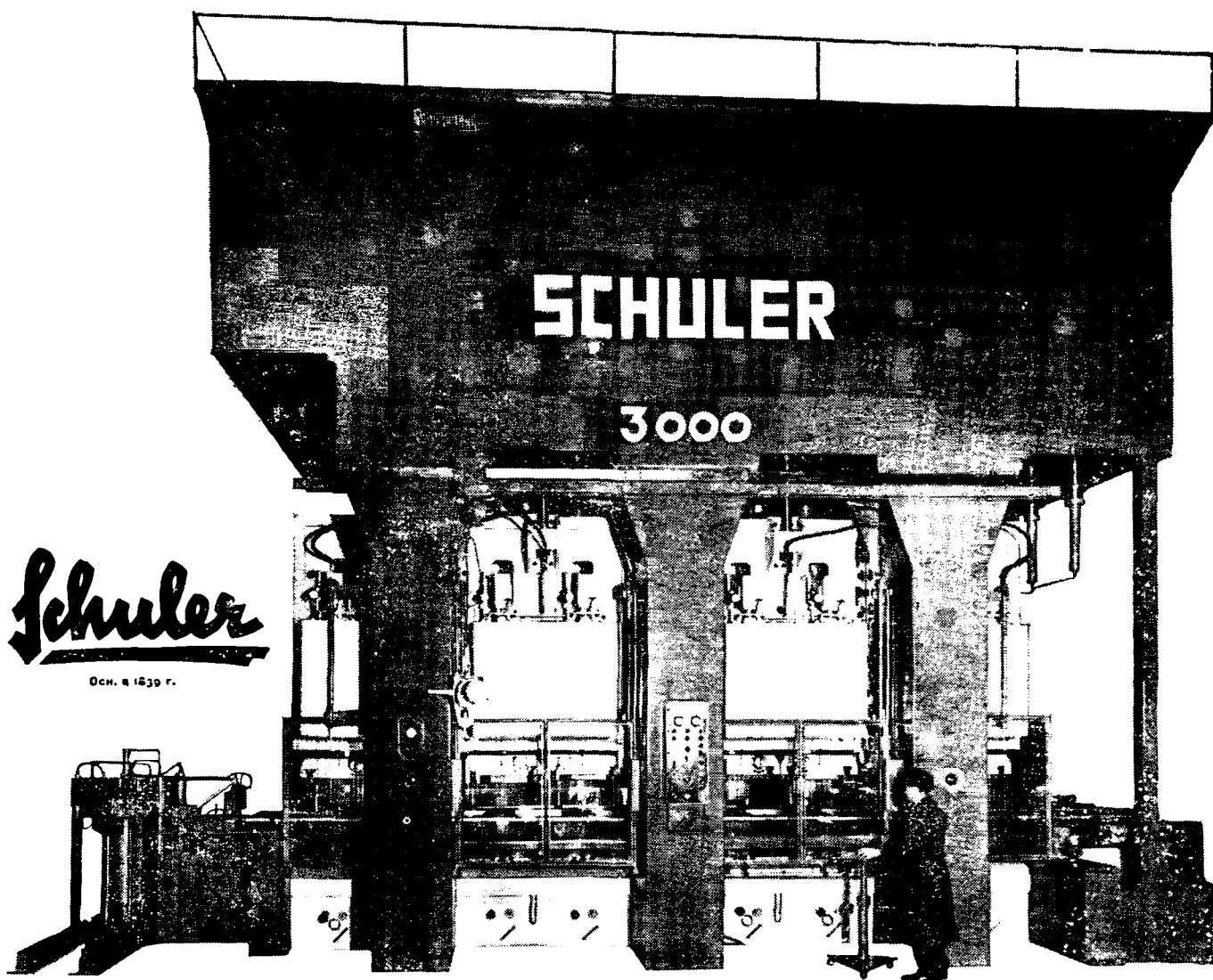
Ванны для блестящей оцинковки, ванны для блестящего кадмирования.

Ванны для электролитического окисления блестящего алюминия.



Самый большой в Европе многооперационный пресс фирмы Шулер для производства автомобильных колес.

- Усилие пресования 3000 т
- Производительность 1000 колес в час
- Вес пресса 400 т
- Мощность двигателя 300 л. с.



Автоматическое выполнение семи операций:

1. Предварительной вытяжки колесных дисков
2. Обрезки наружного ранта
3. Прошивки среднего отверстия
4. Снятия заусенцев у среднего отверстия и отбортовки наружного ранта
5. Штамповки отверстий для рук
6. Чистовой штамповки формы, снятия заусенцев у отверстий для рук, зенковки болтовых отверстий
7. Чистовой штамповки больших отверстий

- Автоматическое производство крупных изделий на небольшой площади.
- Обслуживают 1–2 человека.
- Быстрая и легкая смена рабочего инструмента благодаря удобному манипулированию перестановочными элементами.
- Меньшее количество затрат, чем на другое оборудование такой же производительности.
- Высокая надежность при длительной работе с малыми допусками.
- Пресс предохранен от перегрузки и от несчастных случаев.

L. SCHULER A.G., Göppingen/Württemberg · ФРГ