

ISSN 0005-2337

А **ВТОМОБИЛЬНАЯ** **ПРОМЫШЛЕННОСТЬ**

1982

5



СОДЕРЖАНИЕ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ ПРОИЗВОДСТВА

- Г. Б. Кач, А. А. Невелев — Резервы повышения народнохозяйственной эффективности новой автомобильной техники 1

ДВИГАТЕЛИ

- С. Б. Чистозвонсв, Б. И. Хмельницкий — Проблемы дизелей с воздушным охлаждением 3
- Б. В. Воронцов, С. Ю. Ивакицкий — Влияние формы и размеров предкамеры свечи зажигания на топливную экономичность в роторно-поршневых двигателях 8

АВТОМОБИЛИ

- В. А. Петрушев, И. А. Сригин, С. А. Шуклин, В. А. Иванов, А. С. Краснов, В. И. Быков, В. В. Московкин — Многоосные полноприводные автомобили на арочных шинах или пневмокатках 9
- В. Е. Раскин, О. И. Гируцкий, А. Гау — Пути снижения расхода топлива легковых автомобилей с гидромеханическими передачами 12
- В. Н. Гурденя, С. Б. Самарцев, В. П. Тарасик — К вопросу расчета тепловой динамики многодисковых фрикционных муфт гидромеханических передач автомобиля 14
- И. А. Фисенко, Ю. К. Есеновский-Лашков, Е. М. Скоков — Оценка плавности переключений гидромеханических передач легковых автомобилей 17
- П. И. Баженов, С. М. Трусов — Совершенствование конструкции лопастных колес гидротрансформатора для городских автобусов 18
- Б. А. Шелушков, В. П. Меленцевич, М. Г. Беляков — Работоспособность вращающихся металлических уплотнительных узлов гидромеханических передач 20

ТЕХНОЛОГИЯ

- В. М. Баждулет, Е. Н. Зайченко — Опытные-конструкторские работы по экономии дефицитных тяжелых цветных металлов в радиаторостроении 22
- Е. И. Натанзон, В. Ф. Лысенко, Л. С. Темяно — Комплексная автоматизированная линия высокоточного изготовления сварно-штампованных деталей 24
- Л. С. Сксблсв — Прессованные профили из алюминиевых сплавов 25
- А. С. Мелик-Сархисьянц — Применение алюминия для кузова автомобиля-самосвала 27
- Ю. Н. Остахин — Безударная клепка 28

ИНФОРМАЦИЯ

- Передовые люди отрасли
- А. Н. Шиглюков — Большая жизнь 29
- На ВДНХ СССР
- В. Б. Паутсса — Они награждены медалями ВДНХ 30
- Новые нормативные материалы
- Технические требования и методы стендовых испытаний автомобильных двигателей 30
- Документация будет упрощена 31
- Новости отечественного автомобилестроения
- В. М. Мирзнов, А. А. Романченко, Б. В. Савельев, М. А. Петров — Усовершенствование тормозного привода автомобиля «Урал-375Д» 31
- Станки и оборудование для нужд отрасли
- А. И. Храмчекков, Е. М. Шинкарев, А. Н. Редчикин, И. С. Шилин, В. М. Волков — Электромагнитный дозатор для заливки алюминиевых сплавов 32
- Ю. Л. Марголин, В. В. Махаров, Г. И. Федотов — Электромагнитный униполярный нагрузочный стенд для испытательных стендов 33
- В. А. Гвсин — Стенды для испытаний изделий на герметичность и работоспособность 34
- Новости автомобилестроения за рубежом
- В. В. Соколовский — Автомобили, агрегаты, системы 35
- А. А. Чеботаев — Транспортные средства для перевозки негабаритных грузов большой массы 37

КРИТИКА И БИБЛИОГРАФИЯ

- С. Г. Арабян — Рецензия на книгу М. А. Григорьева, Б. М. Бунакова, В. А. Дольского. Качество моторного масла и надежность двигателей. Изд-во стандартов, 1981 40

Главный редактор А. П. БОРЗУНОВ

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

- Н. В. Балабин, В. М. Бусаров, А. В. Бутузов, А. М. Васильев, М. А. Григорьев, Ю. А. Ечевистов, К. П. Иванов, Б. Г. Карнаухов, А. С. Кобзев, А. В. Кестров, А. М. Кригер, А. М. Кузнецов, Ю. А. Купсеев, И. С. Лунев, А. А. Невелев, И. В. Орлов, А. Н. Островцев, А. Д. Прессвирнин, З. Л. Сироткин, Г. А. Смирнов, В. В. Снегирев, С. М. Степашкин, А. И. Титков, Е. А. Устинов, В. А. Фаустов, В. Н. Филимонов (зам. гл. редактора), Б. М. Фиттерман, Н. С. Ханин, С. Б. Чистозвонов, М. М. Шурыгин

Ордена Трудового Красного Знамени издательство «МАШИНОСТРОЕНИЕ»

Технический редактор Е. П. Смирнова

Корректор А. М. Усачев

Сдано в набор 05.03.82.
Формат 60×90¹/₈.

Печать высокая. Усл. печ. л. 5,0. Уч.-изд. л. 7,91. Тираж 10175 экз.

Т-05
Заказ №

Адрес редакции: 301020, Подольск, Калужская область, Московская обл., Чкаловская обл., 427 Тел.: 228-48-62 и 298-89-18
Подольский филиал ПО «Периодика» Союзполиграфпрома при Государственном комитете СССР по делам издательства, полиграфии и книжной промышленности, Подольск, ул. Кирова, д. 25

АВТОМОБИЛЬНАЯ ПРОМЫШЛЕННОСТЬ

5
МАЙ
1982

ЕЖЕМЕСЯЧНЫЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Издается с 1930 года

ОРГАН МИНИСТЕРСТВА АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ



УДК 629.113.004.15

Резервы повышения народнохозяйственной эффективности новой автомобильной техники

Канд. техн. наук Г. Б. КАЦ, канд. экон. наук А. А. НЕВЕЛЕВ

МАМИ

XXVI СЪЕЗД Коммунистической партии Советского Союза утвердил грандиозную программу экономического и социального развития страны в восьмидесятые годы и на перспективу. В решении задач, поставленных съездом, значительная роль отводится и автомобильной промышленности. Главным направлением развития отечественного автомобилестроения в этот период становится переход на выпуск автомобилей нового поколения, а основной тенденцией, характеризующей автомобили,— снижение их металлоемкости и повышение топливной экономичности.

Реализация этих направлений потребует модернизации выпускаемой продукции и освоения новых, более прогрессивных транспортных средств. В частности, в XI пятилетке намечается освоить выпуск около 100 новых моделей автомобильной техники, увеличить в 2 раза производство автомобилей и автомобилей-тягачей с дизелями и в 1,4 раза — автомобильных прицепов, организовать производство транспортно-технологических автомобилей для сельского хозяйства, автомобилей-самосвалов повышенной грузоподъемности для топливной и горнодобывающей промышленности.

Это позволит повысить производительность автомобильного транспорта в народном хозяйстве на 30%, условно высвободить около 500 тыс. водителей, сэкономить не менее 40 млн. т моторного масла и топлива, снизить трудоемкость технического обслуживания на 20%.

Чтобы выполнить такие задачи, необходимо сокращать сроки создания, освоения и внедрения автомобильной техники. Об этом очень четко сказано в «Основных направлениях экономического и социального развития СССР на 1981—1985 годы и на период до 1990 года»: «Обеспечить дальнейшее ускорение научно-технического прогресса. Повысить эффективность научных исследований, значительно сократить сроки внедрения достижений науки и техники в производство».

К числу важнейших мероприятий, способствующих сокращению периода освоения и развертывания производства новых видов автотранспортной техники, относится такая отработка конструкции каждого типа изделия, которая обеспечила бы достижение запланированного объема выпуска и других экономических показателей в первый год ее освоения.

К сожалению, на практике от начала разработок до полного освоения новой модели автомобиля, как правило, проходит достаточно большой срок, и модель иногда морально устаревает. Следовательно, время, в течение которого она дает максимальную для данного этапа технического развития экономию, сокращается. Основная причина такого положения — то, что при планировании работ по созданию и внедрению новой техники время, отводимое на отработку конструкции, во многих случаях оказывается недостаточным. В результате, по существу, недоведенная конструкция передается в производство, подвергается многочисленным изменениям и доработкам на этапе технологической подготовки производства и в процессе производства. (Примером нерационального планирования работ по созданию и внедрению новой техники может служить опыт освоения легковых автомобилей «Москвич-2138» и «Москвич-2140»). Кроме того, следствием такой практики является то, что запланированная проектная трудоемкость изготовления автомобиля достигается спустя 3—5 и более лет с начала серийного (массового) его выпуска. К примеру, даже на таком передовом заводе отрасли, как Московский автозавод им. И. А. Лихачева, процесс снижения трудоемкости автомобиля ЗИЛ-130 с 900 до 240 нормо-ч продолжался около 5 лет, а на Горьковском автозаводе по автомобилю ГАЗ-53 снизить ее с 520 до 140 нормо-ч удалось только через 5 с лишним лет. Почти такая же картина наблюдалась и по многим другим автомобилям: нынешняя трудоемкость изготовления модели УАЗ-450А была достигнута за 6 лет, М-21 «Волга» — за 6 лет, ЗАЗ-965 — за 5 лет и т. д. То же самое можно сказать и в отношении затрат на изготовление единицы продукции. Как свидетельствует практика, они за 5 лет снижаются следующим образом: трудовые затраты — в 2,5—3,5 раза, расход основных и вспомогательных материалов — на 15—20%, потери от брака — на 10%, затраты на оснастку и инструмент на ~5%.

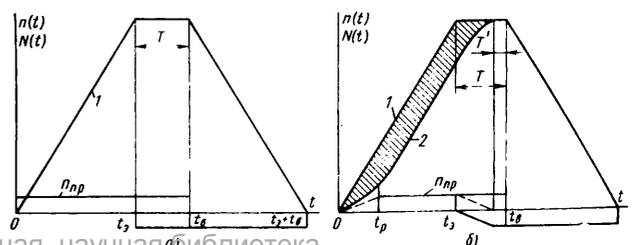
В том, что затраты изменяются под влиянием технического прогресса — новых оборудования, технологии и организации производства — нет ничего удивительного. Но затраты, связанные с тем, что переданная производству конструкция автомобиля в ряде случаев долго изготавливается по временной технологии, являются, по существу, потерями для народного хозяйства. Пути сокращения последних подсказывает анализ трудоемкости и затрат на типовые этапы (операции) технической подготовки производства на ряде предприятий отрасли. Он показал, например, что на тех предприятиях, где затраты на проектирование (техническое задание, эскизно-технический проект, рабочий проект) составляют меньше 20% всего объема затрат на конструкторскую подготовку (включая изготовление и испытание опытных образцов), доработка чертежей и всей технической документации обходится значительно (в ряде случаев до 200%) дороже самого проектирования. Там же, где затраты на проектирование составляют 30% и более от всего объема конструкторской подготовки, затраты на доработку намного меньше и не превышают 50% затрат на проектирование. Следовательно, существует настоятельная необходимость увеличения или пере-

распределения ассигнований в пользу этапа проектирования, т. е. необходимость более качественной и полной отработки чертежей и всей технической документации.

Это, так сказать, общие соображения. Они подтверждаются опытом заводов, в частности, Горьковского автозавода. Здесь длительность всего цикла — от начала исследовательских работ до снятия автомобиля с эксплуатации и со снабжения запасными частями — в недавнем прошлом распределялась следующим образом: исследование запасными частями — в недавнем прошлом 4—6 лет; освоение — 3—4 года; производство — 10—12 лет, т. е. от начала работ по созданию новой модели до прекращения ее выпуска проходило 17—22 года, в том числе первые два этапа составляли 7—10 лет. Примером может служить автомобиль ГАЗ-АА: его начали проектировать в 1928 г., поставили на производство в 1932 г., сняли с производства в 1949 г., со снабжения запасными частями — в 1958 г., т. е. период жизни ГАЗ-АА составил 25 лет. Для ГАЗ-51 этот период оказался равным 27 годам, для М-20 «Победа» — 30 годам. Хорошо это или не совсем? — Хорошо, если вопрос рассматривать с точки зрения ритмичности производства, стабильности выполнения программы, авторитета автомобиля у потребителя. Однако оказывается, что выпуск одной и той же модели в течение длительного периода времени оправдан не всегда. Дело в том, что с момента, когда число выпускаемых автомобилей данной модели становится равным числу списываемых, рост экономического эффекта в народном хозяйстве от эксплуатации этой модели прекращается. Происходит это тогда, когда первые партии автомобилей вырабатывают установленный им ресурс: на практике, если модель не модернизируется, то незадолго до того, как она снимается с производства. (Конечно, период получения дополнительного эффекта можно продлить за счет своевременной модернизации конструкции). Поэтому с точки зрения народнохозяйственной эффективности следует стремиться к тому, чтобы момент получения наибольшего экономического эффекта приблизить к началу выпуска новой модели, т. е. сокращать период выпуска этой модели. А это, как известно, зависит прежде всего от качества и темпов опытно-конструкторских работ и длительности периода освоения выпуска.

Влияние времени развертывания производства модели автомобиля на величину экономического эффекта за период ее эксплуатации можно проследить, анализируя график, представленный на рис. 1 (построен без учета затрат на подготовку производства).

Для наиболее благоприятного случая, т. е. когда проектная мощность достигается на первом



году производства, нарастание парка автомобилей (а следовательно, и экономического эффекта) будет происходить по кривой 1 (рис. 1,а), и максимальный экономический эффект в народном хозяйстве будет получен за время T . При разворачивании же производства автомобилей по линейному закону (как это обычно и бывает на практике) и достижении проектной мощности через t_p лет нарастание парка будет происходить по кривой 2 (рис. 1,б) и максимальный экономический эффект будет получен за время T' , т. е. примерно в 4 раза меньше, чем в первом случае. Недополученный экономический эффект (потери) в народном хозяйстве от эксплуатации автомобилей данной модели из-за затягивания периода развертывания производства изображается заштрихованной площадью (рис. 1,б). Расчеты показывают, что компенсация этих потерь потребовала бы дополнительного ежегодного выпуска автомобилей этой модели, равного $\sim 10\%$. Например, при проектной мощности 100 тыс. автомобилей в год и ее достижении за 3 года для компенсации потерь ежегодно потребовалось бы выпускать еще около 17 тыс. автомобилей, а при выходе на проектную мощность за 2 года — лишь 11 тыс. Если проектная мощность равна 50 тыс. автомобилей

в год, а выход на проектную мощность равен 3 годам, для компенсации потерь потребуется 7—10 тыс. автомобилей.

Предполагается теперь, что выпуск одного автомобиля обходится в 1000 руб. Тогда прямая экономия средств за счет сокращения сроков выхода производства на проектную мощность с 3 до 2 лет в первом случае составит 7, а во втором — 6 млн. руб. в год. И эта экономия будет тем больше, чем больше производственная мощность предприятия.

Приведенные примеры показывают, что затягивание сроков разворачивания производства действительно ведет к существенному снижению экономического эффекта от применения модели автомобиля в народном хозяйстве. Поэтому при решении задач, поставленных XXVI съездом партии, автомобилестроители должны совершенствовать процесс проектирования новой автомобильной техники, использовать более рациональные (прогрессивные) методы подготовки производства — с тем, чтобы в максимальной мере сокращать время разворачивания производства и период между началом выпуска новых моделей автомобильной техники и моментом, когда экономическая эффективность ее применения в народном хозяйстве становится максимальной.



УДК 621.436-712

Проблемы дизелей с воздушным охлаждением

Канд. техн. наук С. Б. ЧИСТОЗВОНОВ, Б. И. ХМЕЛЬНИЦКИЙ
НАМИ

3 А ПОСЛЕДНИЕ 20 лет в нашей стране накоплен большой опыт эксплуатации автомобильных и тракторных дизелей с воздушным охлаждением. Он позволил оценить эксплуатационные качества дизелей, определить возможные пути их дальнейшего совершенствования, а также связанные с этим проблемы.

Этот опыт, в частности, показал, что дизели с воздушным охлаждением имеют ряд преимуществ перед дизелями с жидкостным охлаждением. Например, известно, что не менее 20% эксплуатационных неисправностей последних связано с течью охлаждающей жидкости, ее закипанием или замерзанием, отложениями накали, кавитационными и коррозионными повреждениями деталей. Трудоемкость их обслуживания относительно высокая: при отрицательных температурах и длительных стоянках автомобиля воду, используемую в качестве охлаждающей жидкости, приходится или сливать, или прогревать периодически пусками двигателя (использование антифриза и тосола при особо низких температурах воздуха затрудняется из-за опасности утечки этих жидкостей при длительных стоянках автомобиля, вызванной уменьшением эластичности шлангов и

других резиновых уплотнителей, а также сложности централизованного стояночного обогрева автомобилей, система охлаждения которых заполнена жидкостью).

Этих недостатков, естественно, нет у дизелей с воздушным охлаждением. Кроме того, эти дизели с цилиндрами диаметром до 125 мм не только не уступают, но иногда превосходят дизели с жидкостным охлаждением по ресурсу и топливной экономичности. Достаточно сказать, что у большого числа автомобилей «Магирус», оборудованных такими двигателями, безремонтные пробеги в очень тяжелых дорожных и климатических условиях превысили 200 тыс. км; при стендовых испытаниях дизелей серии ФЛ-413Ф фирмы Дойц получены минимальные удельные расходы топлива 215 г/кВт·ч по скоростной характеристике и 211 г/кВт·ч по нагрузочной характеристике при частоте вращения коленчатого вала 1600 мин⁻¹. Такие низкие удельные расходы топлива есть лишь у наиболее экономичных дизелей с жидкостным охлаждением.

Основные данные некоторых современных дизелей с воздушным охлаждением приведены в табл. 1. На рис. 1 показан поперечный разрез одного из них — V-об-

Основные параметры	Клэкнер-Хумбольд-Дойц (КХД), ФРГ							Татра, ЧССР
Модель	F6L-912	BF6L-913	F8L-610	F8L-413	F8L-413F	BF8L-413F	BF10L-413F	T2-928
Год начала серийного производства	1964	1974	1981	1969	1978	1978	1978	1972
Число и расположение цилиндров	6P	6P	8V90°	8V90°	8V90°	8V90°	10V90°	8V90°
Диаметр цилиндра, мм	100	102	102	120	125	125	125	120
Ход поршня, мм	120	125	100	125	130	130	130	140
Отношение S/D	1,20	1,22	0,98	1,04	1,04	1,04	1,04	1,17
Рабочий объем цилиндров, см ³	5655	6128	6537	11310	12760	12760	15950	12660
Наддув	Нет	Есть		Нет		Есть	Есть	Нет
Степень сжатия	17,0	15,5	18,0	18,5	18,0	16,5	16,5	16,5
Мощность, кВт	88	118	118	169	188	235	294	156
Номинальная частота вращения коленчатого вала, мин ⁻¹	2800	2800	3600	2650	2500/2650	2500, 2650	2500/2650	2000
Максимальный крутящий момент, Н·м	345	490	360	572	784	980	1226	814
Частота вращения коленчатого вала при M _к тах, мин ⁻¹	1600	1650	2300	1600	1600	1750	1750	1600
Удельный расход топлива при M _к тах, г/кВт·ч	221	215	228	218	222	225	225	238
Удельный расход топлива при M _к тах (по испытаниям в СССР), г/кВт·ч	224	—	—	215	215	—	—	—
Средняя скорость поршня, м/с	11,2	11,7	12,0	11,05	10,8/11,5	10,8/11,5	10,8/11,5	9,35
Среднее эффективное давление на номинальном режиме, МПа	0,683	0,84	0,612	0,69	0,68	0,85	0,851	0,754
Масса:								
по фирменным данным, кг	420	485	380	757	830	920	1140	845
по ГОСТ 14846—69, кг	470	520	—	780(845)*	—	—	—	—
литровая, кг/л	83,2	84,6	68,8	68,8	65,0	72,0	65,2	66,7
удельная, кг/кВт	5,34	4,40	3,78	4,58	4,41	3,91	3,87	5,41
Расстояние между осями цилиндров, мм, и отношение L _ц /D _ц	130/1,30	130/1,275	140/1,37	165/1,32	165/1,32	165/1,32	165/1,32	156/1,30

* Первая цифра — по измерению 1972 г.; цифра в скобках — по измерению образца выпуска 1980 г.

разного дизеля FL-413, выпускаемого фирмой КХД — показан на рис. 1. На рис. 2 приведены габаритные размеры новейшей быстроходной модели этой же фирмы — дизеля F8L-610.

Дизели с воздушным охлаждением обладают не только достоинствами, но и недостатками. Одним из них является необходимость применять относительно большие расстояния L_ц между осями соседних цилиндров для размещения охлаждающих ребер. Как видно из таблицы, отношение

L_ц/D_ц у однорядных дизелей с воздушным охлаждением не бывает меньше 1,275 (у двигателей с жидкостным охлаждением может составлять 1,1). Поэтому у однорядных дизелей с воздушным охлаждением продольные детали (коленчатый и распределительный валы, картер коленчатого вала, масляный картер, впускные и выпускные трубы) получаются длиннее и тяжелее, чем у таких же дизелей с жидкостным охлаждением и равным рабочим объемом цилиндров.

У двигателей с двухрядным расположением цилиндров расстояние между осями соседних цилиндров определяется в основном уже не типом охлаждения, а продольными размерами коленчатого вала, поэтому у них и при жидкостном ох-

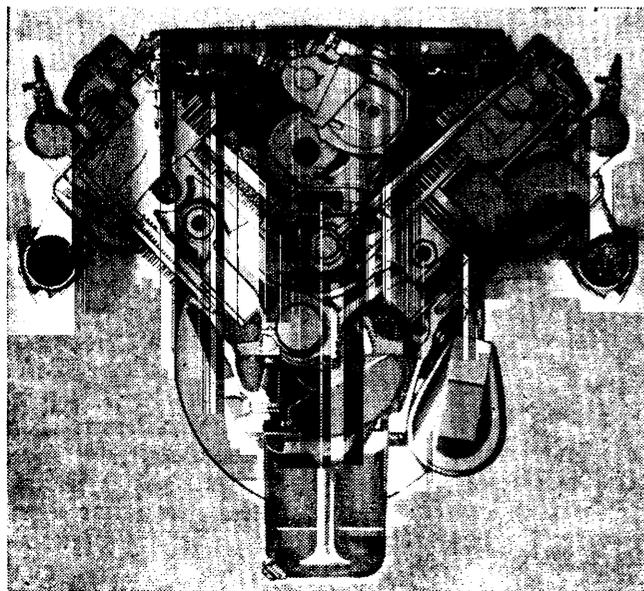


Рис. 1. Поперечный разрез V-образного дизеля модели FL-413 фирмы Клэкнер-Хумбольд-Дойц (КХД)

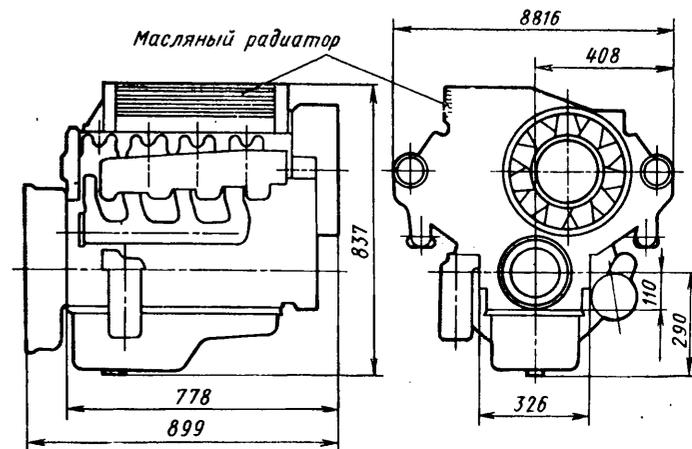


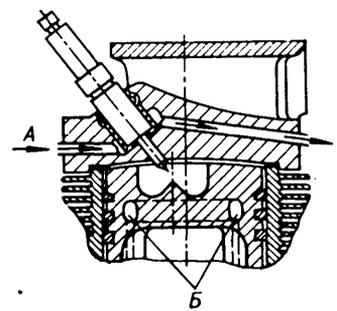
Рис. 2. V-образный восьмичилиндровый дизель F8L-610 с воздушным охлаждением (Дойц-Канада)

лаждении отношение $L_{ц}/D_{ц}$ редко бывает меньше 1,25, т. е. мало отличается от необходимого при воздушном охлаждении. Однако суммарная масса автомобильной силовой установки при воздушном охлаждении почти во всех случаях меньше — из-за отсутствия водяного радиатора, трубопроводов и охлаждающей жидкости. Например, у двухрядных дизелей с воздушным охлаждением она обычно на 3—5% меньше, чем у дизелей с жидкостным охлаждением с таким же числом, расположением и рабочим объемом цилиндров. При однорядном расположении цилиндров суммарная масса силовой установки у шестицилиндрового дизеля с воздушным охлаждением может быть меньше, чем у наиболее легкого и компактного шестицилиндрового дизеля с жидкостным охлаждением и равным рабочим объемом лишь тогда, когда диаметр цилиндров дизеля с воздушным охлаждением не превышает 100 мм. При диаметре >105 мм преимущества по массе на стороне силовой установки с шестицилиндровым однорядным дизелем с жидкостным охлаждением. Отсюда следует, что для однорядных шестицилиндровых дизелей с воздушным охлаждением желательно, чтобы диаметр их цилиндров не превышал 100 мм и чтобы отношение хода поршня к диаметру цилиндра было возможно большим. Если получаемый при этом рабочий объем недостаточен для достижения нужной мощности, то для сохранения массы силовой установки такой же, как при жидкостном охлаждении, следует применять наддув.

Вторым органическим недостатком дизелей с воздушным охлаждением является наличие у них несколько большего числа деталей, чем у дизелей с жидкостным охлаждением (например, воздухо-направляющие щитки, кожухи, крышки с соответствующими уплотнениями, литые вентиляторы с направляющим аппаратом, гидромуфты и др.), что повышает трудоемкость изготовления и сборки дизелей. Частично этот недостаток компенсируется отсутствием затрат труда на изготовление радиатора, трубопроводов и насоса охлаждающей жидкости и тем, что конструкция большинства дополнительных деталей относительно проста, и их изготовление можно автоматизировать. Поэтому при массовом выпуске значимость рассматриваемого недостатка дизелей с воздушным охлаждением снижается. Кроме того, несколько увеличенная трудоемкость изготовления дизелей с воздушным охлаждением окупается повышением производительности автомобилей, оснащенных такими дизелями, особенно при их работе в тяжелых климатических и дорожно-эксплуатационных условиях, характерных для значительной части территории СССР.

Литровая мощность современных дизелей с воздушным охлаждением доходит при наддуве до 18,2 кВт/л (см. таблицу), т. е. до уровня большинства применяемых на грузовых автомобилях дизелей с жидкостным охлаждением и турбонаддувом. Однако дальнейшее ее повышение связано со значительными трудностями, в частности, с необходимостью увеличивать количество охлаждающего воздуха, подаваемого к наиболее нагревающимся участкам головок цилиндров, и размещать на них добавочные охлаждающие ребра или находить новые способы отвода тепла

Рис. 3. Головка цилиндров и поршень дизеля с воздушным охлаждением и с дополнительным масляным охлаждением: А — охлаждение топливной форсунки и перемычки между седлами клапанов; Б — охлаждение полости в головке поршня



Примером последних может служить масляное охлаждение перемычек между седлами клапанов (иногда — и гнезд топливных форсунок), а также поршней (рис. 3). При этом максимальные температуры головок цилиндров и поршней у дизелей с воздушным охлаждением не превышают температур этих деталей у дизелей с жидкостным охлаждением при таком же уровне форсирования.

Широкому применению на автомобилях дизелей с воздушным охлаждением в недавнем прошлом препятствовали и такие их недостатки, как повышенная шумность, склонность к образованию трещин в головках цилиндров при резком охлаждении (например, в случае преодоления автомобилем глубоких бродов), перегрев топливных форсунок, образование слоя грязи в междуреберных промежутках и значительные деформации зеркала цилиндров из-за неравномерного обдува их воздухом. В настоящее время эти недостатки или полностью устранены, или уменьшены до допустимого уровня. Например, у восьмицилиндрового дизеля с воздушным охлаждением F8L-413 фирмы КХД уровень шума при работе с полной нагрузкой равен 108,0 дБ(А), в то время как у ряда восьмицилиндровых дизелей с жидкостным охлаждением он доходит до 109—111 дБ(А).

Несмотря на высокое совершенство современных дизелей с воздушным охлаждением, все еще сохраняется ряд проблем, которые полностью не решены. К ним относятся:

• борьба с переохлаждением дизеля при особо низких температурах воздуха, сильном встречном ветре и движении автомобиля накатом, особенно на длинных горных спусках;

• эффективное использование тепла, выделяющегося при работе дизеля, для отопления кабины автомобиля;

• обеспечение пуска холодного дизеля при температурах до 248 К (—25°C) без применения предпускового подогревателя.

В районах с особо суровой зимой эти же проблемы возникают в несколько меньшей степени и для дизелей с жидкостным охлаждением.

Тепловое состояние современных дизелей с воздушным охлаждением обычно регулируется: автоматическим изменением частоты вращения вентилятора при помощи термоуправляемой гидродинамической муфты переменного наполнения, откидыванием шторки чехла на входной решетке моторного отсека, отключением масляного радиатора термоуправляемым клапаном. При температурах воздуха до 248—243 К (—25÷—30°C) этих средств достаточно для того, чтобы поддержать нормальное тепловое состояние дизеля. При более низких температурах дизель начинает переохлаждаться, а при температуре ниже 233 К (—40°C)

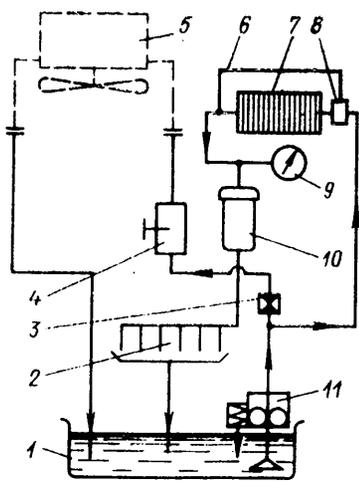


Рис. 1. Схема общей системы смазки двигателя и масляного отделения кабины автомобиля «Магирус» с дизелем с воздушным охлаждением серии FL-413: 1 — масляный картер; 2 — поршни и др. детали с трущимися поверхностями; 3 — жиклер; 4 — регулирующий клапан; 5 — теплообменник отопителя; 6 — перепускной маслопровод; 7 — масляный радиатор; 8 — термостат; 9 — указатель температуры масла; 10 — масляный фильтр; 11 — масляный насос с редукционным клапаном

и малой нагрузке рабочий процесс может заметно ухудшиться. Возможным решением этой проблемы является термоуправляемый перепуск части горячего воздуха обратно к вентилятору. Для этого необходимо полное утепление моторного отсека, в том числе и снизу, и применение термоуправляемых выходных жалюзи или заслонок.

Опасностью такой системы является возможность перегрева дизеля при резком увеличении его нагрузки и запаздывания, по каким-либо причинам, открытия выходных жалюзи. Но при наличии у дизеля поршней с масляными полостями и головок цилиндров с дополнительным масляным охлаждением вероятность повреждений дизеля во время перегрева уменьшается, и систему обратного перепуска к вентилятору части горячего воздуха можно было бы применить более уверенно.

При воздушном охлаждении для отопления кабины водителя используют: горячий воздух, выходящий после обдува цилиндров и их головок; отработавшие газы; горячее смазочное масло; автономный отопитель.

Отвод горячего воздуха из моторного отсека должен быть как можно более свободным, поэтому лишь небольшую его часть можно пропускать через кабину водителя для ее отопления. Этого достаточно лишь при температурах наружного воздуха до 253—263 К (—10 ÷ —20°C) в зависимости от размеров и термоизоляции кабины, а также от размеров и мощности двигателя. Кроме того, с горячим воздухом в кабину водителя могут попадать масляные пары и отработавшие газы. Следовательно, использование горячего воздуха из системы охлаждения дизеля для отопления кабины малоэффективно и небезопасно.

Использование тепла отработавших газов допустимо только с применением каких-либо промежуточных теплоносителей, нагреваемых соприкосновением с выпускным коллектором или со специальным участком выпускной трубы. Такую систему применяли на легковых автомобилях с карбюраторным двигателем с воздушным охлаждением фирмы Хонда (Япония): пассажирский салон нагревался воздухом, продуваемым вентилятором через оребренную рубашку чугунного выпускного коллектора. Отопление было достаточно эффективным, однако воздух перед входом в рубашку было необходимо фильтровать, чтобы избежать попадания в пассажирский салон дыма

от сгорающих в рубашке коллектора горючих частиц, проникающих туда вместе с пылью.

При использовании в качестве теплоносителей каких-либо жидкостей (смазочного масла, антифриза и др.) система отопления телом отработавших газов получается сложной и громоздкой из-за необходимости применять два теплообменника («отработавшие газы — жидкий теплоноситель» и «жидкий теплоноситель — воздух кабины»), насос для циркуляции жидкого теплоносителя, а также проводить конструктивные мероприятия, устраняющие возможность его перегрева (следовательно, химического разложения или закипания) в первом теплообменнике. Кроме того, при использовании антифриза в качестве жидкого теплоносителя возникает, как и при жидкостном охлаждении, проблема утечек при особо низких температурах воздуха и длительной стоянке автомобиля.

Этих недостатков в известной мере лишена система масляного отопления, примененная на грузовых автомобилях «Магирус» с дизелями с воздушным охлаждением (рис. 4). Здесь горячее масло из системы смазки прокачивается (основным масляным насосом или его добавочной секцией) через воздушно-масляные теплообменники, установленные в кабине водителя и обдуваемые электровентилятором. Масляное отопление применяется в сочетании с полостным масляным охлаждением поршней, при котором отдача тепла в масло увеличивается на 25—28%.

Как показывает опыт, при мощности дизеля 110 кВт и более масляное отопление обеспечивает в кабине водителя приемлемый температурный режим даже при сильных морозах (особенно при достаточно совершенной теплоизоляции кабины). При меньшей мощности отдача тепла в смазочное масло уменьшается, и масляное отопление становится менее эффективным. Недостатком масляного отопления является также медленный нагрев масла после пуска холодного двигателя. Нагрев можно ускорить, пропуская масло через теплообменник, омываемый отработавшими газами. (Этот же теплообменник можно применить и для повышения эффективности масляного отопления кабины на дизелях с воздушным охлаждением малой мощности).

Наиболее удобным средством отопления кабины водителя являются автономные отопители, производительность которых не зависит от режима работы дизеля. Однако они дороги и расходуют за 1 ч работы от 0,5 до 1,5 кг дизельного топлива, что ограничивает их применение на массовых грузовых автомобилях средней и малой грузоподъемности.

Одним из условий полного использования преимуществ дизелей с воздушным охлаждением по трудоемкости обслуживания является возможность их быстрого пуска в холодном состоянии при температурах воздуха до 248 К (—25°C) с применением только таких вспомогательных средств, как электрофакельные устройства, свечи накаливания или легковоспламеняющиеся жидкости. Опыт подтверждает это: при малом износе дизеля, использовании загущенных масел и стартерных аккумуляторных батарей с повышенными вольтамперными характеристиками и наличии указанных выше средств его пуск в холодном со-

стоянии вполне возможен до температур 245–241 К ($-28 \div -32^\circ\text{C}$).

Чтобы обеспечить надежность пуска дизеля с воздушным охлаждением при более низких температурах, темп его остывания целесообразно замедлять при помощи термоизоляции моторного отсека, а в крупных хозяйствах применять централизованный стояночный обогрев паром, горячим воздухом или электроэнергией. Энергоемкость такого обогрева при воздушном охлаждении меньше, чем при жидкостном, поскольку надежный пуск дизеля с воздушным охлаждением возможен даже при отрицательных температурах его деталей.

Перед пуском холодного дизеля с жидкостным охлаждением часто проливают несколько ведер горячей воды через рубашки блока и головки цилиндров. Практика эксплуатации показала, что при отсутствии или неисправности других средств облегчения такого пуска дизели с воздушным охлаждением (особенно дизели небольших размеров) тоже можно подогревать, поливая горячей водой головки цилиндров, цилиндры и впускную трубу. При использовании предпускового подогревателя нагретую газозвудушную смесь нужно подводить к масляному картеру и ребрам цилиндров и головок. Большой эффект дает также устройство для прокачивания через систему смазки масла, разогретого в масляном картере. Эффективность такой системы предпускового подогрева повышается при наличии поршней с масляными полостями и головок цилиндров с охлаждающими масляными каналами.

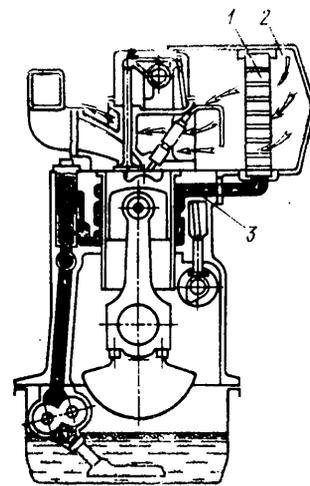
Предпусковые подогреватели дизеля с воздушным охлаждением не нужно подсоединять к нему, поэтому они могут быть переносными, и один такой подогреватель может обслуживать несколько автомобилей. Но это преимущество дизелей с воздушным охлаждением не всегда можно реализовать: грузовые автомобили, особенно большой грузоподъемности, часто эксплуатируются вдали от населенных пунктов и основной базы в районах. В связи с этим автомобили, предназначенные для работы в местах, где температура воздуха 248 К (-25°C) и ниже сохраняется несколько месяцев, необходимо оборудовать индивидуальными предпусковыми подогревателями.

Как уже упоминалось, поршни с масляными полостями и головки цилиндров с охлаждающими масляными каналами дополнительно увеличивают теплоотвод от основных деталей. Это позволяет повышать степень форсирования дизелей, несколько ускоряет их предпусковой подогрев и облегчает борьбу с переохлаждением, увеличивает эффективность масляного отопления кабины водителя.

Итальянская фирма VM сохранила на выпускаемых дизелях серии HR-A воздушное охлаждение лишь для головок цилиндров (рис. 5); цилиндры же охлаждаются маслом, прокачиваемым вокруг них через литые спиральные каналы. Та-

Рис. 5. Дизель фирмы VM (модель HR-A) с комбинированным воздушно-масляным охлаждением:

1 — масляный радиатор; 2 — охлаждающий воздух; 3 — охлаждающее масло



кая конструкция позволяет применять меньшие, чем при воздушном охлаждении, расстояния между осями соседних цилиндров, снижает уровень шума, уменьшает опасность переохлаждения дизеля и, в принципе, позволяет повысить эффективность масляного отопления кабины водителя. Масла, применяемые для дизелей с воздушно-масляным охлаждением, должны обладать достаточно высокими моющими, диспергирующими, нейтрализующими и антиокислительными свойствами.

Улучшение эксплуатационных качеств дизелей с воздушным охлаждением возможно также в связи с достигнутыми за последние годы совершенствованиями теплозащитных покрытий. Такие покрытия уменьшают количество тепла, отводимого в систему охлаждения, и снижают термическую нагрузку головок цилиндров и поршней. Это позволяет уменьшить производительность вентилятора (и, соответственно, затрату мощности на его привод), а также делает возможным дальнейшее форсирование рабочего процесса дизеля. Уменьшение отвода тепла в систему охлаждения сопровождается повышением теплосодержания отработавших газов, которые можно использовать для газотурбинного привода не только нагнетателя, но и вентилятора, электрогенератора и других вспомогательных агрегатов, а также для отопления кабины водителя.

Из изложенного выше следует, что современные автомобильные дизели с воздушным охлаждением достигли достаточно высокого совершенства и имеют резервы для дальнейшего улучшения их конструкции и эксплуатационных качеств. Применение таких дизелей в нашей стране, имеющей огромную территорию с различными климатическими и дорожно-эксплуатационными условиями, может ощутимо повысить производительность грузового автотранспорта, поэтому часть выпуска перспективных отечественных грузовых автомобилей целесообразно оборудовать именно дизелями с воздушным охлаждением.

Влияние формы и размеров предкамеры свечи зажигания на топливную экономичность в роторно-поршневых двигателях

Б. В. ВОРОНЦОВ, канд. техн. наук С. Ю. ИВАНИЦКИЙ

ВНИИМотопром

ОДНОЙ из особенностей рабочего процесса роторно-поршневых двигателей (РПД) являются пропуски зажигания на режимах малых нагрузок ($p_e = 0,15-0,3$ МПа), вызванные ухудшением состава смеси в предкамере свечи зажигания, что приводит к снижению топливной экономичности и повышению токсичности отработавших газов.

Один из путей устранения этого недостатка рабочего процесса РПД — выбор оптимальной формы и размеров канала, соединяющего полость предкамеры с основной камерой сгорания, что обеспечивает минимальное сечение для прохода газов мимо радиальной лопатки, а также минимального расстояния от зоны возникновения искры до камеры сгорания, что способствует уменьшению пропусков зажигания. С этой целью исследовали четыре варианта относительного расположения свечи зажигания, соединительного канала и камер сгорания (рис. 1).

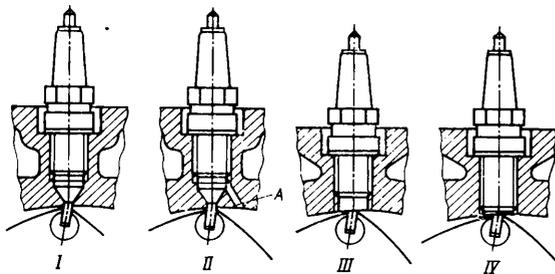


Рис. 1. Варианты расположения лидирующей свечи зажигания

Вариант I — свеча размещена в камере, соединенной узким каналом (диаметром 4,0 мм) с рабочей камерой двигателя.

Вариант II — камера, в которой размещена свеча по варианту I, имеет дополнительный канал А. Через него при прохождении радиальной уплотнительной лопатки между основным и дополнительным каналами камера продувается свежей смесью. При этом утечка заряда из камеры расширения в камеру сжатия невелика (за счет незначительного сечения каналов).

Вариант III — сквозное свечное отверстие открыто в рабочую камеру, но при использовании стандартной свечи с резьбой длиной 19 мм электроды находятся ниже рабочей поверхности статора на 4 мм.

Вариант IV — в отличие от варианта III в нем применена специальная свеча с длинной резьбой, электроды которой утоплены от поверхности эпитрохоиды всего на 0,5 мм.

Исследования проводили на РПД с жидкостным охлаждением корпуса при рабочем объеме (по одной камере) 491 см³, образующем радиусе 102 мм, эксцентриситете 15 мм и расстоянии эквидистанты 3,0 мм.

Двигатель имеет комбинированную систему впуска свежего заряда: двойной боковой, радиальный (периферийный). Двойной впуск состоит из впускного окна, расположенного на передней боковой части корпуса, к которому смесь поступает через короткий канал, минуя ротор, и впускного окна, расположенного на задней боковой части корпуса, к которому смесь поступает через ротор (тем самым охлаждая его) и соответствующую систему каналов в передней и задней боковых частях. Радиальный впуск состоит из окна малого диаметра и средней части корпуса, к которому смесь поступает через короткий канал непосредственно от карбюратора.

Исследования проводили при оптимальном регулировании карбюратора на различных частотах вращения коленчатого вала двигателя и различных положениях дроссельной заслонки, при комбинированном и двойном боковом впуске. Особое внимание уделялось режиму работы автомобиля и тяжелого мотоцикла (см. таблицу) в условиях городского движения при скорости 30—50 км/ч ($p_e = 0,2$ МПа).

Частота вращения эксцентрикового вала, мин ⁻¹	Удельный расход топлива, г/кВт·ч				Содержание СН, ч.млн ⁻¹				Содержание СО, %			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV
Комбинированный впуск												
2000	610	600	545	500	1150	700	400	350	2,0	1,0	1,5	1,5
3000	625	600	580	515	1800	600	800	200	2,5	0,5	0,7	1,5
4000	610	585	585	500	1600	200	800	150	1,5	1,0	0,5	0,5
Двойной боковой впуск												
2000	545	450	450	450	1000	400	400	200	1,0	0,5	0,3	0,3
3000	545	490	450	450	1100	200	450	125	0,5	0,5	0,4	0,4
4000	655	515	515	450	600	300	250	125	6,0	5,0	0,8	0,5

Анализируя данные таблицы, можно сделать следующие выводы:

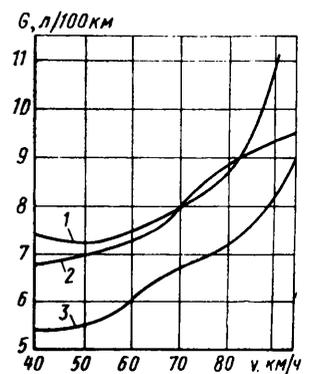
при расположении лидирующей свечи по варианту I появляются пропуски зажигания на режиме малых нагрузок, о чем свидетельствуют высокие концентрации СН в отработавших газах. Такое расположение допустимо только для дожигающей (верхней по ходу вращения эксцентрикового вала) свечи при использовании двух свечей зажигания;

лидирующую свечу лучше располагать в открытом со стороны рабочей камеры двигателя отверстии, диаметр которого равен диаметру резьбы свечи (т. е. в большинстве случаев 14 мм). Это резко уменьшает концентрацию СН в отработавших газах и расход топлива (варианты III и IV), т. е. уменьшает склонность двигателя к перебоям на малых нагрузках. Однако при этом свече необходимо располагать в точке нулевого перепада давлений между камерой сжатия и камерой расширения, в противном случае возможна утечка газа через канал сверху кромки радиального уплотнения. Эта точка в существующих конструкциях РПД находится на расстоянии 15—25 мм от малой оси эпитрохоиды вперед по направлению вращения ротора. Ее точное положение может меняться в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки двигателя, т. е. полностью избежать утечки газа не удастся. Вследствие этого наиболее удачным вариантом расположения лидирующей свечи является приближение ее нижнего конца к рабочей поверхности эпитрохоиды. При этом свеча должна иметь электроды, расположенные в плоскости торца (желательно иметь кольцевой электрод), а изолятор — по возможности заполняющий весь объем между корпусом и центральным электродом. В этом случае сечение для прохода газов мимо радиальной лопатки и расстояние от зоны возникновения искры до камеры сгорания минимальны, что способствует уменьшению пропусков зажигания.

Камера сгорания с лидирующей свечой, расположенной по варианту II (рис. 2) была опробована при дорожных испытаниях на мотоцикле МТ-10-36. Размещение лидирующей свечи в отверстии, открытом в камеру сгорания двигателя, позволило снизить расход топлива на отдельных скоростных режимах до 24—26%.

Рис. 2. Эксплуатационные характеристики:

1 — серийный мотоцикл М-67-36; 2 — РПД с расположением лидирующей свечи зажигания по варианту I; 3 — РПД с расположением лидирующей свечи по варианту III



Камеру сгорания с лидирующей свечой, расположенной по варианту IV как самому оптимальному с точки зрения расхода топлива и токсичности отработавших газов (см. таблицу), невозможно было опробовать ввиду отсутствия подходящих по калильному числу свечей зажигания с длиной резьбы 23—24 мм. Приблизить же с минимальным зазором к поверхности эпитрохоиды стандартные (с длиной резьбы 19 мм)

свечи зажигания на существующих конструкциях РПД с жидкостным охлаждением корпуса нельзя, так как возникает опасность недостаточного охлаждения корпуса в зоне свечи и, как следствие, появления трещин в средней его части.

Таким образом, при расположении лидирующей свечи зажигания в отверстии, открытом в рабочую камеру двигателя, появляется возможность снизить расход топлива на 24—26%.

АВТОМОБИЛИ

УДК 629.113.028.012.5

Многоосные полноприводные автомобили на арочных шинах или пневмокатках

Д-р техн. наук В. А. ПЕТРУШОВ,
И. А. СТРИГИН, д-р техн. наук С. А. ШУКЛИН, В. А. ИВАНОВ, А. С. КРАСНОВ, В. И. БЫКОВ,
канд. техн. наук В. В. МОСКОВКИН
НАМИ

В МИРОВОМ автомобилестроении последние 10—15 лет ведутся значительные опытно-конструкторские и научно-исследовательские работы по созданию автомобилей для наиболее тяжелых условий бездорожья в осваиваемых районах. Одним из эффективных способов повышения проходимости и тягово-сцепных качеств автомобилей является установка на них шин с низким внутренним давлением — арочных и пневмокатков [1]. Однако арочные шины и пневмокатки практически не агрегируются со стандартными управляемыми ведущими мостами серийно выпускаемых автомобилей — главным образом из-за образующегося недопустимо большого расстояния (плеча) между осью поворотного шкворня и продольной плоскостью колеса, ограничения угла поворота колес вокруг шкворней, большой габаритной ширины транспортного средства. Иными словами, устанавливать такие шины можно только при существенном усложнении ходовой части, что повышает ее стоимость и не позволяет унифицировать с автомобилями серийного производства. Поэтому выбор оптимальной конструктивной схемы ходовой части, обеспечивающей максимальную унификацию разрабатываемых автомобилей на шинах этого типа с автомобилями, выпускаемыми серийно, представляет большой практический интерес.

Проведенный в НАМИ сравнительный анализ ряда вариантов различных принципиальных схем ходовой части и шасси автомобиля в целом позволил принять за основу дальнейших разработок схему шасси с шарнирно-сочлененной рамой. Такая схема позволит унифицировать агрегаты трансмиссии и

ходовой части автомобилей на шинах с низким внутренним давлением с агрегатами серийных автомобилей. В частности, сочлененная конструкция шасси позволяет устанавливать неуправляемые ведущие мосты и подвеску стандартного типа, в результате чего поворот автомобиля осуществляется за счет относительного поворота передней и задней секций рамы в горизонтальной плоскости при помощи достаточно мощного гидросилителя рулевого управления.

В НАМИ разработаны экспериментальные образцы сочлененных автомобилей (с шарнирно-сочлененной рамой) типа 6×6 и 8×8 и автопоездов на их базе, оборудованных как пневмокатками, так и арочными, широкопрофильными или тороидными шинами (рис. 1—3).

Автопоезд-самосвал грузоподъемностью 8 т на пневмокатках размера 1200×1200—500 состоит из трехосного сочлененного тягача и двухосного неактивного полуприцепа-самосвала. Тягач разработан на базе автомобиля «Урал-375С». Передние колеса у него — неповоротные, в конструкцию рамы введен шарнир с одной степенью свободы. Основными оригинальными узлами автопоезда являются шарнирное сочленение рамы тягача и колесный движитель.

Малое давление на грунт (0,03 МПа) обеспечивает автопоезду проходимость при работе в солеосадочных бассейнах солепромыслов как по илистому дну бассейна, так и по пласту соли, а шарнирно-сочлененная конструкция рамы позволяет, несмотря на колеса большой ширины, осуществлять поворот с меньшим радиусом, чем базовый автомобиль.

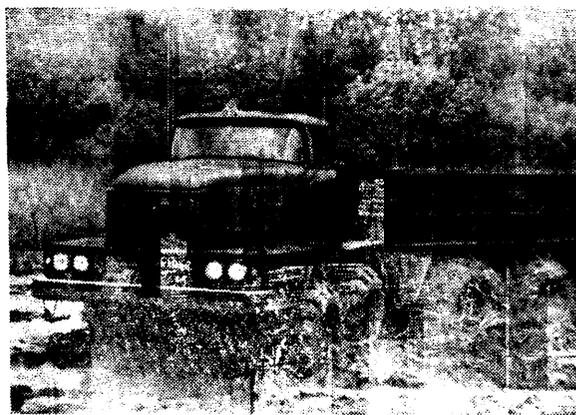
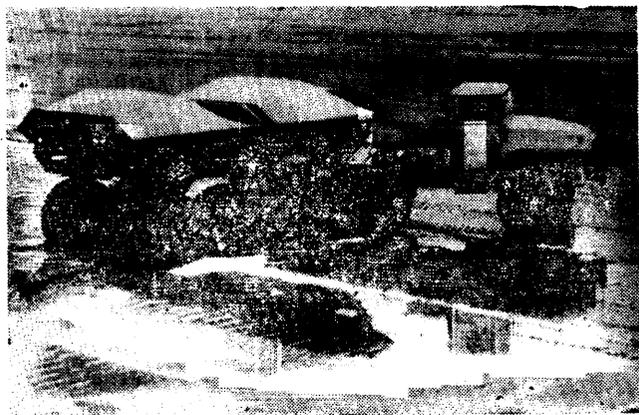


Рис. 1. Автопоезд-самосвал на пневмокатках преодолевает засолоченный участок соляного бассейна солепромысла. Сочлененный автомобиль на арочных шинах преодолевает заболоченный участок

Автомобильная промышленность, № 5, 1982 г.



Рис. 3. Автопоезд на пневмокатках в составе сочлененного тягача типа 8×8 и двухосного роспуска при перевозке плетей труб в пустынной местности

На рис. 3 показан разработанный НАМИ сочлененный автомобиль типа 8×8 на пневмокатках размера 1200×1200—500, используемый в качестве тягача автопоезда-плететрбовоза для перевозки труб и плетей (длинной до 36 м и диаметром до 1420 мм) в условиях труднопроходимой местности. Грузоподъемность автопоезда 14 т. Большинство узлов и агрегатов — серийные, выпускаемые отечественной автомобильной промышленностью.

В процессе создания и исследований сочлененных автомобилей уделялось большое внимание вопросам обеспечения их управляемости и курсовой устойчивости на высоких скоростях движения.

Были разработаны расчетные зависимости, позволившие на стадии проектирования определить требуемые соотношения размерных и массовых параметров передней секции автомобиля стабилизирующей прямойлинейное движение, а также оценить величину максимального момента сопротивления повороту сочлененного автомобиля, являющегося исходным параметром при расчете рулевого управления. В результате исследований и доводочных работ по системе рулевого управления сочлененных автомобилей типа 8×8 параметры их управляемости и курсовой устойчивости на скоростях движения вплоть до максимальной (85 км/ч) оцениваются как вполне удовлетворительные.

Принятое конструктивное направление позволило создать образцы многоосных автомобилей с широкопрофильными шинами с низким внутренним давлением на всех мостах на основе отработанных технических решений, а также с использованием агрегатов и узлов серийно выпускаемых автомобилей. При этом удалось обеспечить автомобилю габаритный радиус поворота менее 11 м, а также упростить конструкцию и повысить надежность ходовой части за счет исключения мостов с управляемыми колесами и применения, в частности для автомобиля типа 8×8, двух одинаковых балансирных тележек серийных трехосных автомобилей «Урал-375». Опыт, накопленный при создании и исследовании сочлененных автомобилей на базе агрегатов автомобилей «Урал», позволяет перейти к разработке сочлененных автомобилей большей грузоподъемности.

Рассмотрим результаты сравнительных исследований некоторых эксплуатационных качеств сочлененных автомобилей типа 8×8 на пневмокатках (автомобиль А) и арочных шинах (автомобиль Б); серийных автомобилей высокой проходимости типа 6×6 на широкопрофильных (автомобиль Г) и торонидных (автомобиль Д) шинах регулируемого давления, а также макетного образца автомобиля типа 8×8 на пневмокатках с передней поворотной тележкой и гитарным приводом колес (тягач В), имеющего, в отличие от автомобиля А, увеличенный дорожный просвет. Параметры испытываемых автомобилей приведены в таблице. Пневмокатки и арочные шины имели рисунок протектора типа «косая расчлененная елка» с малой насыщенностью грунтозацепов. Высота грунтозацепов пневмокатков 20—25 мм, угол их наклона 15°, шаг по середине беговой дорожки 125 мм.

Движение по дорогам с твердыми покрытиями. Для сравнительного определения потерь на качение шин по ровному твердому покрытию использовали инерционный метод (метод выбега). Эксперименты проводили при движении сравниваемых автомобилей по шоссе с цементобетонным покрытием. По результатам испытаний коэффициент сопротивления качению пневмокатков (рис. 4) оказался несколько большим, чем арочных шин.

Влияние пневмокатков на скоростные качества автомобиля при движении по неровным твердым покрытиям оценивали во время сравнительных заездов автомобиля А, автомобиля Г, имевшего тот же силовой агрегат и полную массу, и автомобиля Д по ровной и профилированной полосам булыжной дороги автополигона [2]. Чтобы учесть, как действует на водителя продолжительность движения, устанавливали протяженность пробега при заездах близкой к сменному заданию (до 250 км). Средняя скорость движения автомобиля А по ровной полосе составила 55,4 км/ч, по профилированной — 48,8 км/ч, что на 59—63% выше, чем у автомобиля Г, и на 32%, чем у автомобиля Д. Такое преимущество объясняется высокой плавностью хода автомобиля А благодаря повышенным сглаживающей и поглощающей способностям пневмокатков — последние существенно снижают вызываемые воздействием микропрофиля пути высокочастотные ускорения, которые ограничивают скорость движения по критерию комфортабельности.

Движение по снежной целине. Предел проходимости автомобиля в этом случае определяли при движении его на горизонтальных участках, покрытых сухим мелкозернистым снегом плотностью 0,292 г/см³, без наста. При глубине снега 46—52 см автомобили А, Б и Д сохраняли возможность движения со скоростью по 7—10 км/ч и уверенно маневрировали. При большей глубине снега их проходимость ограничивалась снежными валами, интенсивно нагреваемыми передними мостами и колесами. Однако автомобиль Б мог безостановочно двигаться по снегу глубиной 74 см, хотя и на пределе проходимости, тогда как автомобиль А мог продвигаться только с отходом назад (с «пробиванием колеи»). Глубина колеи после прохода автомобиля на пневмокатках, несмотря на его худшую проходимость, была 57 см, а после прохода автомобиля на арочных шинах — 60 см. Следовательно, по-

Параметры	Автомобиль А (В)	Автомобиль Б	Автомобиль Г	Автомобиль Д
Колесная формула	8×8	8×8	6×6	6×6
Шины:				
тип	Пневмокатки	Арочные	Широкопрофильные 1300×530—533	Торонидные 14,00—20
размер	1200×1200—500	1300×750	12	10
число слоев каркаса	4	8	0,1—0,35	0,05—0,32
Принятый при исследовании диапазон регулирования давления воздуха в шинах, МПа	0,04—0,10	0,05—0,25		
Распределение нагрузки на дорогу, кг:				
через передний мост (6×6), переднюю тележку (8×8)	10000 (8800)	10000	5500	3900
через заднюю тележку	10000 (8800)	10000	14200	9300
Дорожный просвет под картерами главных передач при номинальном давлении в шинах, мм	410 (670)	410	360	410
Удельная мощность, кВт/т, при испытании автомобиля:				
одиночного	8,8 (10,0)	8,8	9,0	9,7
в составе автопоезда с роспуском	5,1 (2,5)	5,1	3,1	

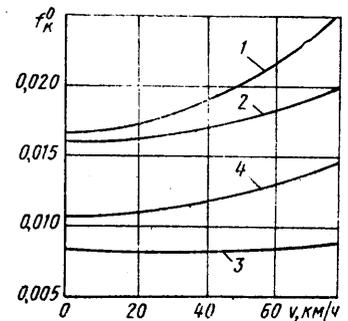


Рис. 4. Зависимость коэффициента сопротивления качению шин в ведомом режиме от скорости:

1 — автомобиль А ($p_{ш}=0,1$ МПа);
 2 — автомобиль Б ($p_{ш}=0,25$ МПа); 3 — автомобиль Г ($p_{ш}=0,35$ МПа); 4 — автомобиль Д ($p_{ш}=0,32$ МПа)

вышенные потери на качение пневмокатков вызваны шириной последних, из-за чего пневмокати испытывают со стороны снега (особенно неуплотненного, на котором колея глубже) большое сопротивление движению. Предельная проходимость автомобилей В и Д была практически одинаковой.

Чтобы оценить, как влияет увеличение дорожного просвета на проходимость тягача В и автомобиля Д, провели сравнительные испытания. Тягач В потерял проходимость при глубине снега 80 см; не имея существенных контактов картеров главных передач со снегом, автомобиль Д сохранил способность устойчивого движения. Таким образом, высказанное в работе [3] предположение о том, что автомобили типа 8×8 на пневмокатках размера 1200×1200 —500 при нагрузке на каток 2000—2500 кг можно эффективно использовать на снежной целине глубиной до 1,0—1,5 м, не подтвердилось.

Опорно-сцепные качества всех испытанных автомобилей на сравняемых шинах, включая пневмокати, не обеспечивали движения по поверхности глубокого снежного покрова при нагрузках, указанных в таблице. Вместе с тем увеличенная ширина образуемой пневмокатками колеи, являющаяся следствием неблагоприятного для этих условий соотношения ширины исследуемого пневмокатка к его диаметру значительно повышала сопротивление качению.

При уменьшении глубины снежного покрова до 20—25 см автомобиль А преодолевал подъемы крутизной до 40%, а автомобиль Д не преодолевал их из-за недостатка силы тяги со сцеплением. Испытанные в этих же условиях два тягача с гусеничными двигателями средним давлением на грунт 0,02 и 0,06 МПа показали равноценную с автомобилем А способность преодолевать подъемы.

Движение по болотистой местности. Участок заболоченной луговины не смогли преодолеть автомобили В, Г и Д из-за того, что колеса прорезали дерновый покров, а автомобиль А двигался по нему уверенно, причем несколько раз по собственному следу.

На способность автомобиля преодолевать на пневмокатках заболоченные участки влияет величина дорожного просвета — в случае прорезания дернового покрова ведущими колесами автомобиль А быстро терял способность двигаться из-за нагребания мостами срезанного дерна и травы. Тягач В в этих условиях имел существенное преимущество, так как повышенный на 260 мм просвет под картерами главных передач позволял ему передвигаться при глубине колеи по 80 см, где даже тракторы С-100 теряли проходимость.

Предельную проходимость тягача В по болотистой местности, поросшей камышом и имевшей торфяной подстил, определяли в сравнении с гусеничным транспортером. Движение тягача происходило с разрушением растительного покрова до нагребания тележками растительности и болотистого грунта, а потеря проходимости наступала из-за буксования пневмокатков. Преодолеть болото смог лишь транспортер с гусеницами, обеспечивающими давление на грунт 0,02 МПа.

Движение по суглинистому размокнутому грунту. Форсированные длительные заезды автомобиля А и автомобиля Д проводили после длительных дождей на испытательной трассе с подъемами крутизной до 15% при глубине размокшего грунта 12—16 см. В этих условиях пневмокатки из-за низкого давления на грунт взаимодействовали лишь с верхним переувлажненным слоем грунта, а торонидные шины образовывали колею, обеспечивающую более надежное сцепление с плотным низлежащим слоем. В результате средняя скорость автомобиля А была на 20—25% ниже, чем автомобиль Д.

При преодолении размокнувших подъемов с задерненной поверхностью пневмокати благодаря большой опорной площади позволили автомобилю А уверенно преодолевать подъемы крутизной до 55% без разрушения дерна, тогда как колеса автомобиля Д прорезали дерн и пробуксовывали, после чего движение становилось невозможным. В результате автомобиль Д мог преодолевать подъемы крутизной, на 10—15% меньше, чем автомобиль А.

Движение по сухому сыпучему песку. Эксперименты проводили при использовании автомобилей А и Б с кониками для перевозки труб в составе автопоездов-плететривозов с двухосными роспусками, оборудованными теми же шинами, что и тягачи, на трассе газопровода в пустыне Кызыл-Кум. Условия основных участков испытаний: барханный песок без плотного основания, сухой, сыпучий, не уплотняемый в колею. Основная трудность передвижения заключалась в преодолении подъемов (два — три на 1 км пути) на естественные барханы протяженностью до 100 м, крутизной до 25%. Обычные плететривозы, созданные на базе серийных трехосных автомобилей высокой проходимости, не могли преодолеть с грузом подъемы более 5—10% из-за недостатка

силы тяги по сцеплению. В связи с этим производственная перевозка труб осуществлялась тракторами Т-100М с колесными роспусками. На автопоездах с тягачами А и Б перевозили плети той же массы, что и тракторами, но со скоростью, в 2,5 раза большей, при расходе топлива в 4—5 раз меньшем.

По усредненным эксплуатационным данным, полученным на участке с подъемами крутизной до 25%, средняя скорость движения автопоезда на пневмокатках, нагруженного плетью массой 13 т, составляла 19,1 км/ч, что на 20% выше, чем у автопоезда на арочных шинах, а расход топлива был на 28% ниже.

Сравнительные испытания этих автопоездов с плететривозами на широкопрофильных шинах (тягач-автомобиль Г), имеющими тот же силовой агрегат, полную массу и массу груза, провели на песчаном участке протяженностью 33 км, по которому такой плететривоз мог продвигаться, поскольку крутизна подъемов не превышала 10%. Средняя скорость автопоезда на пневмокатках составила 19,0 км/ч, что на 18% превысило скорость автопоезда на арочных шинах, и на 31% — скорость плететривозов на широкопрофильных шинах. Расход топлива у автопоезда на пневмокатках был на 59% ниже, чем у автопоезда с автомобилем В и на 78% — чем с автомобилем Г. Это объясняется меньшим сопротивлением движению пневмокатков на песке, а также различными режимами работы двигателей — тягачи Б и Г по сравнению с тягачом А большее время двигались на низших передачах из-за ограничения скорости по плавности хода, вызванного большим количеством мелких барханов и песчаных ложбин. Величину сопротивления движению плететривозов на широкопрофильных шинах в этих условиях может характеризовать абсолютный расход топлива: он в 7,3 раза превышает контрольный расход одиночного автомобиля Г при движении по шоссе.

Таким образом, результаты исследований показали, что сочлененная схема шасси позволила создать образцы многоосных полноприводных автомобилей на широких шинах с соблюдением принципов преемственности с серийными автомобилями высокой проходимости, пригодные для всесторонней оценки их эксплуатационных возможностей и разработки конкретных промышленных рекомендаций.

Главным преимуществом автомобилей на пневмокатках исследованного типа следует считать сочетание рабочих качеств, обеспечивающих, с одной стороны, проходимость по грунтам, сопоставимую с проходимостью гусеничного движителя с давлением на грунт 0,04—0,06 МПа, с другой, — возможность движения по дорогам с твердым покрытием со скоростями обычных грузовых автомобилей без повреждения покрытий (в отличие от гусеничного движителя с металлическими траками).

Испытания разработанных четырехосных автомобилей на пневмокатках (пробег 10 тыс. км) и арочных шинах (пробег 38 тыс. км) показали, что движители этих типов целесообразно применять на транспортных маршрутах с относительно малой долей пробега по твердым дорогам, в частности, из-за повышенных потерь на качение в этих условиях. Наибольший эффект от применения исследованных пневмокатков по сравнению с другими типами шин высокой проходимости получен при работе на сыпучих песчаных грунтах. Эффективным, но более ограниченным может быть также применение пневмокатков на переувлажненных грунтах со связанным растительным покровом. Проходимость автомобилей на исследованных пневмокатках по бездорожью некоторых видов соответствует проходимости автомобилей с шинами регулируемого давления и арочными шинами или уступает ей (снежный покров малой плотности, суглинистый размокнувший грунт).

Конструкция разработанных сочлененных автомобилей позволяет применять в качестве сменных взаимозаменяемых все четыре типа шин (пневмокати, арочные, широкопрофильные и торонидные), что может в перспективе повысить степень приспособляемости таких автомобилей к работе в различных эксплуатационных условиях за счет смены колесного движителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Хлебников А. М., Кнороз В. И., Петров И. П. — Тр. НАМИ, 1973, вып. 143: 117 с.
2. Лаптев С. А. Центральные научно-исследовательский автотополгон НАМИ. М.: НИИНавтопром, 1969, 35 с.
3. Армадеров Р. Г., Бочаров Н. Ф., Филюшкин А. В. Движитель транспортного средства высокой проходимости. М.: Транспорт, 1972. 102 с.

Пути снижения расхода топлива легковых автомобилей с гидромеханическими передачами

В. Е. РАСКИН, канд. техн. наук О. И. ГИРУЦКИЙ, А. ГАУ
НАМИ, УВМВ (ЧССР)

ИЗУЧЕНИЕ зарубежной информации и отечественной статистики показывает, что единственным типом автоматической трансмиссии, серийно выпускаемой в массовых масштабах, является сейчас гидромеханическая передача (ГМП), и основные работы по совершенствованию автоматических передач — это работы по совершенствованию ГМП. Они направлены на оптимизацию параметров ГМП путем введения блокировки гидротрансформатора на высших передачах, увеличения числа передач с трех до четырех, применения дифференциальной схемы трансмиссии, улучшения систем регулирования давления масла в системе, отказа от второго масляного насоса, изменения конструкции основного масляного насоса и снижения за счет этого потерь мощности, а также использования электронных систем автоматического переключения передач.

Однако оптимизация разных параметров по-разному влияет на основные технико-эксплуатационные показатели легковых автомобилей и зависит от условий их эксплуатации. Например, по действующему в настоящее время стандарту для оценки топливной экономичности используют абсолютные значения расхода топлива в ездовом (городском) цикле $Q_{\text{д}}$ и при движении автомобиля по шоссе со скоростями 90 и 120 км/ч (Q_{90} и Q_{120}). Разные автомобили по каждому из этих параметров сравнить можно, однако сказать, какой автомобиль в целом экономичнее в эксплуатации, они не позволяют. Поэтому для того, чтобы оценить топливную экономичность автомобиля, предлагается использовать третий параметр — так называемый квазиэксплуатационный, т. е. осредненный расход топлива, учитывающий расходы топлива в различных условиях движения и пропорциональный пробегу автомобиля в этих условиях. При подсчете параметра считается¹, что пробег в условиях города средней полосы нашей страны составляет ~52,5% пробега автомобиля за весь срок эксплуатации, а пробег по шоссе — 47,5% (пробегом в горных и других специфических условиях пренебрегают). Расход топлива в городе в ездовом цикле определяется в соответствии с ОСТ 37.001.74, а на магистрали — в зависимости от времени работы двигателя в различных диапазонах угловой скорости вращения коленчатого вала при движении автомобиля в данных условиях. Последний надо пересчитать и получить закон распределения времени \bar{t} движения автомобиля с каждой конкретной скоростью $\bar{t}=f(v)$. Графически такая зависимость для автомобиля с двигателем рабочим объемом 1500 см³ показана на рис. 1, откуда видно, что наиболее употребляемая скорость движения автомобиля 70—90 км/ч (47,5% времени). На этом же рисунке приведен график вероятности P разгона при полностью открытой дроссельной заслонке в диапазонах скорос-

тей движения (0—40), (40—50)—(120—130) км/ч, который показывает, что режим разгона наиболее вероятен в диапазоне скоростей 50—70 км/ч (35%) и 80—100 км/ч (36%). Очевидно, что, если динамические качества автомобиля будут наилучшими в этих диапазонах скоростей движения, то автомобиль с такой трансмиссией будет обладать высокими эксплуатационными динамическими качествами. Вследствие этого при выборе передаточных чисел понижающих передач механического редуктора ГМП данный фактор учитывать необходимо.

По кривой распределения времени \bar{t} движения автомобиля с заданной скоростью (рис. 1) можно определить плотность распределения скорости (рис. 2) и построить кривую распределения часового расхода топлива G_T для данной скорости по времени (рис. 1). Тогда расход топлива Q_m при магистральном режиме движения автомобиля будет определяться как математическое ожидание $100 \int G_T dt / v_T v_{\text{ср}}$, в котором средняя скорость $v_{\text{ср}}$, определенная путем графического интегрирования кривой на рис. 2, равна 71,97 км/ч.

Для определения квазиэксплуатационного расхода топлива экспериментальным путем необходимо измерить расход топлива в цикле и найти экономическую характеристику автомобиля (зависимость расхода топлива от скорости движения) на высшей передаче. Делается это измерением расхода топлива при движении автомобиля по динамометрической дорожке на нескольких фиксированных скоростях, начиная с минимальной (40—50 км/ч) и кончая 120 км/ч. Затем строят график часового расхода топлива и рассчитывают Q_m как математическое ожидание того же выражения.

Для определения квазиэксплуатационного расхода топлива расчетным путем находят $Q_{\text{д}}$ и G_T , пользуясь известными методиками.

Если в механическом редукторе ГМП есть ускоряющая ступень, то следует определить минимальную скорость движения автомобиля на данной передаче, а до этой скорости расход G_T находить для движения на прямой передаче.

Предлагаемый единый критерий — квазиэксплуатационный расход топлива $Q_{\text{э}}$ — позволяет объективно оценивать преимущества и недостатки выбранных параметров трансмиссии или автомобиля и сравнивать автомобили с разными типами передач по данным, приводимым в каталогах и зарубежной литературе, используя эмпирическую формулу $Q_{\text{э}} = 0,525 Q_{\text{д}} + 0,4406 Q_{90} - 0,1286 Q_{120}$. Результаты расчетов по ней приведены в табл. 1.

Из таблицы видно, что применение ГМП на одних легковых автомобилях снижает квазиэксплуатационный расход топлива на 2—3%, а на других — повышает (в некоторых случаях 8%). Это зависит от конструктивных особенностей гидроредуктора ГМП и правильности согласования параметров трансмиссии и автомобиля, в частности, от выбора передаточных чисел механического редуктора ГМП и главной передачи, законов переключения передач, характеристик гидротрансформатора, особенностей кинематической схемы, потерь мощности в ГМП, наличия или отсутствия блокировки гидротрансформатора, схемы регулирования давления масла в масляной системе и т. д. Как влияют на топливную экономичность легкового автомобиля с двигателем рабочим объемом 1500 см³ и ГМП величины передаточных чисел главной передачи i_0 ускоряющей ступени i_y в механическом редукторе, показано в табл. 2.

Из таблицы видно, что уменьшение 4,1 до 3,8 при наличии прямой ступени механического редуктора ГМП дает экономию топлива 2,7%, а применение дополнительно к этому ускоряющей ступени $i_y = 0,816$ еще на 2,4%. При i_y

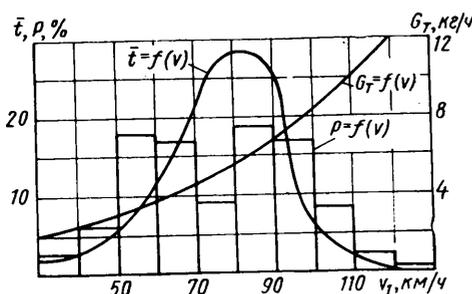


Рис. 1

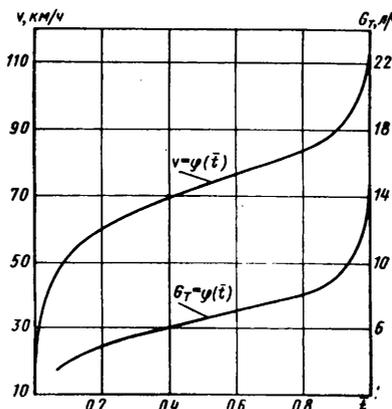


Рис. 2

¹ Звягин А. А., Кислюк Р. Д., Егоров А. Б. Автомобили ВАЗ: надежность и обслуживание. Л.: Машиностроение, 1981, с. 239.

ных 0,756 и 0,707, эффект по экономии топлива практически одинаков, и дальнейшее уменьшение i_y не ведет к снижению Q_3 . Таким образом, для $i_0=4,1$ передаточное число ускоряющей ступени не должно быть меньше 0,7, т. е. общее передаточное число трансмиссии на высшей передаче должно быть не менее 2,87 ($i_0 \cdot i_y$).

Чтобы определить пути совершенствования системы управления ГМП, провели расчеты (табл. 3) топливной экономичности автомобиля в зависимости от величины крутящего момента на приводе масляного насоса. Как видно из таблицы, на привод масляного насоса затрачивается 5,7% расхода топлива в городском цикле, 5,4% — при скорости 90 км/ч и 4,8% — при 120 км/ч. Регулирование давления масла по моменту, передаваемому включенными фрикционными, уменьшает расход топлива при движении в городском цикле на 1,9%, при скорости 90 км/ч — на 2,2% и при 120 км/ч на 1,9% (по сравнению со ступенчатым регулированием давления по включенной передаче). Для уменьшения потерь мощности на привод масляного насоса, составляющих основную долю потерь в ГМП, величину главного давления масла в системе необходимо регулировать в зависимости от действующего на фрикционные муфты крутящего момента. Наиболее целесообразный способ решения этой задачи оптимизации законов переключения ступеней — применение электронных систем управления ГМП.

Для оценки влияния блокировки гидротрансформатора на топливную экономичность был проведен расчет условной ГМП, имеющей все параметры исходной, но без блокировки. Расчет показал, что при незаблокированном гидротрансформаторе перерасход топлива в диапазоне скоростей движения 90—120 км/ч составляет около 5%. В городском цикле блокировка гидротрансформатора во всем диапазоне скоростей движения на второй и третьей ступенях позволяет снизить расход топлива на 6,4%.

Таблица 1

Автомобили	Трансмиссия*	Расход топлива, л/100 км				
		$Q_{ц}$	Q_{90}	Q_{120}	Q_3	$\Delta Q_3, \%$
Крайслер Санбим 1600 SLK	М	11,7	7,7	9,9	9,11	100
	А	11,0	7,9	10,2	8,81	96,8
Ауди 80LS	М	11,3	6,8	9,2	8,49	100
	А	11,1	7,5	10,7	8,58	101,0
VW Пассат GLS	М	12,6	6,2	11,6	8,54	100
	А	11,5	7,1	13,2	8,25	96,6
Рено 15 GTL	М	10,6	6,8	9,3	8,11	100
	А	10,4	7,6	10,8	8,26	101,8
Рено 20 TS	М	12,4	8,1	10,4	9,63	100
	А	11,4	8,6	10,9	9,32	96,7
Хонда Цивик 1250	М	7,4	6,3	8,8	6,22	100
	А	7,1	8,1	11,3	6,73	108,2
Опель Аскона	М	11,0	6,7	9,4	8,25	100
	А	10,9	7,7	10,5	8,61	104,3

* М — механическая, А — автоматическая.

Таким образом, при создании перспективной ГМП необходимо предусмотреть возможность блокировки гидротрансформатора не только на прямой, но и на понижающих передачах.

Был также определен оптимальный закон переключения передач при движении автомобиля в городском цикле, при котором расход топлива снижается по сравнению с исходным на 7,3% (табл. 3). Экспериментальные исследования легкового автомобиля с исходным вариантом ГМП (табл. 3) и с ГМП,

Таблица 2

Расход топлива	Передаточное число главной передачи (ускоряющей ступени в механическом редукторе)							
	4,1 (1)	3,9 (1)	3,8 (1)	4,1 (0,854)	4,1 (0,756)	4,1 (0,707)	3,8 (0,816)	3,8 (0,75)
$Q, л/100 км$	10,22	10,05	9,95	9,89	9,80	9,78	9,65	9,62
$Q, \%$	100	98,33	97,32	96,78	95,89	95,68	94,36	94,12

Вариант конструкции	Величина расхода топлива, %			
	$Q_{ц}$	Q_{90}	Q_{120}	Q_3
Исходный вариант — ступенчатое регулирование давления по включенной передаче (трехступенчатый механический редуктор; $i_0=4,1$)	100*	100	100	100
Без учета потерь мощности на привод масляного насоса	94,3	94,6	95,2	94,5
Регулирование давления по величине передаваемого момента; пределы регулирования 0,3—1,2 МПа	98,1	97,8	98,1	98,0
Незаблокированный гидротрансформатор	106,4	104,8	105,5	105,4
Оптимальный закон переключения ступеней	92,9*	100	100	96,3
Оптимизированный вариант гидромеханической передачи (четырёхступенчатый механический редуктор; $i_0=3,8$; $i_y=0,75$)	91,9	85,4	84,32	87,42

* Подтверждено экспериментом.

имеющей оптимальный закон переключения передач, подтвердили полученные данные.

Передаточное число главной передачи определяет частоту вращения коленчатого вала двигателя и, следовательно, величину потерь мощности на привод вспомогательных агрегатов, масляного насоса и т. п., уменьшая тем самым расход топлива. Действительно, если при одной и той же скорости движения автомобиля передаточное число с 4,3 уменьшить до 3,1, то топлива на привод масляного насоса тратится на 1,2% меньше (рис. 3). Эта же закономерность прослеживается и на рис. 4: снижение i_0 с 4,1 до 2,9 (при заблокированном ГМП) при скорости 90 км/ч ведет к уменьшению расхода топлива

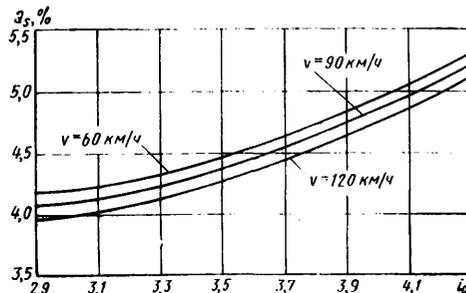


Рис. 3

на 14,6%, а при скорости 120 км/ч — на 15,7%. Правда, при движении в городском цикле зависимость расхода топлива от i_0 не столь однозначна, поскольку при снижении i_0 до определенной величины ($i_0=3,8$) на прямой передаче двигаться со скоростью, меньшей 35 км/ч, нельзя (по минимально допускаемой частоте вращения коленчатого вала двигателя). Это уменьшает время использования прямой передачи в цикле движения и, одновременно, увеличивает время работы на второй передаче и, соответственно, расход топлива (рис. 5). Затем, до $i_0=3,2$, расход топлива снова уменьшается до тех пор, пока нужно будет включать первую передачу (при скорости 32 км/ч). После этого время работы на первой передаче резко возрастает и, следовательно, растет и расход топлива.

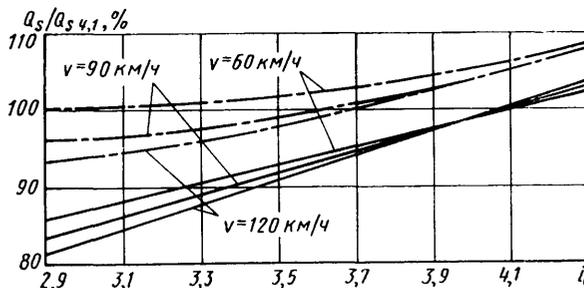


Рис. 4

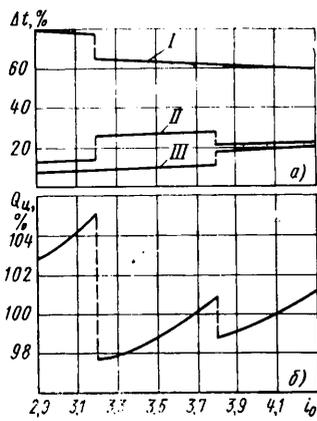


Рис. 5

Несмотря на то, что уменьшение i_0 улучшает топливную экономичность автомобиля уменьшать это число до величин, меньших 3,5, нецелесообразно, поскольку это приведет к ухудшению динамических качеств автомобиля. Поэтому оптимальным для ГМП с трехступенчатым механическим редуктором следует считать $i_0=3,8$. Вывод справедлив и для ГМП с четырехступенчатым механическим редуктором, потому что высшая или ускоряющая передача в этом случае в городском цикле не используются.

Выбрав передаточное число главной передачи, можно приступать к выбору передаточных чисел механического редуктора. Расчет показывает, что ряд передаточных чисел 2,2—1,4—1 снижает расход топлива в городском цикле по сравнению с рядом передаточных чисел гидропередачи GM-30HV и Тойота (2,40—1,48—1) на 1,2%, с рядом ZF-3HP12 (2,56—1,52—1) на 2,3%, с рядом Рено (2,39—1,45—1) на 1% (рис. 6). Если передаточное число второй передачи уменьшить до 1,3, расход топлива можно снизить еще на 0,6%. Уменьшать передаточное число первой передачи тоже можно, но не больше чем до 2,2, так как в противном случае динамические качества автомобиля будут значительно хуже тех, которые (примерно одинаковые) имеют место на передаточных числах передачи 2,2—2,6.

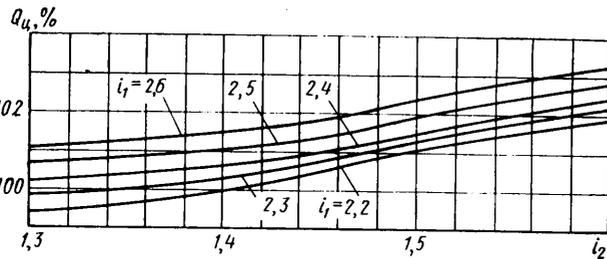


Рис. 6

Несмотря на наличие блокировки гидротрансформатора на второй и третьей передачах, его характеристики влияют на топливную экономичность автомобиля, и, как показывает расчет, наилучшей при движении в городском цикле она получается при $K_0 \cdot i_1 \cdot i_0 = 20 \div 23$.

При расчете для различных передаточных чисел первой ступени механического редуктора i_1 ($i_0=3,8$) учитывалось (рис. 7) изменение КПД гидротрансформатора в зависимости от величины максимального коэффициента трансформации K_0 , полученное экспериментальным путем. За 100% принимался расход топлива в цикле при $K_0=2,3$.

Как видно из рисунка, при невысоком значении передаточного числа первой ступени (2,2) следует применять гидротрансформатор с более высокими преобразующими свойствами ($K_0=2,4 \div 2,6$), а при его увеличении до 2,5 максимальный

коэффициент трансформации может быть снижен до $K_0=2,1 \div 2,4$.

На этом же рисунке приведен график изменения расхода топлива в цикле в зависимости от величины коэффициента входного момента гидротрансформатора $\lambda_{гт}$, при этом за 100% принят расход для гидротрансформатора с активным диаметром $D_a=230$ мм и $\lambda_{гт}=2 \cdot 10^{-5}$ Н·м·мин⁻² ($\lambda_{10}=3,77 \times 10^{-6}$ мин⁻²/м — коэффициент входного момента), что соответствует частоте вращения коленчатого вала двигателя на стоповом режиме $n_{1e}=2150$ мин⁻¹. Из графика видно, что уменьшение $\lambda_{гт}$ до $1,6 \cdot 10^{-5}$ Н·м·мин⁻² ($n_{1e}=2450$ мин⁻¹) увеличивает расход топлива на 1%, а увеличение $\lambda_{гт}$ до $2,4 \cdot 10^{-5}$ Н·м·мин⁻² ($n_{1e}=1900$ мин⁻¹) уменьшает его на 0,7%. Таким образом, в данном случае коэффициент входного момента должен быть не ниже $2,0 \cdot 10^{-5}$ Н·м·мин⁻². Если же активный диаметр гидротрансформатора снизить до 220 мм, то для получения той же характеристики совмещения гидротрансформатора с двигателем коэффициент λ_{10} должен быть не менее $4,6 \cdot 10^{-6}$ мин⁻²/м.

Выполненные исследования позволяют утверждать, что для ГМП малого класса:

механический редуктор должен иметь четыре ступени для движения вперед. Если последняя — ускоряющая, то $i_1=2,2 \div 2,3$; $i_2=1,3 \div 1,4$; $i_3=1$; $i_4=0,75$; если последняя — прямая то: $i_1=2,9 \div 3,0$; $i_2=1,75 \div 1,85$; $i_3=1,3 \div 1,4$; $i_4=1$. Передачное число главной передачи должно быть равным 3,1 или 2,9;

гидротрансформатор должен иметь нагрузочные свойства обеспечивающие на стоповом режиме частоту вращения коленчатого вала двигателя >2100 мин⁻¹ и $K_0 \geq 2,1$ (при $i_1 > i_0=9,50$) или $\geq 2,4$ (при $i_1 \cdot i_0=8,36$);

система управления ГМП должна изменять давление масла пропорционально крутящему моменту, передаваемому фрикционными муфтами;

переключение передач должно осуществляться электронно системой автоматического управления так, чтобы автомобиль в каждый момент времени двигался на той передаче, на которой расход топлива минимален, а при блокировке гидротрансформатора — до минимально допустимых частот вращения коленчатого вала двигателя.

В заключение отметим: расчеты и эксперименты убеждают, что у легкового автомобиля, оборудованного ГМП и имеющего оптимизированные параметры трансмиссии, эксплуатационный расход топлива будет на 5—8% меньше, чем у автомобиля с механической четырехступенчатой коробкой пере-

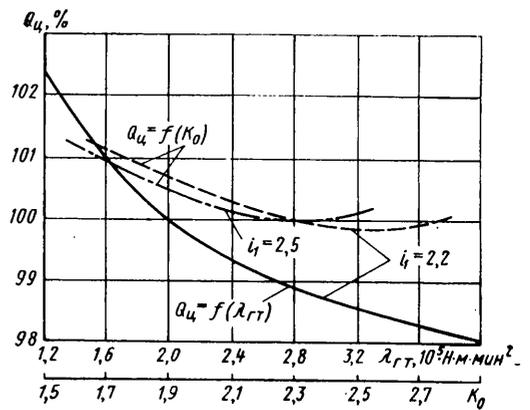


Рис. 7

коэффициент трансформации может быть снижен до $K_0=2,1 \div 2,4$.

На этом же рисунке приведен график изменения расхода топлива в цикле в зависимости от величины коэффициента входного момента гидротрансформатора $\lambda_{гт}$, при этом за 100% принят расход для гидротрансформатора с активным диаметром $D_a=230$ мм и $\lambda_{гт}=2 \cdot 10^{-5}$ Н·м·мин⁻² ($\lambda_{10}=3,77 \times 10^{-6}$ мин⁻²/м — коэффициент входного момента), что соответствует частоте вращения коленчатого вала двигателя на стоповом режиме $n_{1e}=2150$ мин⁻¹. Из графика видно, что уменьшение $\lambda_{гт}$ до $1,6 \cdot 10^{-5}$ Н·м·мин⁻² ($n_{1e}=2450$ мин⁻¹) увеличивает расход топлива на 1%, а увеличение $\lambda_{гт}$ до $2,4 \cdot 10^{-5}$ Н·м·мин⁻² ($n_{1e}=1900$ мин⁻¹) уменьшает его на 0,7%. Таким образом, в данном случае коэффициент входного момента должен быть не ниже $2,0 \cdot 10^{-5}$ Н·м·мин⁻². Если же активный диаметр гидротрансформатора снизить до 220 мм, то для получения той же характеристики совмещения гидротрансформатора с двигателем коэффициент λ_{10} должен быть не менее $4,6 \cdot 10^{-6}$ мин⁻²/м.

Выполненные исследования позволяют утверждать, что для ГМП малого класса:

механический редуктор должен иметь четыре ступени для движения вперед. Если последняя — ускоряющая, то $i_1=2,2 \div 2,3$; $i_2=1,3 \div 1,4$; $i_3=1$; $i_4=0,75$; если последняя — прямая то: $i_1=2,9 \div 3,0$; $i_2=1,75 \div 1,85$; $i_3=1,3 \div 1,4$; $i_4=1$. Передачное число главной передачи должно быть равным 3,1 или 2,9;

гидротрансформатор должен иметь нагрузочные свойства обеспечивающие на стоповом режиме частоту вращения коленчатого вала двигателя >2100 мин⁻¹ и $K_0 \geq 2,1$ (при $i_1 > i_0=9,50$) или $\geq 2,4$ (при $i_1 \cdot i_0=8,36$);

система управления ГМП должна изменять давление масла пропорционально крутящему моменту, передаваемому фрикционными муфтами;

переключение передач должно осуществляться электронно системой автоматического управления так, чтобы автомобиль в каждый момент времени двигался на той передаче, на которой расход топлива минимален, а при блокировке гидротрансформатора — до минимально допустимых частот вращения коленчатого вала двигателя.

В заключение отметим: расчеты и эксперименты убеждают, что у легкового автомобиля, оборудованного ГМП и имеющего оптимизированные параметры трансмиссии, эксплуатационный расход топлива будет на 5—8% меньше, чем у автомобиля с механической четырехступенчатой коробкой пере-

К вопросу расчета тепловой динамики многодисковых фрикционных муфт гидромеханических передач автомобилей

В. Н. ГУРЛЕНЯ, С. Б. САМАРЦЕВ, канд. техн. наук В. П. ТАРАСИ
Могилевский машиностроительный институт

ВЫБОР оптимальных конструктивных параметров многодисковых фрикционных муфт невозможен без расчета теплового режима работы дисков.

Обычно температуру нагрева дисков определяют из условия ее пропорцио-

нальности работе буксования, отнесенной к теплоемкости и массе дисков [1] при допущении, что тепло в теле диска распространяется мгновенно и также (коэффициент теплопроводности материала стремится к бесконечности) мгновенно выравнивается температура по всему его объему, т. е. не учитывает длительность процесса буксования. Действительность скорость распространения тепла конечна, а сам процесс теплопередачи нестационарен.

обычно выравнивается температура по всему его объему, т. е. не учитывает длительность процесса буксования. Действительность скорость распространения тепла конечна, а сам процесс теплопередачи нестационарен.

С целью определения действительного влияния на тепловой режим работы дисков времени буксования проведены экспериментальные исследования многодисковой фрикционной муфты на инерционном стенде [2]. Испытания проводили в тормозном режиме, причем время буксования t_6 изменяли путем изменения удельного давления на диски, а работу буксования A_6 дисков оставляли постоянной.

Исследованиями установлено (рис. 1),

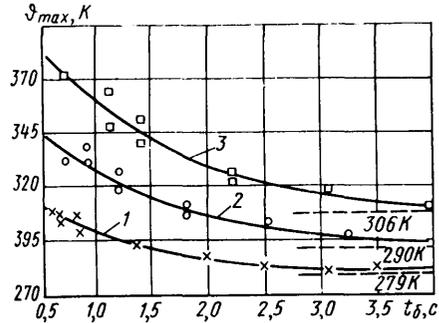


Рис. 1. Зависимости максимальной средней поверхностной температуры ведущих дисков θ_{max} от времени буксования муфты t_6 , полученные экспериментально (сплошные линии) и теоретически (штриховые линии): 1 — $A_6 = 40$ кДж; 2 — $A_6 = 90$ кДж; 3 — $A_6 = 160$ кДж

что только при значительной величине t_6 (более 3,5 с) температура ведущих стальных дисков приближалась к расчетной по методу работы [1], а с уменьшением времени буксования существенно отличалась от расчетной. Причем это зависимость тем сильнее выражена, чем больше работа буксования (рис. 1).

Значительное влияние на температуру дисков оказывает также увеличение их толщины и снижение теплопроводности материала (например, при использовании накладок из металлокерамики). Особенно сильно диски нагреваются при быстро распространяющемся тепловом импульсе ($t_6 < 0,3$ с). В этом случае тепло генерируется на поверхности диска и не успевает распространиться на всю его глубину.

Следует отметить, что все применяемые в настоящее время методы расчета дисков муфт [1—6], основанные на составлении дифференциальных уравнений теплопередачи, в той или иной мере приближены, так как в их основу положены различные упрощающие допущения.

Основным отличием этих методов является принимаемое допущение о характере возникающего на поверхностях трения фрикционных дисков теплового потока. Так, авторы работ [1—6] полагают, что тепловой поток имеет постоянную интенсивность, в работе [3] его принимают линейно возрастающим, а в работах [2, 4, 5] — переменным, зависящим от изменения характеристик процесса буксования фрикционных муфт: момента трения и относительной скорости вращения дисков. Поскольку процесс буксования зависит от параметров динамической системы автомобиля (распределения масс системы и упругих элементов) и нелинейных характеристик двигателя, гидротрансформатора, гидропривода управления муфтой, а также переменного коэффициента трения, то необходимо учитывать реальное изменение теплового потока, как это

жено в работах [2, 4, 5]. При этом процесс движения масс описывает система нелинейных дифференциальных уравнений. Аналитические выражения для определения температуры дисков не отражают основных свойств процесса теплопередачи. Это касается и колебательных свойств системы [4], обуславливаемых податливостями упругих связей и возникающими в процессе буксования муфты релаксационными колебаниями замыкаемых фрикционных элементов. Поэтому алгоритмический метод исследования тепловой динамики фрикционных муфт автомобиля при помощи ЭВМ наиболее приемлем при исследовании систем, описываемых нелинейными дифференциальными уравнениями движения масс автомобиля. Для расчета средней температуры на поверхности дисков используется метод теплового баланса, основанный на составлении дифференциальных уравнений теплопередачи диска, разбитого на слои [2], в середине каждого из которых определяется температура (рис. 2). Поскольку в этом случае рассматривается симметричная задача, т. е. нагрев осуществляется с одинаковой интенсивностью с обеих сторон диска, то достаточно учитывать распределение тепла только в одной его половине.

При составлении расчетного алгоритма использовались следующие рекомендации [2] по исследованию переходных процессов в трансмиссии автомобиля с ГМП: динамическая модель автомобиля должна содержать не менее четырех масс, учитывать упругие свойства трансмиссии и шин, фрикционную связь колес с дорогой, нелинейность характеристик двигателя, гидротрансформатора и усилия сжатия пакета дисков, изменения коэффициента трения, обусловленную зависимостью его от параметров буксования.

Учет нелинейностей системы автомобиля позволяет получить реальный процесс изменения теплового потока, а следовательно, и температуры дисков муфты. Системы дифференциальных уравнений теплопередачи и движения масс решались на ЭВМ при помощи программ, составленных на языке ФОРТРАН. Алгоритм позволяет комплексно оценить работу трансмиссии по динамическим нагрузкам и тепловой динамике фрикционных элементов.

Для нахождения необходимого расчетного числа слоев диска (или числа дифференциальных уравнений теплопередачи) при определении средней поверхностной температуры, и влияния на ее

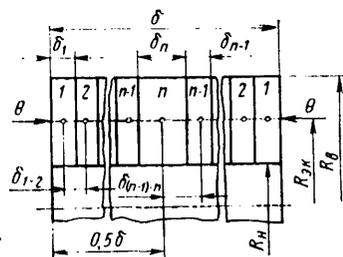


Рис. 2. Схема разбивки фрикционного диска на элементарные пластины (слои) для составления дифференциальных уравнений теплопередачи ($R_n, R_{эв}, R_n$ — соответственно внешний, эквивалентный и внутренний радиусы; $\delta_{1-2}, \delta_{(n-1)-n}$ — расстояния между соседними элементарными слоями фрикционного элемента,

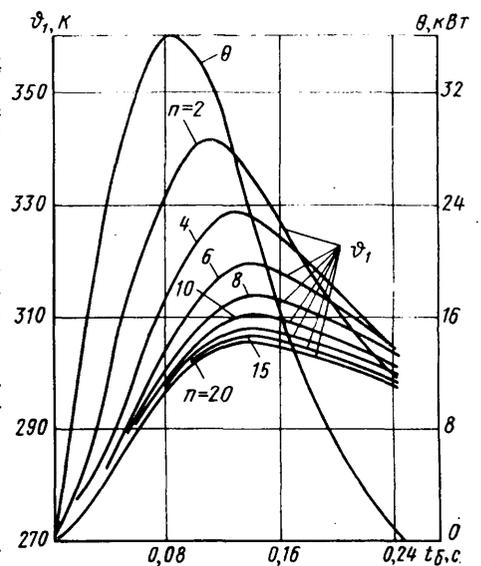


Рис. 3. Изменение средней поверхностной температуры диска и теплового потока в процессе буксования муфты при различном числе слоев n

расчет толщины слоев диска и способа их разбивки был проведен анализ методики (на примере расчета многодисковых фрикционных муфт ГМП автомобиля БелАЗ-548А). Исследовали стальные диски толщиной $\delta = 4$ мм (примерно в 2 раза больше существующей), что позволяло изменять в широких пределах число расчетных слоев. Предполагалось, что толщина δ_1 поверхностного (первого) слоя при любой разбивке всегда равна 0,1 мм и, таким образом, температуру поверхностного слоя на глубине 0,05 мм можно принимать в качестве усредненной поверхностной. За счет изменения толщины среднего n -го слоя увеличивается число остальных расчетных слоев. Причем, их толщина также принимается равной 0,1 мм, т. е. разбивка диска на слои имеет равномерный характер. В связи с этим минимальное число слоев равно 2, а максимальное — 20. Для расчетов на этапе анализа методики использовалась упрощенная трехмассовая без упругих связей модель автомобиля. Коэффициент трения был принят постоянным. Процесс трогания автомобиля рассматривался на первой передаче, как в наиболее тяжелом режиме работы муфты.

Исследования позволили установить, что увеличение числа слоев диска при одинаковой их толщине существенно изменяет как величину, так и характер зависимости поверхностной температуры θ_1 от времени (рис. 3). При меньших значениях n максимум температуры смещен в сторону максимума теплового потока θ , так как значительный по толщине средний слой, замедляя скорость проникновения в диск теплового потока, способствует температурному насыщению остальных слоев и особенно поверхностного. Наибольшее насыщение происходит при максимальном значении теплового потока.

При расчетном числе слоев $n > 15$, т. е. в случае, когда толщина среднего слоя становится почти равной толщине остальных, равномерность разбивки диска обеспечивает расчет поверхностной температуры при равномерной конечной скорости развития процесса теплопередачи фрикционного элемента,

Автомобильная промышленность, № 5, 1982 г.

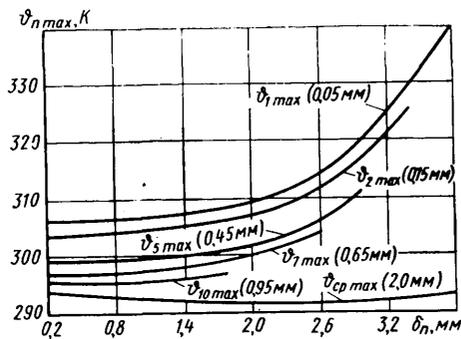


Рис. 4. Зависимость максимальной температуры в различных слоях диска (или на различном расстоянии от поверхности трения) от толщины среднего слоя

обусловленного его свойствами — толщиной и температуропроводностью. При этом максимум температуры смещается относительно максимума теплового потока ближе к концу процесса буксования муфты.

На рис. 4 показаны зависимости максимальных температур в различных слоях от толщины среднего слоя диска δ_n . Как видно из графика, при различной величине δ_n температура в середине диска $v_{cp\ max}$ практически не изменяется. Однако чем ближе к поверхности элемента определяется температура, тем больше (особенно при значениях $\delta_n > 1,2$ мм) она зависит от принятой толщины среднего слоя.

Таким образом, чтобы исключить влияние толщины слоев на усредненную поверхностную температуру, необходима равномерная разбивка диска на слои.

Толщина каждого слоя, за исключением последнего, должна быть равна 0,1 мм. Тогда, как уже упоминалось, температуру поверхностного слоя на глубине 0,05 мм можно принять равной усредненной поверхностной. Уменьшение толщины слоя приводит к увеличению времени интегрирования дифференциальных уравнений из-за необходимости уменьшения шага интегрирования, кратного толщине слоя, точность при этом не повышается. Попытка использовать толщину слоев больше 0,1 мм (0,2 мм и других промежуточных значений) приводит к снижению поверхностной температуры, а в дальнейших исследованиях к уменьшению точности ее расчета.

Толщину среднего слоя выбирают в зависимости от общей толщины диска, и при условиях, указанных выше, она находится в пределах до 0,2 мм. Однако это правило можно не соблюдать при расчете температуры в середине диска, которая не зависит от способа его разбивки, что позволяет упростить и ускорить ее определение.

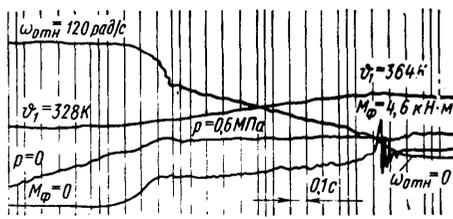


Рис. 5. Осциллограмма процесса включения муфты БелАЗ-540

($\omega_{отн}$ — скорость относительного скольжения дисков; v_1 — усредненная поверхностная температура стального диска; p — давление в бустере муфты; M_ϕ — момент трения)

Для оценки метода теплового баланса исследовали серийную фрикционную муфту автомобиля БелАЗ-540 на инерционном стенде, отличительной особенностью которого по сравнению со стендом, описанным в работе [2], является наличие гидротрансформатора, находящегося между установкой с муфтой и маховиком и позволяющего производить пробуксовку муфты до полной остановки ведущих дисков без выключения электродвигателя. Температуру измеряли при помощи хромель-копелевых термодпар, установленных в ведущем стальном диске, расположенном в середине пакета дисков. Головки термодпар диаметром 0,7—0,9 мм располагали по среднему радиусу диска [7]. Поскольку температуру измеряли в поверхностном слое толщиной до 0,2—0,4 мм, то полученный результат принимали в качестве усредненной поверхностной температуры и сравнивали с расчетной, определенной в этих же слоях. Осциллограмма процесса буксования муфты показана на рис. 5.

Точность измерения и численного определения температуры зависит от многих факторов. В первом случае определяющим является показатель термической инерции чувствительного элемента термодпары (в данном случае 0,2—0,4 с), во втором — трудности расчета термических параметров: коэффициента теплообмена с внешней средой и коэффициентов распределения теплового потока, а также коэффициента взаимного перекрытия элементов трения. Охлаждение поверхности трения жидкостью не учитывается, а коэффициент распределения потока, определенный по формуле Шаррона [5], для стального диска равен 0,63. Коэффициент взаимного перекрытия находится в пределах 0,4—0,7 и для исследуемых дисков равен 0,7.

На рис. 6 кривые показывают достаточно хорошее совпадение теоретических и действительных значений температуры дисков. Несовпадение кривых на начальном участке обусловлено инерционностью термодпары.

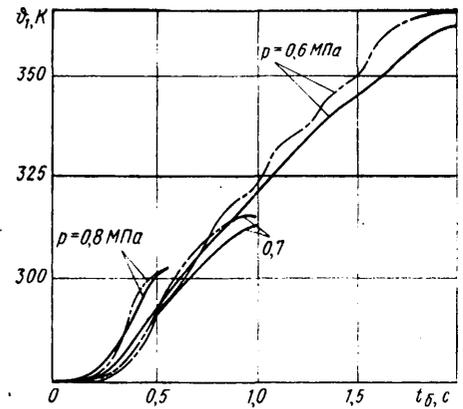


Рис. 6. Результаты сравнительных экспериментальных (штриховые линии) и расчетных (сплошные линии) исследований нагрева ведущего диска при скорости начала буксования муфты 120 рад/с и различных давлениях в системе

Применение данного метода расчета позволяет на стадии проектно-конструкторских и экспериментально-доводочных работ с достаточной точностью определить тепловую динамику фрикционных элементов многодисковых муфт и влияние на температуру дисков различных параметров и характеристик механической системы автомобиля, в том числе параметров фрикционной муфты, механизмов плавного ее включения, режимов движения и т. п., а также выявить общие закономерности, обуславливающие протекание нестационарного процесса теплопередачи.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Чудаков Е. А. Расчет автомобиля. М.: Mashgiz, 1947, с. 119—131, 400—410.
2. Тарасик В. П. Фрикционные муфты автомобильных гидромеханических передач. Минск: Наука и техника, 1973, с. 225—278.
3. Tataiah K. An analysis of automatic transmission. Clutch — plate temperatures. SAE Prepr., s. a. № 720287, 8 pp.
4. Лойко А. А. Экспериментально-расчетное определение температуры полей в элементах трения многодисковых фрикционов. — Труды МАДИ: Гидромеханические передачи автомобилей. М.: МАДИ, 1973, вып. 54, с. 131—142.
5. Чичинадзе А. В. Расчет и исследование внешнего трения при торможении. М.: Наука, 1967, 230 с.
6. Зельцерман И. М., Каминский Д. М., Оношко А. Д. Фрикционные муфты и тормоза гусеничных машин. М.: Машиностроение, 1965, с. 92—110.
7. Лойко А. А. К вопросу измерения температуры в парах трения фрикционов. — Труды МАДИ: Гидромеханические передачи автомобилей. М.: МАДИ, 1973, вып. 54, с. 123—130.

Оценка плавности переключений гидромеханических передач легковых автомобилей

И. А. ФИСЕНКО, Ю. К. ЕСЕНОВСКИЙ-ЛАШКОВ, Е. М. СКОКОВ

НАМИ

ПЛАВНОСТЬ переключений гидромеханических передач (ГМП) является важным эксплуатационным фактором легкового автомобиля, поскольку она определяет такие его качества, как комфортабельность и конкурентоспособность. Несмотря на то, что вопросам оценки плавности переключений ГМП посвящено много работ [1—2], критерия для объективной оценки плавности переключений ГМП автомобилей малого класса в настоящее время нет. В связи с этим были проведены исследования по выбору такого критерия и установлению его предельных значений. В процессе исследований были испытаны три автомобиля, оборудованные датчиками, позволяющими регистрировать на магнитную ленту следующие параметры: крутящий момент на полуоси, продольное ускорение кузова автомобиля, номер включенной передачи, величину угла открытия дроссельной заслонки. Эти же параметры, а также производную продольного ускорения, записывали на бумагу при помощи магнитографа, сигнал производной продольного ускорения — через дифференцирующий контур, который выполнен по схеме, описанной в работе [2].

Эксперимент проводили в такой последовательности: сначала по результатам предварительных заездов для каждого автомобиля было выбрано 11 видов переключений, постоянно которых водители могли легко выдерживать (например, переключение 1—2 на режиме разгона при степени открытия дроссельной заслонки 50% или переключение 2—3 при разгоне на режиме «клик даун»). Для выбранных переключений на каждом автомобиле были получены объективные данные (размахи колебаний: крутящего момента M на полуоси, продольного ускорения j кузова автомобиля и его производной j'), а затем — субъективные оценки испытателей.

Обеспечить одновременную запись параметров процесса переключения и получить субъективные оценки по ряду технических причин не представилось возможным, поэтому перед началом эксперимента была проведена серия предварительных заездов автомобиля для оценки стабильности процесса одного и того же вида переключения (было выбрано переключение вида 1—2 на режиме разгона при открытии дроссельной заслонки на 50%). Процесс переключения оценивался по разбросу времени переключения, частоте вращения коленчатого вала двигателя, соответствующей началу и концу переключения, размаху колебаний продольного ускорения кузова. По результатам 28 заездов было установлено, что среднеквадратичное отклонение частоты вращения коленчатого вала двигателя, соответствующее началу и концу процесса переключения ГМП, соответственно составляет 169,9 и 113,7 мин⁻¹ при средних значениях 2722 и 1789 мин⁻¹. Среднеквадратичное отклонение времени процесса переключения ГМП составило 0,05 с. По результатам 14 заездов по выбранному виду переключения установлено, что наибольшее отклонение размахов колебаний продольного ускорения кузова автомобиля составило не более 0,01g, что соответствовало точности измерений.

Испытания позволили сделать вывод, что принятый порядок проведения эксперимента (сначала получение объективных дан-

ных, затем субъективная оценка выбранных тестов и сопоставление полученных данных) с достаточной степенью достоверности можно считать обоснованным.

Полученные результаты представлены на рис. 1 в виде кривых распределения субъективных оценок, где по оси абсцисс отложены размахи колебаний M, j, j' , а по оси ординат — число субъективных оценок.

Всего в ходе эксперимента было оценено 33 переключения различных по плавности (каждое переключение оценивали по пятибалльной шкале). Для трех различных критериев M, j, j' было получено по 526 субъективных оценок. Для выбора наиболее достоверного критерия оценки плавности переключений ГМП была проведена прямая корреляция субъективных оценок и для каждого распределения просчитан коэффициент корреляции. По уравнениям линейных регрессий построены зависимости критериев плавности переключений ГМП от субъективных оценок (рис. 2) по балльной шкале.

Соответствующие для распределений субъективных оценок коэффициенты корреляции имеют значения: $r_M = 0,67$; $r_j = 0,54$; $r_{j'} = 0,81$. Расчеты показали, что наиболее достоверным критерием оценки плавности переключений ГМП является первая производная по времени продольного ускорения кузова автомобиля j' . Этот вывод согласуется с данными, полученными ранее специалистами ЗИЛа [2].

Предварительная оценка плавности переключений ГМП по балльной шкале показала, что этим методом пользоваться нецелесообразно. Значительно удобнее проводить сравнительную оценку на основании статистических данных по плавности переключений аналогов сравниваемой ГМП. Однако при этом необходимо установить границу для допустимых и недопустимых по качеству пере-

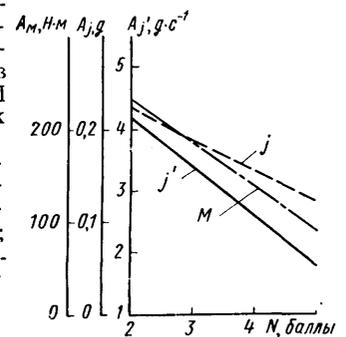


Рис. 2. Зависимость критериев плавности от субъективных оценок (N — оценка плавности; A — размахи колебаний)

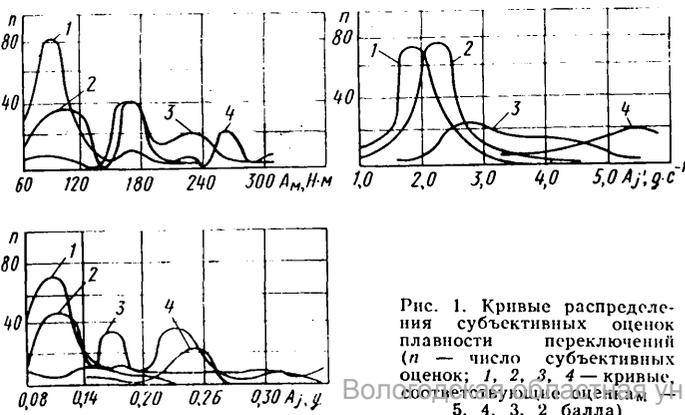


Рис. 1. Кривые распределения субъективных оценок плавности переключений (n — число субъективных оценок; 1, 2, 3, 4 — кривые, соответствующие оценкам 5, 4, 3, 2 балла)

Режим	Обозначение вида переключения ГМП	Величина максимального размаха колебаний критерия j' для различных моделей автомобилей, $g \cdot c^{-1}$						
		№ 1	№ 2	№ 3, вариант 1	№ 3, вариант 2	Мерседес-Бенц 280	Мерседес-Бенц 600	ЗИЛ-114*
Переключения: при разгоне с полным открытием дроссельной заслонки	1—2	1,38	1,92	1,79	2,76	1,2	1,5	1,4
	2—3	2,16	2,92	2,44	2,83	1,8	2,7	—
при разгоне с минимальным открытием дроссельной заслонки	1—2	1,72	1,19	0,32	0,40	0,5	—	—
	2—3	2,07	2,24	1,43	0,79	0,7	—	—
при разгоне со сбросом педали управления дроссельной заслонкой	1—3	2,80	2,52	1,40	1,80	1,0	—	—
	2—3	2,91	2,70	1,50	1,80	1,1	—	—
Включение первой передачи при переводе контроллера из положения «N» в «A» при частоте вращения коленчатого вала, мин ⁻¹ :	850	3,0	2,4	3,0	3,2	1,7	—	0,5
	1000	3,4	2,76	3,8	3,9	2,2	—	2,7

ключений ГМП. При субъективной оценке предельно допустимому переключению давалось три балла, а по корреляционной кривой (рис. 2) — значение критерия плавности переключений — $3,4 \text{ g} \cdot \text{c}^{-1}$. Поэтому было принято считать допустимым по качеству такое переключение ГМП, при котором размах колебаний производной продольного ускорения меньше $3,4 \text{ g} \cdot \text{c}^{-1}$.

После выбора критерия плавности переключения ГМП и установления его предельного значения была проведена объективная оценка плавности переключений ГМП на нескольких автомобилях (№ 1, 2, и 3), которые имели двигатели рабочим объемом 1500 см^3 и были оборудованы опытными ГМП (автомобили № 1 и № 2) и серийной ГМП модели 3-ОНУ фирмы Джeneral-Моторс. Автомобиль № 3 испытывали при двух вариантах насосного колеса гидротрансформатора с разными моментами инерции. ГМП автомобилей № 1 и 2 имели также различные устройства плавности включения фрикционных элементов.

Результаты оценки плавности переключения ГМП этих автомобилей, а также данные, полученные специалистами ЗИЛа при помощи специального прибора, приведены в таблице.

Анализ этих данных показывает, что при помощи выбранного объективного метода можно оценивать плавность переключений ГМП на автомобилях малого класса, а также пользоваться ГМП при доводочных работах, поскольку результаты, полученные для автомобилей «Мерседес-Бенц» и ЗИЛ-114 описанным выше методом и при помощи прибора, разработанного на ЗИЛе, хорошо совпадают.

Таким образом, на основании сопоставления более 520 субъективных оценок плавности переключений ГМП легковых ав-

томобилей малого класса и объективных данных из трех критериев M, j, j' был выбран наиболее достоверный — максимальный размах колебаний производной продольного ускорения автомобиля j' , скорректированный по частоте колебания. При этом установлено, что допустимым по плавности считается такое переключение, когда размах колебаний этого критерия меньше $3,4 \text{ g} \cdot \text{c}^{-1}$.

Проведенные в НАМИ сравнительные испытания различных автомобилей с ГМП показали хорошее совпадение субъективных оценок с объективным критерием плавности переключений ГМП. Это позволит в дальнейшем отказаться от большого числа испытателей и получать более точную оценку качества переключения ГМП. Кроме того, испытания показали, что при помощи выбранного критерия можно решать многие проблемы, возникающие при создании ГМП: выбор и доводка конструктивной схемы системы управления, выбор параметров и размеров исполнительных органов фрикционных элементов, а также конструкций отдельных узлов ГМП. Объективная оценка плавности переключений ГМП позволяет также проводить сравнительную оценку различных моделей ГМП и определять их технический уровень.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. К вопросу обеспечения плавного включения фрикционных муфт гидромеханической передачи. / И. Г. Шейнкер, М. Д. Гирко, В. И. Захаров, А. А. Лойко. — Автомобильная промышленность, 1966, № 1, с. 27—28.
2. Надь А. А., Чередниченко Ю. И., Марков Ю. С. Об оценке плавности переключений в гидромеханических передачах легковых автомобилей. — Автомобильная промышленность, 1975, № 9, с. 21—24.

УДК 629. 113-585.2-253.002.2:621.74

Совершенствование конструкции лопастных колес гидротрансформатора для городских автобусов

П. И. БАЖЕНОВ, канд. техн. наук С. М. ТРУСОВ
НАМИ

В УСЛОВИЯХ единичного и мелкосерийного производства отливки лопастных колес гидротрансформатора (ГДТ) получают либо свободной заливкой в песчаные или металлические формы (в кокиль), либо литьем под низким давлением. В обоих случаях используют разовые песчаные стержни, которые формообразуют межлопастные каналы и практически формируют в отливке все геометрические параметры лопастного колеса. При такой технологии изготовления отливок необходимо вводить дополнительные операции (покраску или обмазку стержней, гидробразивную очистку отливок от пригара, ручную запилровку кромок и межлопастных каналов), от которых зависят качество отливок лопастных колес и стабильность характеристик ГДТ.

В условиях крупносерийного и массового производства эта технология неприемлема. Во-первых, из-за высокой трудоемкости, во-вторых, потому, что выполнение доводочных операций вручную и трудности их контроля при массовом производстве приводят к разбросу выходных характеристик и снижению качества лопастных колес¹. (Например, максимальный КПД гидротрансформатора может снизиться у отдельных образцов на 2—3%, а коэффициент трансформации — на 7—10%).

Более прогрессивный метод изготовления отливок лопастных колес — бесстержневое литье в постоянные формы. Внедрение его в производство позволяет повысить качество изготовления лопастных колес и стабильность характеристик гидротрансформатора при существенном снижении трудоемкости их изготовления, а также уменьшить припуски на механическую обработку и, следовательно, снизить расход металла.

Пресс-формы могут быть как с радиальным, так и с осевым разъемом. При осевом разрыве конструкция существенно проще, чем при радиальном: у нее меньше подвижных звеньев. Поэтому надежность и долговечность рабочих элементов ее

значительно выше, чем у пресс-формы с радиальным разъемом. Однако при изготовлении лопастных колес с ней к колесу предъявляются такие требования, выполнение которых связано с искажением его проточной части, следовательно, с необходимостью создавать новую, приспособленную к отливке в пресс-формах конструкцию.

Первое из этих требований — необходимость обеспечить достаточный осевой просвет между соседними лопастями колеса. Это связано с особенностями схемы формообразования профиля лопасти в такой пресс-форме (рис. 1).

Как видно из рисунка, неподвижная часть 2 пресс-формы образует лицевую сторону (корытце) лопасти, а подвижная 1 — тыльную (спинку). Обе части пресс-формы устанавливаются под углом $1—2^\circ$. Величиной этого угла и толщиной t_1 гребешков пресс-формы определяется размер необходимого осевого просвета t_n между соседними лопастями колеса, ко-

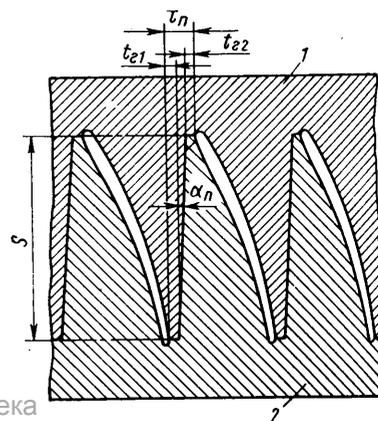


Рис. 1. Развертка элементов пресс-формы осевым разъемом

¹ Степин С. П., Бим-Бад Б. М., Скворцов Б. Л. Совершенствование гидромеханических передач самоходных транспортных средств. — Автомобильная промышленность, 1981, № 2, с. 19—21.

который играет важную роль при разработке пресс-формы. Увеличение осевого просвета позволяет повысить надежность и долговечность пресс-формы, так как при этом возрастает толщина гребешков, соприкасающихся с расплавленным металлом. При недостаточной толщине гребешки будут выкрашиваться и под действием высоких температур быстро изнашиваться и выходить из строя. Минимально допустимые значения t_d зависят от конструктивных особенностей лопасти и должны быть не менее 4—6 мм.

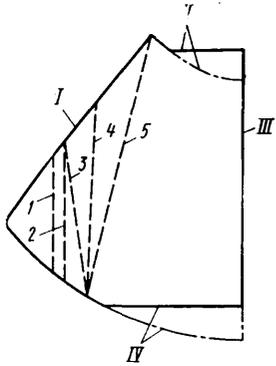


Рис. 2. Меридиональное сечение рабочей полости колеса первого реактора (штрихпунктирные линии — для серийного реактора, сплошные — для литья под давлением):
1—5 — варианты подрезки входной кромки; I — входная кромка; II — внутренний тор; III — выходная кромка; IV — наружный тор

Второе, не менее важное, требование, предъявляемое к конструкции колеса, изготовляемого по данной технологии, заключается в том, что форма поверхностей, ограничивающих проточную часть колеса, должна быть цилиндрической. (У колес, отливаемых с использованием разовых стержней, и имеющих гидродинамически целесообразную рабочую полость, эти поверхности выполнены тороидальными.)

Для оценки влияния и определения допустимых границ искажений лопастной системы проведены аналитические и экспериментальные исследования, которые показали, что замена в колесе тороидальных поверхностей цилиндрическими приводит к появлению скачков радиуса кривизны в рабочей полости гидротрансформатора. Причем, если переход достаточно плавный (до 25°), то на характеристики это искажение практически не влияет. Если же указанный угол превышает $35-40^\circ$, то максимальный КПД снижается на $0,5-1\%$. Следовательно, при разработке новой конструкции колеса реактора во избежание ухудшения характеристик не следует допускать значительных скачков радиуса кривизны в рабочей полости.

Если комплектовать гидротрансформатор колесами, изготовленными по разной технологии (первое — без стержней, а второе — со стержнями), то в рабочей полости гидротрансформатора возникнут перепады радиусов (пороги). Величина этих порогов, например, для гидротрансформатора ЛГ-340, может достигать 5—6 мм. Однако экспериментальная оценка показала, что на характеристики гидротрансформаторов с лопастной системой типа ЛГ такие перепады радиусов в рабочей полости колес реактора практически не влияют. Это дает воз-

можность внедрять новую конструкцию колес поэтапно, не опасаясь ухудшения характеристики гидротрансформатора.

С целью выбора рациональной величины и формы осевого просвета в колесе было проведено исследование их влияния на параметры решетки профилей и характеристики гидротрансформатора. Различные варианты меридионального сечения рабочей полости колеса реактора, каждый из которых обеспечивает минимально необходимую величину осевого просвета, приведены на рис. 2. Как изменяются по высоте лопасти для каждого варианта сечения шаг, длина хорды профиля и относительный шаг решетки профилей, показано на рис. 3.

Зона оптимальных значений относительного шага для осевых колес находится в пределах $0,6-0,8$. Следовательно, как видно из рис. 3 (правая часть), наиболее рациональными являются варианты № 2 и 3 — они обеспечивают необходимую величину осевого просвета и требуемый уровень характеристик гидропередачи.

Варианты № 4 и 5 (см. таблицу) имеют такой же осевой просвет, как и вариант № 3, но относительный шаг у них не оптимальный (рис. 3). Об этом же свидетельствует и ухудшение характеристик гидропередачи с указанными вариантами колес.

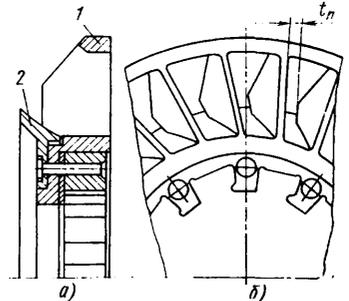
Проведенные исследования лопастной системы дали возможность разработать такую конструкцию колеса, которая пригодна для его изготовления бесстержневым литьем и обеспечивает минимальное искажение лопастей системы.

Усовершенствование колеса (рис. 4) заключается в расчленении его на два простых для изготовления элемента: колесо

№ варианта подрезки колеса	t_d , мм	K_0	η_{max} , %	$\lambda_{10} \cdot 10^6$
Исходный	3	3,1	81,0	3,1
1	7	2,95	81,5	3,2
2	8	2,85	81,0	3,2
3	10	2,85	81,0	3,2
4	10	2,62	80,5	3,2
5	10	2,45	77,4	3,2

1 и направляющее кольцо 2. Поверхности, ограничивающие рабочую полость колеса, выполнены цилиндрическими, а лопасти, отливаемые совместно с ободом и ступицей колеса, — с достаточным для надежной работы пресс-формы осевым просветом. К торцам консольных участков лопастей примыкает направляющее кольцо, имеющее тороидальную рабочую поверхность. Применение его позволяет существенно улучшить форму меридионального обвода рабочей полости гидротрансформатора и уменьшить потери энергии.

Рис. 4. Усовершенствованная конструкция колеса первого реактора:
а — меридиональное сечение колеса; б — осевой вид на колесо



Разработанная конструкция колеса (А. с. 861802, СССР) в 1981 г. внедрена в производство на Львовском автобусном заводе.

При этом по сравнению с ранее применявшейся технологией (литье под низким давлением с дальнейшей ручной заливкой лопастей) трудоемкость изготовления колеса снизилась в 3,5 раза, а масса отливки благодаря устоячению припусков на механическую обработку уменьшилась на $25-30\%$.

Стендовые испытания показали стабильность характеристик, а эксплуатационная проверка в автобусных парках — надежность конструкции новых колес.

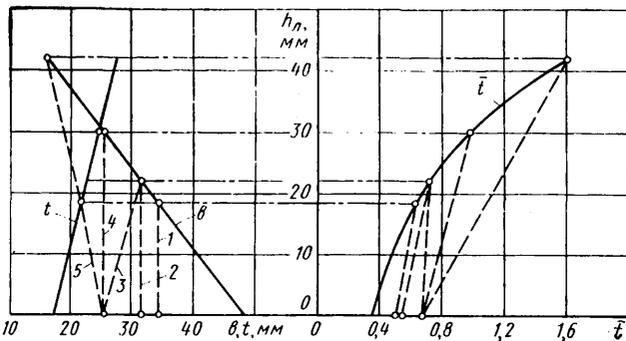


Рис. 3. Изменение параметров решетки колеса по высоте лопасти для различных вариантов выполнения входной кромки (t — шаг решетки; b — длина хорды профиля; h_d — высота лопасти f — относительный шаг решетки):
1—5 — варианты подрезки колеса первого реактора

Работоспособность вращающихся металлических уплотнительных узлов гидромеханических передач

Б. А. ШЕЛУШКОВ, В. П. МЕЛЕНЦЕВИЧ, М. Г. БЕЛЯКОВ

Минский автозавод

Для уплотнения соединений вращающихся узлов и деталей внутренних магистралей, находящихся под давлением рабочей жидкости, в гидромеханических передачах (ГМП) автомобилей большой грузоподъемности применяются чугунные разрезные кольца прямоугольного сечения со ступенчатым замком с захватом. Эти кольца вставляются в канавки, выполненные в неподвижной опоре подшипника или на валу, что обусловлено типом уплотнительного узла, применяемого в ГМП. В зависимости от давления рабочей жидкости перед уплотнительным узлом и за ним и относительной скорости скольжения элементов узла уплотнение магистрали осуществляется при помощи двух или четырех таких колец (рис. 1).

Наиболее нагруженным, а значит и больше подверженным износу является уплотнительный узел вращающегося фрикциона прямой передачи ГМП. От его надежной работы зависит работоспособность не только ГМП, но и автомобиля в целом.

Уплотнительный узел работает при частоте вращения втулки, запрессованной в корпус фрикциона прямой передачи, 2000 мин⁻¹. Рабочая жидкость — смесь из масел: 30% МТ-16п, 70% АУ и 10% объема рабочей смеси присадки АКОР-1. Давление масла 1,1 МПа, температура 363 К.

Как показывает опыт эксплуатации ГМП, основными причинами преждевременного выхода из строя деталей этого уплотненного узла являются интенсионное изнашивание трущихся поверхностей и усталостное разрушение замков колец, боковых поверхностей канавок неподвижной опоры, рабочей поверхности вращающейся втулки.

Одним из способов повышения долговечности уплотнительных колец исследуемого узла является уменьшение коэффициента трения вращающихся деталей путем введения в основу материалов различных антифрикционных добавок, химической обработки поверхностей

колец и их покрытий [1]. Но повышение износостойкости деталей уплотнительного узла связано с некоторыми ограничениями, предъявляемыми к материалам пар трения. Например, при выборе пар трения необходимо учитывать, что применение однородных материалов вызывает, как правило, снижение износостойкости, а чтобы избежать схватывания однородных материалов, их твердость должна отличаться не менее, чем на 10 единиц по Бринеллю [2].

Для каждого эксперимента детали уплотнительного узла получали согласно требований чертежей на серийные детали. Уплотнительные кольца изготавливали из чугунов разных плавок и бронзы Бр ОС 16-5 (HRB 61), полученных методом индивидуальной отливки (см. таблицу). Кроме того, кольца изготавливали также из металлокерамических заготовок твердостью HRB 87, полученных методом спекания. Шероховатость боковых поверхностей колец $Ra = 0,63$ мкм, а наружной диаметральной поверхности — 1,25 мкм.

При стендовых и дорожных испытаниях исследовали износостойкость чугунных уплотнительных колец с нанесенными на их поверхность различными антифрикционными покрытиями. В качестве антифрикционных покрытий применяли: пористое хромирование на кольцах, изготовленных из феррито-перлитного ковкого чугуна плавки № 2, кадмирование и электролитическое лужение на кольцах, изготовленных из перлитного чугуна плавки № 3, электролитическое лужение на кольцах, изготовленных из высокопрочного перлитного чугуна плавки № 4 и подвергнутых искусственному старению. Толщина покрытия на всех кольцах составляла 4—8 мкм. Химическая обработка — травление — проводилась по специальному режиму на кольцах, изготовленных из легированного чугуна ХНВ плавки № 5 (см. таблицу).

Для испытаний использовали серийные втулки корпуса вращающегося фрикциона, изготавливаемые из стали 40, рабочая поверхность которых была покрыта пористым хромом и затем шлифована до $Ra = 1,25$ мкм при радиальном биении относительно оси втулки не более 0,05 мм. Толщина покрытия после обработки составляла не менее

0,06 мм, а твердость HRC 24—30. Неподвижные опоры подшипников изготавливали из стали 40X твердостью HRC 23—30. Биение боковых поверхностей канавок опор составляло не более 0,05 мм при $Ra = 2,5$ мкм.

Испытания проводили по разработанной программе на стенде оригинальной конструкции в условиях, приближенных к условиям эксплуатации.

В конструкции стенда использовали максимальное количество серийных деталей ГМП. На нем устанавливали электродвигатель постоянного тока; водомасляный радиатор, обеспечивавший необходимую температуру рабочей жидкости в системе; манометры для контроля давления рабочей жидкости на входе в бустер фрикциона и наблюдения за давлением рабочей жидкости между кольцами, дистанционный термометр для определения температуры рабочей жидкости в баке; расходомер «Рошар»; датчик для измерения суммарных утечек масла через кольца и сливные отверстия в корпусе вращающегося фрикциона; насосы НШ-46 и фильтр тонкой очистки.

Практика показала, что для сохранения регламентированных зазоров трущихся деталей уплотнительного узла и обеспечения их долговечности необходима приработка, которая осуществлялась на стенде без давления рабочей жидкости через 200 мин⁻¹ в течение 5 мин в интервале частоты вращения корпуса фрикциона 600—2000 мин⁻¹. Температура рабочей жидкости в баке 3СЗ—333 К. На следующем этапе давление рабочей жидкости увеличили до 1,1 МПа и приработку вели на прежнем режиме. После этого рабочую жидкость в баке нагревали до температуры 363 К, и снова велась работа на предыдущем режиме испытаний. Затем осуществляли приработку в течение 5 ч при частоте вращения корпуса фрикциона 2000 мин⁻¹, давлении рабочей жидкости в магистрали 1,1 МПа и ее температуре 363 К. В течение первого часа работы через каждые 10 мин измеряли необходимые параметры, в дальнейшем их измеряли через каждый час работы. После этого приспособление разбирали для проверки состояния и микрометрирования уплотнительных колец, канавок неподвижной опоры,

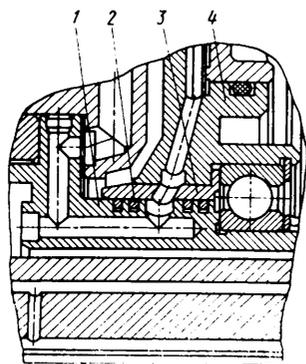
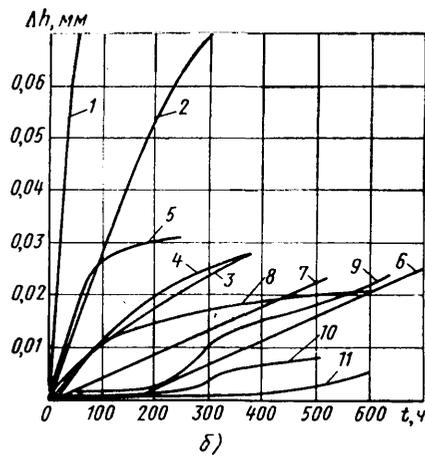
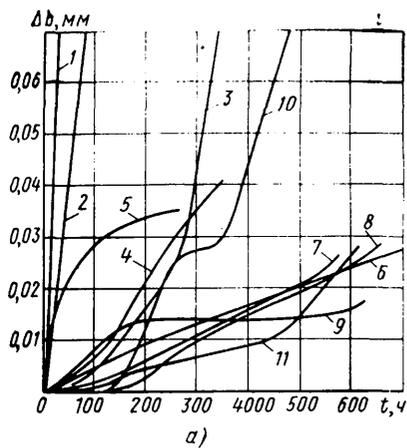


Рис. 1. Уплотнительный узел вращающегося фрикциона прямой передачи:

1 — опора подшипников; 2 — уплотнительное кольцо; 3 — втулка корпуса вращающегося фрикциона; 4 — корпус вращающегося фрикциона

Материал уплотнительных колец	Номер плавки	Химический состав, %										Твердость HRB
		C	Si	Mn	P	S	Cr	Ni	Ti	W	Mo	
Перлитный чугун	1	2,445	2,393	0,69	0,365	—	0,05	—	—	—	—	98,5
Феррито-перлитный ковкий чугун	2	2,320	1,260	0,50	—	0,13	0,50	—	—	—	—	86,8
Перлитный чугун	3	1,887	2,453	0,705	0,375	0,024	0,66	0,20	—	—	—	100
Высокопрочный перлитный чугун	4	2,423	2,625	1,318	0,215	—	0,053	0,20	0,20	—	—	96,5
Легированный чугун ХНВ	5	2,785	2,180	0,687	0,385	0,025	0,587	0,703	0,06	0,6	0,15	100
Перлитный чугун	6	1,893	2,500	0,665	0,323	0,027	0,30	—	0,05	—	—	102



втулки корпуса вращающегося фрикциона.

Установлено, что в начальный период приработки участвовало небольшое количество контактирующих между собой выступов, поэтому произошло интенсивное разрушение микронеровностей, полученных при механической обработке, их дробление и пластическое деформирование, сопровождаемое наклепом тонкого поверхностного слоя [3]. В результате такой приработки наиболее выступающие шероховатости сгладились полностью или частично и появились новые неровности, отличающиеся от первоначальной формы и размерами. Установлено также, что по окончании приработки шероховатость не зависит от величины и характера шероховатости, полученной при механической обработке, а зависит от материала пар трения, давления, температуры на поверхности трения, условий смазки, наличия загрязнений в смазке и т. д. Эта шероховатость является оптимальной для данных условий трения и обеспечивает минимальное изнашивание. Она может быть как больше, так и меньше шероховатости, приведенной в работе [4].

После проведения всех этих работ приспособление собирали и устанавливали на стенде для продолжения испытаний на режиме: частота вращения корпуса фрикциона 2000 мин⁻¹, давление рабочей жидкости в магистрали вращающегося фрикциона 1,1 МПа, температура рабочей жидкости в баке 363 К. Очередную разборку приспособления стенда, проверку состояния деталей уплотнительного узла, микрометраж и измерение утечек рабочей жидкости через кольца проводили через 50 ч работы. Последующие разборки проводили через каждые 100 ч работы.

Износ деталей уплотнительного узла определяли как среднеарифметическую величину соответствующих данных микрометрирования в одних и тех же точках.

Для уплотнительных колец характерен радиальный износ по высоте и осевой по ширине, причем радиальный износ значительно меньше осевого (рис. 2, а, б) и никогда не бывает равномерным по контуру: он повышен у замка след-

ствие действия в этом месте наибольших давлений от сил упругости.

Износ боковых поверхностей канавок неподвижной опоры подшипников соизмерим с износом уплотнительных колец по ширине, при этом наибольший износ наблюдается в верхней части канавок.

Износ внутренней поверхности втулок корпуса вращающегося фрикциона незначителен, а в некоторых экспериментах (рис. 2, а, б, кривые 6—11) были видны лишь следы приработки.

Применяя различные методы, позволяющие управлять характеристиками пар трения деталей уплотнительного узла, в результате испытаний определили характеристики процесса изнашивания, установили зависимость радиального и осевого износов уплотнительных колец от времени работы для различных материалов и покрытий (рис. 2, а, б).

На рис. 2, а показана типичная кривая осевого износа уплотнительного кольца из бронзы Бр ОС 16-5, характеризующая три стадии процесса изнашивания. Первой стадией является приработка (0—150 ч)—это неравновесная стадия изнашивания, доля которой в общем ресурсе работы сопряжения мала. При этом интенсивность изнашивания по мере работы сопряжения уменьшается. Вторая стадия процесса (150—550 ч)—самая продолжительная по времени; интенсивность изнашивания здесь постоянна. Третья стадия (550 ч)—катастрофический износ [4].

Интенсивность изнашивания элемента пары трения (радиальный или осевой износ уплотнительного кольца) может быть определена по изменению его размеров в направлении, перпендикулярном к поверхности трения [4].

Таким образом, зная интенсивность изнашивания элементов пары трения уплотнительного узла, можно прогнозировать срок его службы или с определенной степенью достоверности определять пробег автомобиля, по окончании которого износ достигает заданной величины.

Из графиков зависимости радиального (рис. 2, б) и осевого износов (рис. 2, а и 3) видно, что, сохранив конструктивно чугунных уплотнительных колец, но изменив только химический состав и структуру металла и применив

Рис. 2. Зависимость осевого $\Delta b(a)$ и радиального $\Delta h(b)$ износов уплотнительного кольца от времени работы t для различных материалов и покрытий:

1 — перлитный чугун плавки № 1; 2 — феррито-перлитный ковкий чугун плавки № 2 (покрытие — пористое хромирование); 3 — перлитный чугун плавки № 3 (покрытие — кадмирование); 4 — перлитный чугун плавки № 3 (покрытие — электролитическое лужение); 5 — перлитный чугун плавки № 3 без покрытия; 6 — высокопрочный перлитный чугун плавки № 4; 7 — легированный чугун XIIВ плавки № 5; 8 — высокопрочный перлитный чугун плавки № 4, подвергнутый искусственному старению (покрытие — электролитическое лужение); 9 — бронза Бр ОС 16-5; 10 — металлокерамика; 11 — металлокерамика НИИТав-топрома

различные антифрикционные покрытия, можно достигнуть увеличения их износостойкости. В результате эти кольца будут не только не уступать кольцам, изготовленным из бронзы и металлокерамики, но даже превосходить их по прочности, упругости, и в некоторых случаях по износостойкости.

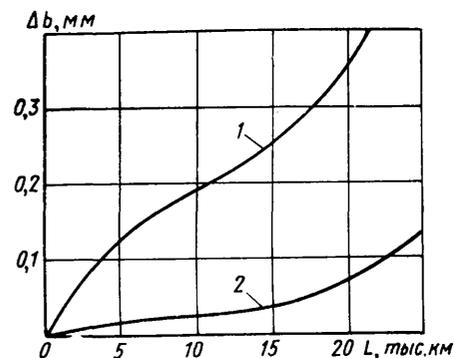


Рис. 3. Зависимость осевого износа уплотнительного кольца Δb от пробега автомобиля L для перлитного чугуна плавки № 6: 1 — без покрытия; 2 — покрытие — электролитическое лужение

Увеличение износостойкости чугунных уплотнительных колец позволило существенно улучшить технические характеристики ГМП, повысить работоспособность уплотнительных узлов и эксплуатационные показатели автомобилей, получить значительный экономический эффект.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- Каневский Н. М. Повышение срока службы уплотнений для тракторов. — В сб. Вопросы конструирования и исследования тракторов и тракторных двигателей. Сб. 2. Челябинск: Южно-уральское кн. изд-во, 1973, с. 42—50.
- Проников А. С. Надежность машин. М.: Машиностроение, 1978 г. 358 с.
- Дриц М. Е. Влияние микрогеометрии и микроструктуры поверхностей трения на их износостойкость. — В сб. Качество поверхности деталей машин. М.: Изд-во АН СССР, 1959, № 4, с. 266—273.
- Крагельский И. В., Добычин М. П., Комбаров В. С. Основы расчетов на трение и износ. М.: Машиностроение, 1977, 478 с.

Опытно-конструкторские работы по экономии дефицитных тяжелых цветных металлов в радиаторостроении

В. М. БАНДУЛЕТ, Е. Н. ЗАЙЧЕНКО

Минавтопром, НАМИ

ПОЛОЖЕНИЯ Постановления ЦК КПСС и Совета Министров СССР «Об усилении работы по экономии и рациональному использованию сырьевых, топливно-энергетических и других материальных ресурсов» особенно актуальны в условиях массового производства, характерного для автомобильной промышленности и непосредственно связанной с ней эксплуатацией автомобильной техники. Вопросы экономии имеют первостепенное значение в отношении дефицитных материалов, к числу которых в первую очередь относятся тяжелые цветные металлы. Это обязывает Министерство автомобильной промышленности и ряд других министерств и ведомств развернуть в XI пятилетке широкий фронт работ по экономии меди и ее сплавов, а также других цветных металлов, установив напряженные задания по их экономии и в значительной степени осуществить переход на производство алюминиевых радиаторов взамен выпускаемых в настоящее время медно-латунных.

Развитие работ по экономии цветных металлов в отрасли осуществляется на основании соответствующих решений Минавтопрома. Эти решения предусматривают два основных направления экономии дефицитных металлов, расходуемых на производство автомобильных радиаторов: снижение металлоемкости медно-латунных радиаторов при минимальных изменениях действующего производства; замену медно-латунных алюминиевыми.

Снижение металлоемкости медно-латунных радиаторов может быть получено путем внедрения разработанных мероприятий по усовершенствованию их конструкции без изменения технологических процессов и при минимальной модернизации оборудования и технологической оснастки. Одним из таких мероприятий является уменьшение толщины латунного и медного проката, идущего на изготовление трубок, лент (пластин), бачков. Например, установлено, что толщина материала плоскоовальных трубок в значительном числе случаев может быть уменьшена с 0,15 до 0,13 мм, толщина лент, обрешающих трубки, — до 0,06 мм вместо вышедших 0,07—0,08 мм. (Дальнейшее снижение толщины металла ограничено жесткостью конструкции и особенностями теплообмена при совместной работе радиатора и вентилятора системы охлаждения).

Проведены исследования, которые помогли оценить влияние конструктивных параметров подводящих и отводящих бачков радиаторов на потери энергии в жидкостной части системы охлаждения и определить оптимальные соотношения размеров бачков. Таким образом можно применять бачки меньших размеров, т. е. получать экономию как металла (за счет уменьшения размеров бачков и толщины их стенок), так и антифриза.

Уменьшение толщины обрешающих лент связано с определенными трудностями, обусловленными особенностями производства тонколистового проката толщиной 0,06 мм с механическими свойствами, нужными для радиаторного производства. Для решения этого вопроса Минцветмету СССР, его НИИ и предприятиям следует быстрее осваивать производство более тонких лент, а Управлению новых материалов и материальных нормативов Минавтопрома совместно с НИИАТМом настойчивее координировать выполнение этих работ.

Большое значение приобретает и совершенствование теплообмена на обрешающих лентах. Одним из наиболее перспективных способов интенсификации теплообмена является способ, основанный на периодическом разрушении пограничного слоя на поверхности лент посредством просечек жалюзийного типа. Как показали проведенные в НАМИ исследования, в существующих конструкциях радиаторов систем охлаждения двигателей и радиаторов отопителей указанное усовершенствование позволяет увеличить шаг гофр лент на 20—30% и соответственно уменьшить расход медного проката. Чтобы ре-

шить эту задачу, нужны более совершенный формообразующий инструмент для изготовления лент и медный тонколистовой прокат с соответствующими механическими свойствами.

Перечисленные выше мероприятия относятся к числу первоочередных, поскольку их выполнение обеспечивает существенную экономию дефицитных тяжелых цветных металлов при незначительных затратах на техническое перевооружение действующего производства. Это, кстати, подтверждается и зарубежной практикой. Например, мероприятия по совершенствованию теплообмена широко применяются в зарубежных теплообменниках различных типов (радиаторах, радиаторах отопителей, теплообменниках для охлаждения масла, кондиционерах, теплообменниках для охлаждения наддувочного воздуха и др.), изготавливаемых как из тяжелых, так и из легких цветных металлов.

Применение алюминия в радиаторостроении нельзя рассматривать только как замену более дефицитных тяжелых цветных металлов на менее дефицитные легкие и учитывать достигаемый при этом положительный эффект лишь за счет снижения массы теплообменников. Здесь есть и другие выгоды. Так, поскольку температура пайки существующих алюминиевых конструкций значительно выше, чем температура пайки конструкций из тяжелых цветных металлов, то швы алюминиевых конструкций обладают значительно большей термической и механической прочностью. Использование лакированного листового алюминия позволяет выполнять более эффективные и прочные конструкции и, одновременно, удовлетворять существующим тенденциям повышения температуры теплоносителей — масла, наддувочного воздуха, охлаждающей жидкости.

Успешное развитие работ по широкому внедрению алюминия в автомобильном радиаторостроении требует разработки высокоэффективных конструкций радиаторов, производительных технологических процессов и, особенно, соблюдения принципа максимальной сквозной унификации. Реализация этого принципа позволяет на стадии проектирования использовать апробированные унифицированные конструктивные элементы радиаторов, а в производстве — унифицированные типовые технологические процессы при ограниченной номенклатуре инструмента и оборудования. В связи с этим появляется возможность существенно снизить объем научно-исследовательских, опытно-конструкторских и проектно-технологических работ по отработке базовых конструкций и, основываясь на одном специализированном заводе, выполнять отработанные решения, по мере необходимости, на других заводах отрасли.

При выборе конструкции необходимо учитывать два направления, сложившихся в современном радиаторостроении: завершившихся созданием двух принципиально различных конструкций алюминиевых радиаторов — сборных и паяных.

Общим для всех выпускаемых радиаторов сборной конструкции является соединение обрешающих пластин с круглыми трубками путем развальцовки последних по всей длине. Бачки изготовленные из армированного стекловолокном полиамида соединяются с этими трубками через стальную опорную г-стину или, в большинстве случаев, через резиновые фланцевые прокладки.

Сборная конструкция радиаторов предъявляет высокие требования к применяемым материалам. Так, алюминиевая трубка наружным диаметром 6—8 мм и толщиной стенок 0,4 мм должна быть пластичной, поскольку при соединении с обрешающими пластинами (первичной развальцовке) ее наружный диаметр по всей длине нужно увеличить на 0,3—0,4 мм, затем ее конец развальцовывать вторично — в опорной пластине. Если опорной пластины нет (трубка соединяется с бачком непосредственно), то требования к материалу трубок м-

быть менее жесткими (допускается изготовление трубок сваркой), что, в конечном счете, удешевляет производство. Оребряющие пластины толщиной 0,12 мм с целью надежного соединения их с трубками, а также для обеспечения хорошей штампуемости, особенно при образовании просечек жалюзийной формы, выполняют из нагартованного алюминия в рулонах.

В паяной конструкции сварные плоскоовальные трубки, имеющие с внешней стороны плакированный слой, с оребряющими неплакированными и опорными пластинами соединяют пайкой. Пластины, в свою очередь, через резиновые прокладки соединяются с алюминиевыми штампованными бачками или бачками из материала, применяемого для сборных радиаторов. Возможно и паяное соединение опорных пластин с алюминиевыми бачками.

Сопоставление преимуществ и недостатков алюминиевых сборных и паяных конструкций показывает, что при одинаковых габаритах радиаторы обоих типов имеют практически близкие теплотехнические показатели, хотя у сборной конструкции гидравлическое и аэродинамическое сопротивления несколько больше. Последняя имеет и несколько большую металлоемкость, что связано с особенностями компоновки трубного пучка, более чувствительна к загрязненности воздуха, протекающего через радиатор, так как шаг пластин составляет 1,2—1,4 мм. Но в целом сейчас уже можно сказать, что сборные алюминиевые радиаторы, имеющие длину трубок до 500—600 мм, должны применяться на легковых автомобилях. Необходимо также провести соответствующие работы по определению возможности применения алюминиевых сборных конструкций для радиаторов больших размеров и, в том числе, для радиаторов грузовых автомобилей. Естественно, алюминиевые сборные радиаторы должны применяться не только в системах охлаждения двигателей, но и в зависимых отопителях.

Несомненным преимуществом сборных алюминиевых радиаторов перед паяными является отсутствие в их производстве термических операций, а также операций, связанных с химической обработкой исходных материалов. Следовательно, производство сборных радиаторов более экономно в отношении потребности в производственных площадях, потребляемой электрической энергии, оно не оказывает вредного воздействия на окружающую среду, значит не требует повышенного потребления воды, применения очистных сооружений и др.

Проведенные в НАМИ экспериментальные и расчетные исследования показали, что сборные радиаторы систем охлаждения двигателей и радиаторы отопителей особенно перспективны для легковых автомобилей, но требуют обязательной проверки сборной конструкции в экстремальных дорожных и климатических условиях. Именно на основании такой проверки, проведенной Волжским автозаводом им. 50-летия СССР, было принято решение о применении сборных радиаторов систем охлаждения двигателей и радиаторов отопителей на перспективных автомобилях ВАЗ и ЗАЗ.

Паяные алюминиевые радиаторы в первую очередь будут устанавливаться на автомобилях Горьковского автозавода. Они под наблюдением автозавода прошли длительную и массовую (более 18 тыс. шт.) проверку в различных климатических и дорожных условиях. Проверка дала положительные результаты. В частности, было установлено, что имевшие место при работе на жесткой воде разрушения блока цилиндров, корпусов жидкостных насосов и других деталей, изготовленных из алюминиевых сплавов, практически прекращаются при замене медно-латунных радиаторов алюминиевыми. Это и понятно: когда все детали системы изготавливаются из одного металла, интенсивность электрохимической коррозии резко уменьшается.

Важным звеном в комплексе работ по созданию конструкций, технологического процесса, оборудования и инструмента для алюминиевых паяных радиаторов легковых и грузовых автомобилей является отраслевая стандартизация. Сейчас стандарты разрабатываются с учетом положительного опыта, накопленного на Горьковском автозаводе в области разработки конструкций, в НИИТавтопроме — в области разработки технологических процессов производства, а ГКИИавтопроме — разработки и создания прогрессивного инструмента и оборудования с учетом опыта ведущих зарубежных фирм. В стандартах оговариваются тип остова, основные размеры, технические требования к конструктивным элементам, применяемые материалы и удельные показатели проектируемых радиаторов систем охлаждения автомобильных двигателей; устанавливается, что паяные алюминиевые радиаторы предназначены для применения в жидкостной части системы охлаждения, снабженной расширительным бачком, наличие которого обеспечит минимальные размеры бачков радиаторов, сохранение охлаждающей жидкости в системе и поддержание стабильными ее

физико-химических свойств. В качестве основной охлаждающей жидкости должен быть применен антифриз, а при использовании воды — присадки, ограничивающие накипеобразование и коррозию в полостях системы охлаждения.

Одновременно с установкой алюминиевого радиатора системы охлаждения двигателя на автомобиле следует применять алюминиевые теплообменники и во всех других системах, что исключит развитие электрохимической коррозии деталей и агрегатов систем. Подготавливаются мероприятия по применению алюминия в радиаторах для охлаждения масла двигателей и гидросилителя руля, гидромеханических передач и гидрозамедлителей, а также в теплообменниках, предназначенных для охлаждения наддувочного воздуха дизелей с турбонаддувом. Одно из них — расширение области применения трубчатых ребристых радиаторов, изготавливаемых из цельнотянутой алюминиевой трубы по безотходному технологическому процессу ВНИИМЕТМАША. Они обладают высокой надежностью в эксплуатации, но ограниченной теплоотдачей (3—4 кВт), поэтому их используют пока только для охлаждения масла двигателей и гидросилителей руля автомобилей ЗИЛ и КамАЗ. Задача состоит в том, чтобы эти теплообменники использовать и в системе охлаждения масла двигателей автомобилей ГАЗ и КамАЗ.

Проведенные в НАМИ исследования и зарубежный опыт указывают на необходимость охлаждения масла форсированных двигателей, особенно дизелей с турбонаддувом, а также масла агрегатов трансмиссии посредством жидкостно-масляных теплообменников. К числу наиболее важных преимуществ такого способа относятся возможность теплового регулирования масла во всем диапазоне режимов работы двигателей, начиная с предпусковой подготовки, и более удобные компоновочные свойства самих теплообменников.

В отечественном и зарубежном двигателестроении для этой цели применяются жидкостно-масляные радиаторы кожухотрубного типа, теплообменный элемент которых изготавливают из медных сплавов. Отсюда — необходимость создания унифицированной конструкции алюминиевых радиаторов и организация их производства.

Радиаторы для охлаждения наддувочного воздуха дизелей с турбонаддувом за рубежом изготавливают на специализированных фирмах как из медных, так и из алюминиевых сплавов, причем оба типа имеют примерно одинаковую эксплуатационную надежность. Но анализ показывает, что теплообменники для дизелей с турбонаддувом целесообразно делать алюминиевыми, причем так, чтобы их конструкция, материал и технология изготовления были унифицированы с теплообменниками других типов.

В работах по созданию обобщенного унифицированного типоразмерного ряда конструктивных элементов должны быть учтены опыт применения алюминиевых радиаторов автомобилей «Урал» и ГАЗ с дизелями воздушного охлаждения, а также то, что их производство целесообразно на заводе, специализированном на выпуске алюминиевых конструкций.

Среди многочисленных вопросов, связанных с ускоренной разработкой и эффективным применением алюминиевых конструкций радиаторов, особо важное место занимают вопросы их защиты от накипеобразования и коррозии. Поэтому методика дорожно-эксплуатационных испытаний алюминиевых радиаторов и теплообменников других типов при применении существующих и вновь разрабатываемых охлаждающих жидкостей определена комплексом методов испытаний охлаждающих жидкостей системы охлаждения автомобильных двигателей с алюминиевыми и меднолатунными теплообменниками. Этот комплекс охватывает вопросы, связанные с проверкой работоспособности теплообменников и охлаждающих жидкостей (квалификационной оценкой охлаждающих жидкостей, определением уплотняющих свойств герметизирующих присадок, стендовыми, моторными и дорожными испытаниями). Он должен обеспечить проведение ускоренных испытаний алюминиевых конструкций в различных дорожных и климатических условиях.

В решении задач по применению алюминиевых конструкций большое значение имеют методы ускоренного определения механической и термической прочности радиаторов. Как показали исследования, механическая прочность зависит от наличия гидравлических ударов, возникающих при движении автомобиля, вибрации, передаваемых от рамы автомобиля через подвеску радиатора, а термическая прочность — от нестационарных процессов неравномерного распределения температур в остове и других конструктивных элементах радиатора. Влияние этих явлений должно быть сведено к минимуму путем экспериментального выбора наиболее оптимальных конструкций деталей и узлов. Также экспериментально может быть определена и стабильность качества изготовления теплообменников в условиях опытного и массового производства.

Для доводочных и исследовательских работ по механической и термической прочности радиаторов предусмотрены стенды с изменяемыми циклическим, механическим, гидравлическим и термическим воздействиями на конструкцию. Тепло-гидравлические показатели радиаторов определяют в соответствии с ОСТ 37.001.036—72.

Из всего сказанного следует, что в отрасли ведутся значительные работы по экономии тяжелых цветных металлов как путем реконструкции действующего производства медно-латунных радиаторов, так и путем расширения применения алюминия. Комплекс работ по расширению применения алюминия охватывает разработку перспективных конструкций алюминиевых радиаторов и других типов теплообменников для легковых автомобилей, а также грузовых автомобилей с карбюраторными двигателями и дизелями как жидкостного, так и воздушного охлаждения. Кроме того, этот комплекс

включает в себя работы по нормативной документации, созданию методов и установок для ускоренных контрольных и доводочных испытаний теплообменников на механическую и термическую прочность, а также работы по их защите от накипеобразования и коррозии.

Учитывая большое народнохозяйственное значение работ по экономии тяжелых цветных металлов и расширению применения алюминия, необходимо вести их ускоренными темпами, оперативно изготавливать опытные образцы радиаторов, проводить их всесторонние стендовые испытания, а также испытания на автомобилях в экстремальных дорожных и климатических условиях. Нужно быстрее решать вопросы применения оптимальных сортов медно-латунных и алюминиевых материалов, вводить в действие такие цены на алюминиевые материалы, которые стимулировали бы их применение в радиаторостроении.

УДК 629.113:621.791.03+621.983

Комплексная автоматизированная линия высокоточного изготовления сварно-штампованных деталей

Канд. техн. наук Е. И. НАТАНЗОН, В. Ф. ЛЫСЕНКО, Л. С. ТЕМЯНКО

Горьковский автозавод

НА ГОРЬКОВСКОМ автозаводе разработаны и внедрены технологические процессы высокоточного изготовления горячештампованных деталей из сварных заготовок. Основой этих процессов являются комплексные автоматические линии.

Так, сварно-штампованная гайка подшипников ступицы заднего колеса изготавливается сейчас из калиброванного в бунтах прутка диаметром 14 мм на двух комплексных, расположенных в потоке механической обработки, автоматических линиях производительностью 400 шт./ч каждая. Новая технология заменила ранее действующую холодную вырубку заготовок гаек из листовой стали и позволила в 2 раза уменьшить трудоемкость их изготовления, увеличить отношение массы поковки к массе исходной заготовки до 0,99 и коэффициент использования металла с 0,18 до 0,72. Годовая экономия металла составила 1400 т, суммарный годовой экономический эффект — 200 тыс. руб.

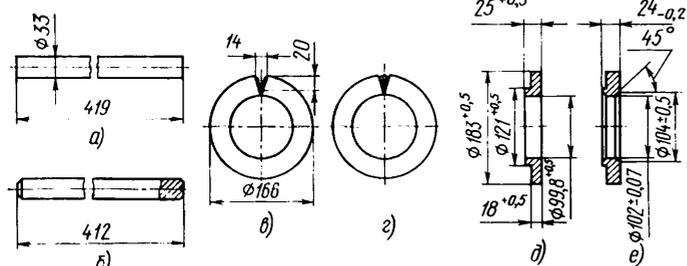


Рис. 1. Технологический процесс получения заготовок:

а — исходная заготовка; б — заготовка после механической обработки; в — заготовка после гибки; г — заготовка после сварки; д — фланец после штамповки; е — фланец после механической обработки на линии

По прежней технологии фланец цапфы картера заднего моста изготавливали штамповкой на паровых молотах с последующей обрезкой облоя и вырубкой выдры на прессах. Нагрев под штамповку производили в газопламенных печах. Поковки подвергали печной нормализации, дробеструйной очистке и механической обработке на восьми токарных шестипищидельных полуавтоматах. По новой, разработанной на заводе, технологии фланец изготавливают из рубленых заготовок горячекатаной стали 20 диаметром 33 мм. Технологический процесс (рис. 1) состоит из фрезерования торцев заготовки, совмещенного со снятием фасок; холодной гибки кольцевой заготовки; автоматической, с принудительным оформлением шва, дуговой сварки стыка кольцевой заготовки; индукционного нагрева кольцевой заготовки под штамповку; безоблойной высокоточной штамповки фланца; окончательной (причем незначительной) механической обработки фланца, включающей расточку отверстия, снятие фасок и подрезку торца бурта.

Для реализации нового технологического процесса изготовления фланца цапфы картера заднего моста спроектированы

изготовлены и внедрены в производство две комплексные автоматические линии (а. с. № 804136, СССР). В состав каждой линии (рис. 2 и 3) входят загрузочное устройство 5, двусторонний станок 13 для фрезерования торцев заготовки и снятия фасок, гидравлический пресс 7 для гибки кольцевой заготовки, сварочная установка 12, индукционный нагреватель 11, установка 8 для штамповки фланца, охлаждающая камера 10, станок 9 для механической обработки фланца. Кроме этого, имеются транспортные механизмы 6, гидравлические станции 2 и 3 высокого и низкого давления, высокочастотные источники питания 14, шкафы и пульты управления 4, а также емкость 1 для приготовления раствора воднографитовой смазки.

Загрузочное устройство — это бункер для размещения мерных рубленых заготовок, в котором размещены ворошитель и устройство для поштучной выдачи заготовок на транспортный механизм. Вместимость бункера — 200 заготовок, что обеспечивает работу линии в течение более 1 ч.

Гидравлический пресс (а. с. № 772656, СССР) для гибки кольцевой заготовки развивает максимальное усилие 1360 кН при ходе ползуна вниз, а при ходе ползуна вверх — 920 кН. Максимальная скорость ползуна пресса вниз 40 и вверх 60 мм/с. Конструкция пресса исключает неконцентричность нагрузки по отношению к его оси при гибке кольцевой заготовки.

Механизм транспортирования заготовки от загрузочного устройства 5 до пресса 7 для гибки имеет устройство для смазки заготовок перед гибкой (окуниванием в емкость с маслом), а также устройство для контроля длины заготовок перед фрезерованием.

В зоне механизма транспортирования размещен двусторонний станок 13 (см. рис. 3) для фрезерования торцев заготовки



Рис. 2. Общий вид автоматической линии

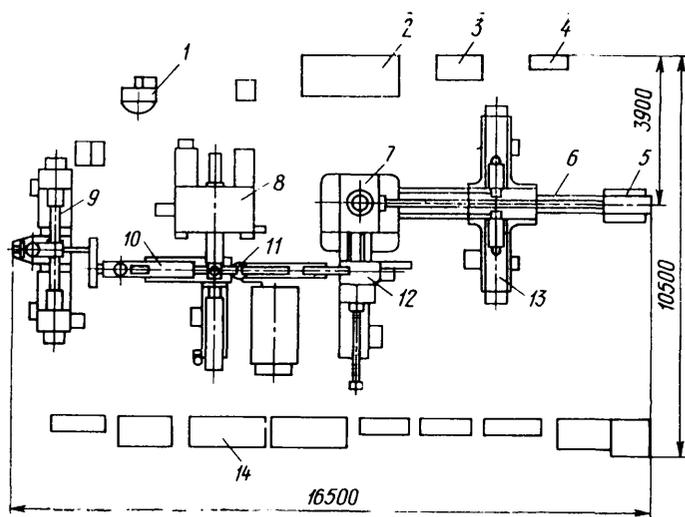


Рис. 3. Планировка автоматической линии

и снятия фасок. Станок снабжен устройством для продольного базирования заготовки и пневмо-рычажным механизмом зажима заготовки при обработке. Этот станок выполнен с использованием нормализованных силовых реверсивных двухскоростных столов с механическим приводом и фрезерных бабок, установленных на столе. Заготовки обрабатывают резцовой головкой с твердосплавными пластинками и сверлом, которое обрабатывает конические технологические отверстия на торцах заготовки, облегчающие работу твердосплавных пластинок при фрезеровании торцев. Скорость рабочей подачи силового стола 33,8 мм/мин, частота вращения шпинделя 500 мин⁻¹.

Сварочная установка 12 содержит разъемные охлаждаемые медные формы, охватывающие зону стыка кольцевой заготовки, а также имеющие щель для прохода сварочной проволоки. Автоматическую дуговую сварку осуществляет автомат типа АДС1000-5. Сварочная установка также содержит катушку для размещения сварочной проволоки, систему для подачи углекислого газа в зону сварки и систему сдува шлака с форм.

Установка позволяет сваривать кольцевые заготовки, у которых стыки не параллельны.

Индукционный нагреватель 11 снабжен пневматическим подъемником и толкателем, а также стационарными склизями и душоурующим устройством. Он питается от тиристорного преобразователя частоты ТПЧ-250-2,4 ($N=250$ кВт, $\omega=2400$ Гц). На линии установлены два преобразователя, один из которых резервный.

Установка для штамповки фланца содержит колено-рычажный пресс типа К0036 для холодного выдавливания усилием 6300 кН, изготовленный на Горьковском автозаводе, и закрытый штамп, который обеспечивает высокоточную безоблойную штамповку детали на центральной оправке, ее выталкивание из матрицы и сьем с пуансона и оправки. Установка имеет также системы для подачи распрыленной водно-графитовой смазки на инструмент и душоурующего водяного охлаждения инструмента.

Охладительная камера 10 содержит склиз и душоурующее устройство. Она подсоединена к системе вытяжной вентиляции.

Станок 9 для механической обработки фланца имеет резцовые головки с твердосплавными пластинками. Скорость рабочей подачи при расточке 134 мм/мин, при подрезке торца 20,8 мм/мин, частота вращения шпинделей 160 мин⁻¹.

Производительность автоматической линии по изготовлению сварно-штампованного фланца цапфы картера заднего моста автомобиля при 100%-ной загрузке 150 дет/ч, ее габаритные размеры 16500×10500×5150 мм, установленная мощность 700 кВт.

Благодаря тому, что эту линию удалось разместить на площади механосборочного цеха и она обеспечила полную автоматизацию процессов, завод располагает сейчас непрерывно-поточным производством сварно-штампованных деталей кольцевой формы, объединяющим процессы механической обработки, холодной и горячей обработки давлением, сварки и термической обработки. Фланцы по транспортеру поступают на автоматическую линию для приварки к цапфе и последующей механической обработки.

Внедрение нового технологического процесса изготовления сварно-штампованного фланца на комплексных автоматических линиях позволило:

- сократить расход металла на одну деталь, увеличить коэффициент использования металла с 0,55 до 0,87 и добиться экономии металла более 1000 т в год;

- повысить производительность труда и уменьшить трудоемкость обработки фланцев на 17 000 нормо-ч в год;

- сократить объем механической обработки, уменьшить потери на стружкообразование с 0,7 кг при обработке на токарных полуавтоматах до 0,094 кг при обработке на автоматических линиях, освободить восемь шестипиндельных полуавтоматов модели 1284;

- уменьшить на 18% массу фланца, подаваемого на линию приварки к цапфе, и тем самым уменьшить объем механической обработки после сварки фланца и цапфы;

- изъять изготовление фланца из кузнечного производства и высвободить при этом площади и мощности для производства 2,7 тыс. т поковок в год;

- сократить транспортные расходы.

Общий экономический эффект от внедрения линии составил 150 тыс. руб. в год.

УДК 629.113-034.71:669.71-135

Прессованные профили из алюминиевых сплавов

Л. С. СКОБЛОВ
НИИАТМ

ОДНИМ из путей экономии материальных ресурсов и снижения трудоемкости производства в автомобильной промышленности является широкое внедрение в конструкции автомобилей алюминиевого проката. Между тем до недавнего времени более или менее широко использовался только алюминиевый лист (в основном как обшивочный материал автофургонов и автобусов). Прессованные же профили находили весьма ограниченное применение — для отделки интерьера салонов автобусов, троллейбусов и легковых автомобилей, а в несущих конструкциях автотранспортных средств они фактически не применялись. Сейчас же картина начинает меняться: эти профили все чаще применяют в конструкциях бортовых и самосвальных платформ, прицепов и полуприцепов, автобусов.

При создании новой конструкции, естественно, нужно применять профили, уже освоенные металлургической промышленностью, а не создавать новые. Такой подход позволяет существенно упростить процедуру согласования, весьма трудоемкую при создании нового профиля. Тем более, что уже промышленностью освоено и серийно изготавливается

более 20 тыс. различных видов профилей. Однако на практике может оказаться, что нужен именно профиль, еще не выпускаемый промышленностью. В этом случае, очевидно, не обойтись без знания возможностей процесса прессования и некоторых организационных и технико-экономических аспектов серийного профильного производства.

Как свидетельствует опыт, при разработке новых профилей возможны два неверных подхода к проектированию. Первый — недооценка возможностей процесса прессования, что ведет к чрезмерному упрощению формы профиля, следовательно, усложнению конструкции и повышенному расходу металла за счет дополнительных сварных, заклепочных и резьбовых соединений различных элементов конструкции. Второй — переоценка возможностей процесса прессования, в результате чего форма профиля усложняется, он становится неизготовляемым по технологическим или экономическим соображениям. В этой связи остановимся на некоторых рекомендациях, которые необходимо учитывать при разработке нового профиля из алюминиевых сплавов.

В соответствии с ГОСТ 8617—75, промышленностью выпус-

кает сплошные профили, имеющие площадь поперечного сечения до 200 см² и диаметр описанной окружности до 350 мм. У полых профилей эти параметры соответственно равны 60 см² и 250 мм. Может она изготовлять и профили с параметрами, превышающими указанные. Но следует учитывать, что это требует применения прессов с большими усилиями, а себестоимость таких профилей значительно выше, чем профилей, поставляемых по ГОСТ 8617—75.

Как показала отечественная и зарубежная практика, в автомобильной промышленности используется весьма ограниченная гамма алюминиевых сплавов. В табл. 1 приведены механические свойства профилей из наиболее часто применяемых в отечественном автомобилестроении сплавов.

Таблица 1

Сплав	Система	Состояние поставки*	Толщина полки или стенки профиля, мм	σ _{0,2} , МПа			
				σ _в , МПа	σ _{0,2} , МПа	δ, %	
АД31	Al—Mg—Si	Без т/о, М	Различная	130	70	13,0	
				200	150	8,0	
				160	120	8,0	
1915	Al—Zn—Mg	Без т/о	До 12	320	200	10,0	
				М	280	180	12,0
				Т	350	220	10,0
1935	Al—Zn—Mg	Без т/о, Т	Различная	250	160	10,0	

* т/о — теоретическая обработка, М — отожженный, Т — закаленный и естественно состаренный, Т1 — закаленный и искусственно состаренный, Т5 — не полностью закаленный и искусственно состаренный.

При выборе сплава для нового профиля даже из такого небольшого перечня нужно четко представлять условия его работы, а не руководствоваться лишь прочностными характеристиками сплава в ущерб другим факторам — таким, как технологичность при прессовании, производительность процесса, точность геометрии профиля, качество поверхности, материалоемкость и т. п.

Следует учитывать также, что чем больше легирован сплав и чем более высокими механическими свойствами обладает, тем он, как правило, менее технологичен при прессовании. Иными словами, он не обеспечит высокой производительности процесса прессования, так как не обладает способностью деформироваться с высокими скоростями истечения металла без образования трещин, большими обжимами и локальными степенями деформации (при прессовании профилей сложной конфигурации с тонкими полками и стенками) и не дает высокого качества поверхности профилей без образования глубоких рисок, надиров и наливов металла. Важным требованием, предъявляемым к термически упрочняемым сплавам в условиях крупносерийного производства, является их способность закаливаться на столе пресса, т. е. без специальных термических устройств.

Наиболее всем перечисленным выше требованиям отвечает сплав АД31. Правда, он имеет среднюю прочность после закалки и искусственного старения и разупрочняется в местах сварки до уровня горячепрессованного состояния.

Сплав 1915 позволяет вести процесс прессования с довольно высокими скоростями истечения металла, при толщинах до 12 мм закаливается на столе пресса, имеет достаточно высокие механические свойства, хорошо сваривается аргодуговой сваркой и обеспечивает в сварном шве не менее 90% прочности основного металла. Однако он относится к труднодеформируемым сплавам и поэтому требует увеличения толщин полок и стенок, особенно при прессовании полых профилей.

Сплав 1935 менее легирован, чем сплав 1915. Профили из него имеют меньшие прочностные показатели, но зато по технологичности при прессовании он приближается к сплаву АД31, поэтому из него можно прессовать тонкостенные профили (несколько большей толщины, чем из сплава АД31). Свариваемость сплава хорошая, однако коррозионная стойкость хуже, чем сплава АД31.

В табл. 2 и 3 приведены некоторые относительные показатели технологичности различных сплавов при прессовании. Здесь же, для сравнения, приведены данные по сплаву Д16 — высокопрочному алюминиевому сплаву, применяемому в высоконагруженных авиационных конструкциях.

Табл. 2 и 3 могут служить ориентиром при выборе материала нового профиля с учетом упомянутых выше факторов. Например, из табл. 3 следует, что увеличение габаритов профиля влечет за собой существенное увеличение минимально допустимой толщины его элементов, что при значительных габаритах профиля может дать прирост массы конструкции, даже если ее сравнивать со стальной.

Тип профиля	Сплав и относительная скорость его истечения при прессовании			
	АД31	1935	1915	Д16
Сплошной	1	0,85	0,4	0,06
Полый	0,7	0,5	0,15	0,02

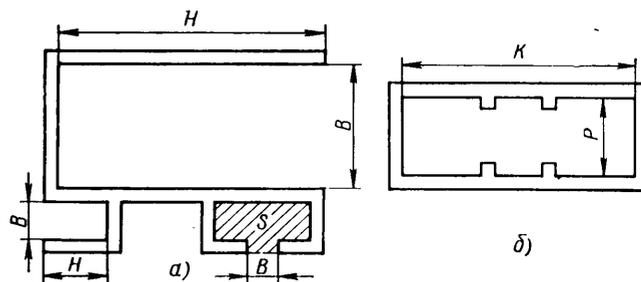
Профили могут иметь П-образную или С-образную форму поперечного сечения (см. рисунок), иметь глубокие пазы различной формы. Чтобы исключить поломку прессового инструмента в процессе прессования таких профилей отношение

Таблица 3

Сплав	Тип профиля	Минимальная толщина полки или стенки при диаметре описанной окружности профиля, мм							
		<30	30—60	60—100	100—150	150—200	200—250	250—300	300—350
АД31	Сплошной	0,8	1,0	1,2	1,5	2,0	3,0	4,0	5,0
	Полый	1,0	1,5	2,0	2,5	3,5	5,0	—	—
1935	Сплошной	1,0	1,2	1,5	2,0	3,0	4,5	5,5	7,0
	Полый	1,2	1,8	2,5	3,5	5,0	7,5	—	—
1915	Сплошной	1,2	1,5	2,2	3,0	4,5	5,5	6,5	8,0
	Полый	1,8	2,5	3,5	4,5	6,0	8,0	—	—
Д16	Сплошной	1,1	1,5	2,4	3,2	5,0	6,0	7,5	10,0
	Полый	2,0	3,0	4,0	5,5	8,0	10,0	—	—

глубины паза H к его ширине B или площади консольного элемента S к квадрату длины перемычки B не должно превышать следующих значений:

B , мм	2—4	4—10	10—18	18—30	30—80	80—120	120
H/B (S/B^2)	2,5	3,0	4,0	3,5	3,0	2,0	1,5



Соотношение геометрических размеров прессованных профилей: а — консольных элементов сплошных профилей; б — полостей пустотелых профилей

При проектировании полых профилей следует учитывать, что отношение высоты полости K к ее ширине P не может быть беспрельдным и не должно превышать следующих величин:

P , мм	5—10	10—18	18—30	30
K/P	3	5	6	7

Одним из сдерживающих факторов повышения производительности прессования является наличие острых кромок и малых радиусов скругления внутренних углов профилей, так как они являются концентраторами напряжений и при увеличении скорости прессования приводят к трещинообразованию. Поэтому при создании нового профиля следует учитывать следующие соотношения толщины t полки или стенки профиля и минимально допустимого радиуса r :

t , мм	До 3	3—6	6—10	10—18	18—30	30—50
r , мм	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,6

Указанные выше ограничения минимальных величин радиусов обусловлены технологическими особенностями процесса прессования. В стандартах ФРГ и ГДР и технической литературе для случаев, когда в конструкции не допускаются острые кромки и малые радиусы скругления углов или они

не оказывают влияния на работоспособность конструкции, рекомендуется устанавливать следующие минимальные радиусы скругления углов r_1 и скругления кромок r_2 :

t , мм	До 2	2—4	4—6	6—10	10—20	20—35	35—50
r_1 , мм	2	2,5	4	6	10	16	20
r_2 , мм	1	1,6	2	3	5	10	16

Для случая сопряжения полок или стенок профиля различной толщины минимальный радиус сопряжения устанавливается по большей толщине полки или стенки.

При проектировании профиля следует учитывать, что профили с широкими полками могут иметь прогиб, который по ГОСТ 8617—75 может достигать 1—1,2% от ширины полки, а на плоскостях тонкостенных (до 3—5 мм) профилей, к которым с противоположной стороны примыкают перпендикулярно или под углом полки или стенки, могут быть более или менее заметные световые полосы, ухудшающие внешний вид поверхности.

Кроме сказанного, при проектировании новых профилей нужно избегать резко выраженной разнотолщинности полок и стенок профиля, а если этого не избежать, то назначать возможно больший радиус перехода от толстого элемента сечения к тонкому; не применять клиновидных элементов в профиле, так как они увеличивают его продольную кривизну; уменьшать поперечный прогиб широких полок и стенок за счет ребер жесткости (см. рисунок).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жолобов В. В., Зверев Г. И. Прессование металлов. М.: Металлургия, 1971. 456 с.
2. Ерманок М. З., Фейгин В. И., Сухоруков И. А. Прессование профилей из алюминиевых сплавов. М.: Металлургия, 1977. 264 с.

УДК 629.113.011.5-034.71

Применение алюминия для кузова автомобиля-самосвала

А. С. МЕЛИК-САРКИСЬЯНЦ

Мытищинский машиностроительный завод

ОСНОВНЫМ материалом для изготовления кузовов автомобилей-самосвалов является прокат низколегированных сталей. Однако производство автомобилей-самосвалов с кузовами из алюминиевых сплавов постоянно расширяется. Такие кузова легче стальных, более долговечны, не требуют окраски, более коррозионно-устойчивы. Несмотря на значительно большую стоимость алюминия по сравнению со сталью применение кузовов из алюминиевых сплавов в определенных условиях эксплуатации, по-видимому, экономически целесообразнее.

Для определения преимуществ применения алюминия в реальных условиях производства и эксплуатации в народном хозяйстве на Мытищинском машиностроительном заводе проведены конструкторско-экспериментальные работы по созданию алюминиевого кузова для серийно выпускаемого сельскохозяйственного автомобиля-самосвала ЗИЛ-ММЗ-554М (грузоподъемность 5,5 т, объем кузова 6 м³, три борта — откидные).

Разработаны два варианта алюминиевых кузовов — сварной и сборный, причем в обоих вариантах несущее основание кузова — стальное, а борта и настил пола — алюминиевые.

Поперечное сечение борта сварного кузова показано на рис. 1. Верхняя 1 и нижняя 4 обвязки борта выполнены из специальных алюминиевых профилей замкнутого сечения. Для среднего пояса 3 и панелей 2 использованы выпускающиеся промышленностью открытый прессованный профиль и лист толщиной 4 мм.

Прессованные профили изготавливаются из алюминиевого сплава 1915, листы — из сплава АМгЗ. При изготовлении бортов и настила пола кузова из алюминиевых сплавов расход листовой стали на один кузов уменьшился на 242,5 кг. Масса экспериментального кузова на 150 кг меньше массы стального серийного и составляет всего 800 кг, масса узлов кузова, изготовленных из алюминиевых сплавов, на 16,2% меньше массы аналогичных узлов из низколегированной стали. Возможно дальнейшее снижение до 18—20% массы алюминиевых узлов за счет совершенствования их конструкции.

Существенным фактором, определяющим необходимость применения алюминиевых сплавов, является стоимость сварного алюминиевого кузова. Известно, что стоимость 1 т алюминиевых полуфабрикатов в 8—9 раз больше стоимости стальных. Стоимость автомобилей-самосвалов ЗИЛ-ММЗ-554М с алюминиевыми кузовами первой промышленной серии оказалась на 8% выше, чем серийных со стальными кузовами. Кроме того, их сложно ремонтировать. Поэтому серийное производство сварных алюминиевых кузовов для автомобилей-самосвалов рассматриваемого класса нецелесообразно.

Сборный алюминиевый кузов более технологичен. Его борт (рис. 2) собирается из специальных (четырёх типов) прессованных профилей из сплава 1935: нижней 2 и средней 3 панелей, верхней 4 и вертикальных 5 обвязок. Кроме крайних обвязок, панели соединены накладками-петлями 1.

Изготовление бортов кузова сводится к болтовому соединению панелей и обвязок.

Расчетная трудоемкость изготовления кузова со сборными алюминиевыми бортами ниже, чем со сварными стальными.

Борта не требуют окраски. (Как известно, в производстве стальных кузовов трудоемкость окраски составляет значительную долю общей трудоемкости их изготовления и при этом требуются большие производственные площади).

Рассмотрим эксплуатационные преимущества сборных алюминиевых кузовов. Во-первых, ремонт сборного борта сводится к замене поврежденной панели. Во-вторых, долговечность кузовов из алюминиевых сплавов составляет 15—17 лет — это в 2—3 раза больше, чем стальных или деревянно-металлических. В третьих, испытания первых опытных образцов алюминиевых кузовов в реальных условиях эксплуатации (наибольший пробег за четыре года составил ~240 тыс. км) показали, что борта кузова находились в хорошем состоянии, а алюминиевый настил пола требовал небольшого ремонта.

В конструкции алюминиевых кузовов не должно быть неизолированных контактов алюминиевых деталей со стальными, а также щелей, где скапливаются остатки грузов, в особенности минеральных удобрений.

Дальнейшего снижения массы кузова можно достичь, изготавливая из алюминиевых сплавов не только борта и настил пола кузова, но и несущее основание. Такое исполнение позволит снизить на 30—40% общую массу кузова по сравнению с цельностальным.

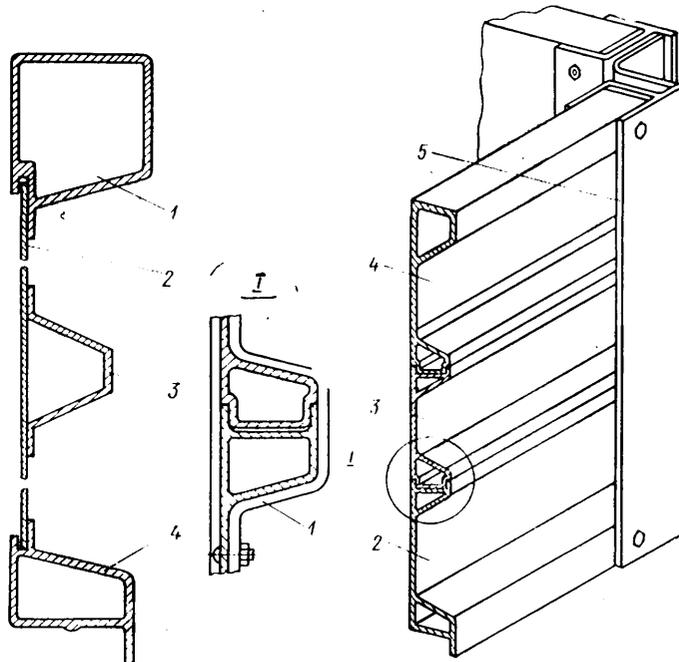


Рис. 1

Рис. 2

Автомобильная промышленность, № 5, 1982 г.

Однако низкая усталостная прочность алюминиевых сплавов, особенно в сварных узлах и при наличии концентраторов напряжений, создает трудности в получении цельноалюминиевого кузова. Требуется проведение экспериментальных работ, чтобы создать рамную конструкцию, работающую в тяжелых условиях знакопеременных динамических нагрузок. Кроме то-

го, изготовление инструмента для прессования новых профилей, особенно замкнутого сечения, требует значительных затрат труда и времени.

Проведенные работы показывают, что из алюминиевых сплавов целесообразно изготавливать борта и настил пола кузова сборной конструкции, выполняя несущее основание из стали.

УДК 621.884

Безударная клепка

Ю. Н. ОСТАНИН

Курганский автобусный завод

При сборке кузовов автобусов и фургонов большой объем работ выполняется методом двухсторонней ручной клепки обычными цилиндрическими заклепками с закладной головкой. Этот метод требует участия двух рабочих: один работает с пневмомолотком, другой — с поддержкой; он сложен, трудоемок, обладает низкой производительностью. По этим причинам в последние годы все большее применение находит безударная односторонняя клепка — способ, принципиально отличающийся от ранее применявшегося: клепку (сборку) выполняет один человек, на нее почти не влияют труднодоступность места соединения и квалификация сборщика; клепка — безударная, что исключает шум и вибрацию, неизбежные при клепке при помощи пневмомолотка. Так как заклепки односторонние, то стало возможным создавать более рациональные варианты соединений деталей, в том числе из различных материалов (например, пластика с металлом).

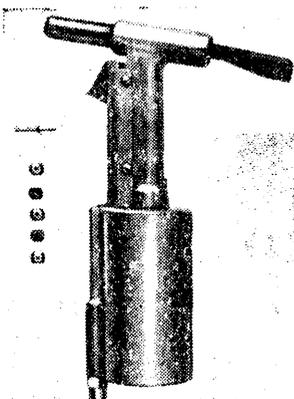


Рис. 1

Односторонняя безударная клепка выполняется с помощью прогрессивного высокопроизводительного инструмента: гидравлических, пневмогидравлических и пневматических ручных прессов — таких, например, как выпускаемые на Курганском автобусном заводе ручной пневмогидравлический пресс 1СПГ-5 (рис. 1), гидравлический пресс 2БГ-6 (рис. 2) и пневматический пресс ПП-6 (рис. 3).

Первый из названных прессов предназначен для выполнения соединений заклепками с сердечником (диаметр ≤ 5 мм). Работает он от сети сжатого воздуха (давление 0,49 МПа). Масса пресса 1,8 кг. Габаритные размеры — 355×225×80 мм. При клепке образуется заклепочное соединение, показанное

на рис. 4,а. Клепка происходит следующим образом. Заклепку в сборе сердечником 1 вставляют в головку пресса, где она захватывается его кулачками. Затем ее корпусом 2 вставляют в

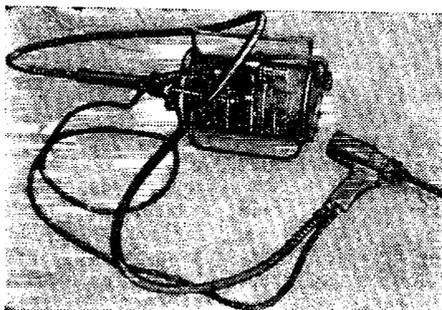


Рис. 2

отверстие склепываемого пакета. При включении пресса в работу его кулачки тянут сердечник 1 заклепки до отрыва, при этом образуется замыкающая го-

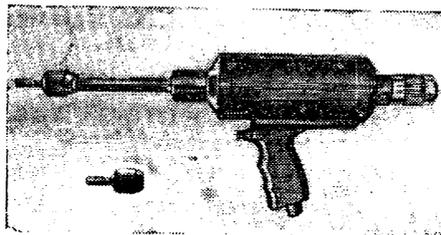


Рис. 3

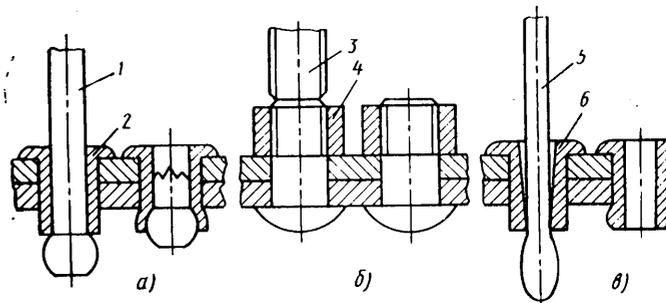


Рис. 4

ловка. Оторванный сердечник автоматически выбрасывается из пресса выталкивателем. Производительность пресса 45 заклопок в минуту. Годовой экономический эффект от внедрения одного такого пресса составляет 450 руб.

Гидравлический пресс 5 БГ-6 работает в комплекте с пневмогидравлическим

усилителем ПГА-70-240, питается от сети сжатого воздуха (давление 0,49 МПа). Он предназначен для выполнения соединений болт-заклепками диаметром ≤ 6 мм. Масса пресса — 2 кг. Габаритные размеры 165×68×210 мм; масса пневмогидравлического усилителя ПГА-70-240-13 кг, его габаритные размеры — 620×185×230 мм. Гидравлическое давление, развиваемое усилителем, равно 23,5 МПа. При клепке прессом 2 БГ-6 образуется заклепочное соединение, показанное на рис. 4,б. Выполняется клепка следующим образом. Стержень болт-заклепки 3 вставляется в отверстие склепываемого пакета, с обратной стороны на него надевается кольцо 4 и он вставляется в головку пресса, где и удерживается кулачками. При включении пресса в работу кулачки зажимают стержень заклепки, фильера пресса сжимает кольцо 4, затем хвостовик стержня обрывается. Производительность пресса 20 болт-заклепок в минуту. Годовой экономический эффект от внедрения одного пресса составляет 300 руб.

Пневматический пресс 1 ПП-6 с автоматической подачей заклепок предназначен для установки пустотелых заклепок диаметром ≤ 6 мм, работает от сети сжатого воздуха (давление 0,49 МПа). Масса пресса 2,95 кг, габаритные размеры — 505×80×186 мм. При клепке прессом 1 ПП-6 образуется заклепочное соединение, показанное на рис. 4,в.

При клепке комплект пустотелых заклепок надевается на оправку 5 с конической головкой, которая затем вставляется в пресс. Заклепка 6 усаживается в отверстие склепываемого

пакета, пресс включается в работу, оправка своей конической головкой клепывает заклепку. При этом сходящая заклепка автоматически выталкивается из пресса в исходное для клепки положение. Годовой экономический эффект от внедрения одного пресса составляет 412 руб.

ПЕРЕДОВЫЕ ЛЮДИ ОТРАСЛИ

УДК 621.822.002

БОЛЬШАЯ ЖИЗНЬ

29МАРТА 1981 года Первому Государственному подшипниковому заводу исполнилось пятьдесят лет. И все эти годы трудился на заводе Анатолий Александрович Громов, пройдя путь от токаря до директора предприятия и генерального директора производственного объединения ГПЗ-1.

Первый подшипниковый был в числе тех 518 предприятий, которые с огромным энтузиазмом строил в годы первой пятилетки советский народ, воодушевленный призывом партии: создать в кратчайший срок свою тяжелую индустрию, в том числе и подшипниковую промышленность и не быть зависимым от капиталистических стран. Тогда и пришел на завод по комсомольской путевке 24-летний Анатолий Громов. Пришел с жадной творчеством и огромным стремлением к учебе. Он, токарь затыловщик инструментального цеха, с упорством постигает все тонкости мастерства и одновременно учится в МВТУ им. Баумана.

Шли годы. По окончании МВТУ т. Громов А. А. — инженер-технолог и руководитель отделения, а затем — начальник инструментального цеха.

Как известно, от того, как поставлено инструментальное производство, во многом зависит успех работы предприятия. Уже на этих первых самостоятельных трудовых постах молодого специалиста проявились его главные черты — стремление к новому, умение доводить всякое начатое дело до конца, наладить тесный контакт с общественными организациями, коллективом, доброе отношение к людям, требовательность к себе.

В суровые военные годы Анатолий Александрович уже главный инженер завода. Осенью грозного сорок первого, когда кадры и оборудование предприятия были отправлены за Волгу, Урал, в Сибирь, он был одним из тех, кто создавал в Москве, по существу, новое производство — производство боеприпасов и предметов вооружения для фронта. Поэтому именно ему партия поручила возглавить это производство.

Мне как секретарю парткома, занимавшегося в те годы мобилизацией коммунистов на выполнение заданий партии, приходилось работать рука об руку с Анатолием Алексеевичем. Я запомнил его как человека большого мужества, талантливого организатора масс, не выходящего сутками из цехов.

Творческая активность и организаторский талант т. Громова с особой силой проявились в годы послевоенных пятилеток, когда он с присущим ему рвением работал над решением многих технических вопросов и задач. Дело в том, что, хотя в довоенный период завод перекрыл проектную мощность и стал крупнейшим подшипниковым предприятием Европы, после войны его нужно



было технически перевооружить, до- стичь новых рубежей в обеспечении подшипниками бурно развивающейся советской промышленности. И Анатолий Александрович внес большой личный вклад в решение этих задач. С 1956 г. он — уже директор ГПЗ-1 — руководит всей работой, обеспечивающей рост производственных мощностей завода. Так, при его непосредственном участии впервые в мировой практике на заводе был создан автоматический цех по производству подшипников, ставший образцом не только для отечественных, но и многих зарубежных заводов. Теперь на ГПЗ-1 действуют уже три автоматических цеха и 320 автоматизированных и поточных линий, с которых сходят около половины всех выпускаемых заводом подшипников. Для решения одной из важнейших проблем — создания цеха мелких серий, выпускающих подшипники-гиганты, А. А. Громов сумел сплотить силы инженеров и рабочих, проявил волю, настойчивость, творческую инициативу, в результате чего в короткий срок была решена задача снабжения металлургических заводов крупногабаритными подшипниками, в поставке которых нам отказали фирмы США, Швеции и других капиталистических стран.

Неоценим творческий вклад Анатолия Александровича в дело создания и освоение принципиально новой технологии раскатки колец, прокатки шариков. «В результате творческого содружества ГПЗ-1 и ВНИИметмаша, — вспоминает академик А. И. Целиков, — был создан и освоен первый в мире агрегат для прокатки из пруткового металла гладких и профильных заготовок колец подшипников».

Высокую оценку получила деятельность Анатолия Александровича по разработке и внедрению в производство новых технологических процессов, авто-

матизации и механизации производства. Ему присуждены Ленинская и Государственная премии.

В последние годы внимание А. А. Громова — на реконструкции и техническом перевооружении предприятия, направленных на совершенствование техники, технологии и организации производства, создание более благоприятных условий труда рабочих.

Забота о людях для А. А. Громова это не только слова, а твердая линия, постоянно проводимая совместно с партийной и профсоюзной организациями. Это и все более широкое обеспечение подшипниковцев жильем, строительство детских садов и ясель в местах, где живут работники ГПЗ-1, возведение лучшего в столице Дворца культуры и техники; оснащение новейшей медицинской аппаратурой заводской медсанчасти.

Напряженный, заполненный массой неотложных дел день директора завода начинается ровно в 8 ч утра. День четко спланирован. До обеда — никаких совещаний. Главное — все увидеть своими глазами, побывать в цехах, отделах, вовремя подсказать, учесть самому, что упущено. Он находит время тепло побеседовать с человеком, откликнуться на его нужду, помочь в беде. Особенно внимателен А. А. Громов к ветеранам завода — и к тем, кто еще работает, и к тем, кто ушел на заслуженный отдых. Зорко присматривается он и к молодежи, стремясь, чтобы молодые специалисты не «засиделись» в должности, вовремя и по заслугам шли по служебной лестнице.

В 1978 г. на базе Первого подшипникового было создано производственное объединение ГПЗ-1. Его генеральным директором стал А. А. Громов. Вся свою неумную энергию он направил на то, чтобы подтянуть те участки новых предприятий, которые отставали, обеспечить рост всех показателей труда уже всего объединения.

Несмотря на огромную производственную занятость, А. А. Громов много сил отдает общественно-политической работе. В течение многих лет он избирается членом парткома, Ждановского райкома КПСС столицы, МК КПСС, депутатом райсовета, Моссовета, Верховного Совета СССР. Он — делегат пяти съездов партии, в том числе XXVI.

Недавно коллектив ГПЗ-1 тепло отметил 75-летие Анатолия Александровича Громова. Путь, полный творческих дерзаний, безаветного труда во имя расцвета родного завода, укрепления экономического могущества нашей Родины, продолжается.

Автомобильная промышленность, № 5, 1982 г.

ОНИ НАГРАЖДЕНЫ МЕДАЛЯМИ ВДНХ

На выставке «Достижения изобретателей и рационализаторов социалистических стран в области машиностроения» (октябрь 1981 г.) были представлены результаты работ многих новаторов социалистических стран, в том числе советских автомобилестроителей. Успехи новаторов нашей отрасли несомненны. Об этом свидетельствует то, что многие из них были удостоены высоких наград — медалей ВДНХ СССР. Так, бронзовыми медалями ВДНХ награждены заведующий сектором МКТЭИавтопрома В. И. Барсуков и инженер В. Т. Онжикенко, которые разработали конструкцию и внедрили в производство установку «Ореол-600» (рис. 1), предназначенную для нанесения лакокрасочных покрытий в закрытых помещениях. Установка оснащена пневматическим распылителем, имеет производительность по расходу лакокрасочных материалов $600 \text{ см}^3/\text{мин}$, обеспечивает экономию 2 т краски в год. Она защищена авторскими свидетельствами на изобретения.

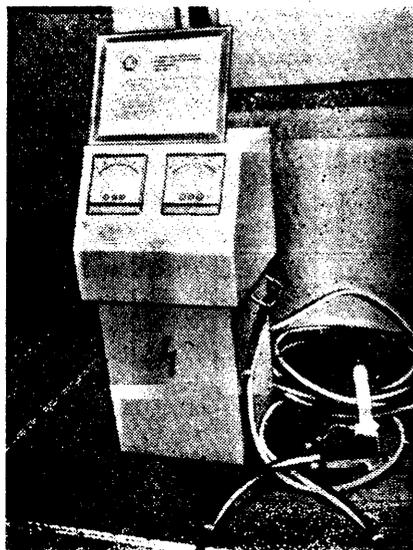


Рис. 1. Установка «Ореол-600»

медалью ВДНХ награждены заведующий лабораторией НИИавтоприборов П. И. Бухтеев, бронзовыми медалями ВДНХ СССР инженеры этого НИИ Ю. С. Смоляников и В. Н. Васильев, а также главный инженер АТЭ-3 А. Н. Гришин. Способ обеспечивает значительную (около 107 т в год) экономию остродефицитной меди за счет изменения раскроя и вырубки ламелей из сдвоенного профиля с одновременным предварительным формированием «петушка» и последующей окончательной его формовки при опрессовке коллектора. Он также защищен авторским свидетельством на изобретение.

За разработку и внедрение в производство прибора (рис. 2) для измерения осевого и радиального биения наружных колец собранных шарикоподшипников диаметром 32—140 мм также бронзовыми медалями ВДНХ награждены специалисты ВНИИП Р. Х. Ботнер и Е. Я. Гитнев. Прибор, получивший название АМ-102М, основан на механическом принципе измерения. Допускаемая погрешность измерения радиального биения

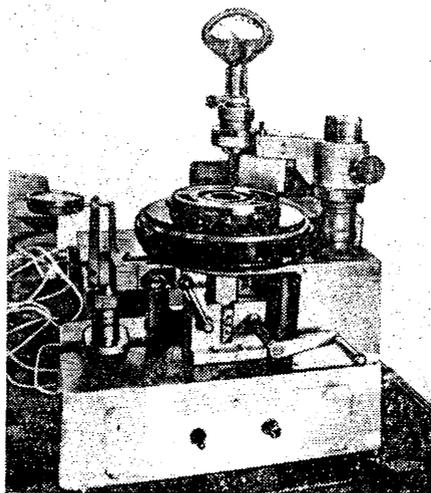


Рис. 2. Прибор АМ-102М

дены инженеры-конструкторы Волжского автозавода им. 50-летия СССР Е. А. Пещерова и Б. И. Бухрякова, которые создали и внедрили в производство шаговый конвейер-накопитель, предназначенный для транспортирования деталей типа «вал» в автоматических линиях. Конвейер-накопитель имеет неподвижную раму с позициями-призмами для транспортировки и фиксации деталей, каретку с возвратно-поступательным приводом, на которую установлены средства для контроля и перемещения (качения) деталей от одной позиции к другой. Экономический эффект от внедрения одного такого конвейера в условиях завода составил 37,5 тыс. руб. в год.

За разработку и внедрение устройства для автоматического заворачивания штуцеров незамкнутых контуров трубчатых соединений серебряной медалью ВДНХ награжден старший инженер Волжского автозавода им. 50-летия СССР Л. П. Кемер, а начальник бюро В. В. Загородный — бронзовой медалью ВДНХ. В устройстве (рис. 3) применен специальный механический ключ и механизм фиксации положения лаза ключа, что обеспечило автоматизацию процесса заворачивания штуцеров. Производительность устройства 360 дет./ч. Его внедре-



Рис. 3. Устройство для заворачивания штуцеров

За разработку и внедрение в производство на Ржевском заводе автотракторного электрооборудования (АТЭ-3) нового способа изготовления коллекторов электрических машин серебряной

0,0025 мм. Производительность 150 шт./ч. Внедрен на ГПЗ-1, ГПЗ-2, ГПЗ-20. Защищен авторским свидетельством на изобретение.

Бронзовыми медалями ВДНХ награж-

ние позволило повысить производительность труда на операции в 2 раза, в свободить пять рабочих. Экономический эффект — 20 тыс. руб. в год.

В. Б. ПАУТОВ,

НОВЫЕ НОРМАТИВНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

УДК 621.43.001.4(083.7)

ТЕХНИЧЕСКИЕ ТРЕБОВАНИЯ И МЕТОДЫ СТЕНДОВЫХ ИСПЫТАНИЙ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

СТАНДАРТ «Двигатели автомобильные. Методы стендовых испытаний» ГОСТ 14846—81 (СТ СЭВ 765—77) разработан взамен ГОСТ 14846—69 и утвержден постановлением Госстандарта от 24 июня 1981 г. Срок его действия с 1 января 1983 г. до 1 января 1988 г. Цель пересмотра — совершенствование

методов испытаний автомобильных двигателей, приведение стандарта в соответствие с требованиями СТ СЭВ 765—77.

В отличие от действующего в новом стандарте: установлены точность измерения крутящего момента ($\pm 0,5\%$), максимальных показаний измерительной сис-

темы, $\pm 0,25\%$ при использовании участка от 1/6 до 1/4 шкалы динамометра; температуры масла и топлива ($\pm 2^\circ\text{C}$); предусмотрено определение мощности показателей при полных нагрузках.

Внедрение стандарта позволит повысить точность испытаний автомобильных двигателей.

ТЕМПЫ научно-технического прогресса существенно зависят от мобильности промышленности, ее способности в короткие сроки реализовать проекты новых изделий. Вместе с тем, нередко случаются, когда период между созданием изделия конструктором и его передачей в производство чрезмерно растягивается. Причин тут много. В их числе проблемы материально-технического снабжения, трудности перестройки производства, а иногда — неоправданно большое количество документов при разработке стандартов, сложность их согласования.

Проведя тщательный анализ, специалисты Госстандарта совместно с представителями ряда министерств пришли к выводу, что количество технической документации можно уменьшить. В связи с этим Госстандарт принял решение о пересмотре порядка разработки и утверждения стандартов и технических условий, а также систем технической документации — Единой системы конструкторской документации (ЕСКД) и Единой системы технологической документации (ЕСТД).

Сокращение стадий разработки проектов стандартов на основе документов ИСО и МЭК, приведение действующей научно-технической документации в соответствие с ними даст возможность своевременно и эффективно внедрять в производство прогрессивный международный опыт, снизить затраты на разработку стандартов, сократить более чем в два раза сроки их создания.

Предусмотрено и существенно упростить выпуск простейших изделий и продукции единичного производства. В частности, предприятию дается право самому утверждать технические условия по согласованию с заказчиком на несложные товары народного потребления, не закрепленные за министерствами и ведомствами, а также на продукцию из местного сырья и отходов. Упрощается и выполнение конструкторской документации на эти изделия.

Изменение стандартов ЕСКД позволит на 10—15% сократить трудоемкость разработки конструкторской документации. Так, например, анализ этого вида документации на предприятиях Минрадиопрома показал, что исключе-

ние из комплекта документов только ведомостей спецификаций и покупных изделий экономит 850 ч работы конструктора средней квалификации — время, достаточное для выполнения 530 чертежей деталей.

Ускорится и оформление технологических документов, сократится также (благодаря более рациональному их заполнению) расход бумаги; трудоемкость оформления технологических документов для серийного и массового производства снизится на 10%, единичного — на 40—50%.

Работа над совершенствованием нормативно-технических документов продолжается. Задача заключается в том, чтобы всемерно снижать нетворческие затраты времени конструкторов, шире внедрять автоматизированные методы проектирования, сокращать время разработки новых стандартов.

ПРЕСС-ЦЕНТР ГОССТАНДАРТА
(по материалам ВНИИКИ)

НОВОСТИ ОТЕЧЕСТВЕННОГО АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ

УДК 629.113-597.7:629.114.4(47)Урал-375Д

УСОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ТОРМОЗНОГО ПРИВОДА АВТОМОБИЛЯ «УРАЛ-375Д»

СВОЙСТВА тормозной системы автомобиля в целом определяются характеристиками привода тормозов, которые должны быть в определенной степени приспособлены к водителю. Вследствие этого вопросы управляемости замедлением автомобиля при существующих методах расчета и методах натурных испытаний необходимо учитывать на стадии проектирования и доводки тормозного привода. Например, с целью совершенствования тормозного привода автомобиля «Урал-375Д» Уральским автозаводом и СибАДИ проведены исследования и выработаны рекомендации, послужившие основой для создания опытного тормозного привода, который обеспечивает более высокую по сравнению с серийным управляемость замедлением автомобиля.

Степень приспособленности тормозной системы к управлению определяется быстродействием тормозного привода и относительной ошибкой управления замедлением $\delta_a = \delta_F(1 + KF_0/a)$. Здесь δ_F — дифференциальный порог различения водителем усилия, которое он прикладывает к педали (отношение приращений усилия на педали и перемещения педали, вызывающих одинаковое изменение замедления автомобиля); K — передаточный коэффициент тормозной системы (отношение приращений замедления и усилия на тормозной педали); F_0 — зона нечувствительности тормозной системы по усилию на педали; a — замедление автомобиля.

Уменьшить величину δ_a можно путем снижения значений K и F_0 за счет изменения передаточного отношения механической части тормозного привода. Однако в серийном тормозном приводе это приводит к чрезмерно большому усилию на педали и ее ходу при экстренном торможении. Вследствие этого тормозной кран был заменен двухсекционным, обеспечивающим малую жесткость педали при неаварийных (служебных) торможениях, а тормозная педаль, управляемая всей ногой, — педалью с напольным шарниром, управляемой только поворотом стопы.

Повышение быстродействия опытного тормозного привода достигнуто в результате установки в пневмогидравлических усилителях цилиндров уменьшенного диаметра, что позволило снять ограничение на величину рабочего давления тормозного крана (0,45 МПа).

Статические характеристики серийного (сплошные линии) и опытного (штриховые линии) тормозных приводов представлены на рис. 1. Ход педали x опытного тормозного привода (рис. 1, б) определяли по длине дуги окружности радиуса 0,2 м, центром которой является ось качения педали (величина радиуса в среднем соответствует расстоянию от задней части каблука до опорной точки ступни). Усилие F , прикладываемое водителем к педали (рис. 1, а), также измеряли на расстоянии 0,2 м от оси педали.

Как видно из рис. 1, серийный тормозной привод и тормозная система имеют чрезмерно большие зоны нечувствительности x_0 и F_0 , что приводит к уменьшению диапазона регулирования тормозного привода по входным параметрам: перемещению педали и усилию на ней. Следовательно, передаточ-

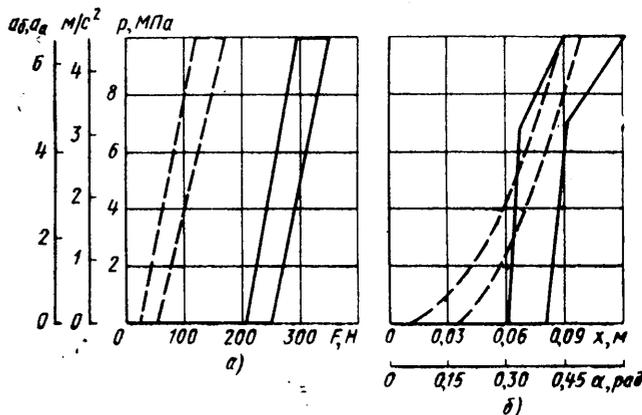


Рис. 1. Статические характеристики тормозных систем автомобиля «Урал-375Д» с серийным и опытным тормозными приводами: a_a — замедление автомобиля полной массы; a_b — замедление автомобиля собственной массой; α — угол поворота педали опытного тормозного привода

ный коэффициент тормозной системы и жесткость педали имеют высокие значения, поэтому серийный тормозной привод очень чувствителен к управлению.

Опытный тормозной привод имеет примерно одинаковый с серийным передаточный коэффициент тормозной системы K , но значения x_0 , F_0 и жесткости педали у него ниже (см. рис. 1 и таблицу). Установка более удобной тормозной педали (с точки зрения комфортабельности рабочего места водителя) и значительное снижение ее жесткости в опытном приводе уменьшает дифференциальный порог δ_F . Это существенно повышает точность управления замедлением автомобиля, оборудованного опытным тормозным приводом. Так, относительная ошибка управления замедлением, равным 1 м/с^2 , даже без учета снижения величины δ_F составляет 18% для грузового автомобиля и 24% — для порожнего. Для автомобиля с серийным тормозным приводом эти величины составляют 74 и 111% соответственно.

Параметры статической характеристики	Тормозной привод	
	серийный	опытный
Зона нечувствительности: по перемещению педали x_0 , м	0,08	0,04
по усилию на педали F_0 , Н	250	50
Жесткость педали, Н/м	7000	1350
Передаточный коэффициент: тормозного привода, МПа/Н	0,10	0,08
тормозной системы автомобиля полной массой, кг^{-1}	0,045	0,036
тормозной системы автомобиля собственной массой, кг^{-1}	0,070	0,056

Динамические характеристики серийного (сплошные линии) и опытного (штриховые линии) тормозных приводов показаны на рис. 2 в виде кривых изменения постоянной времени T и чистого запаздывания τ от уровня давления p торможения (рис. 2,а) и постоянной времени T от уровня давления p растормаживания (рис. 2,б). Величины T и τ определены аппроксимацией экспериментальных кривых переходных процессов в тормозных приводах. Чистое запаздывание процессов растормаживания принимали постоянным для всех уровней давле-

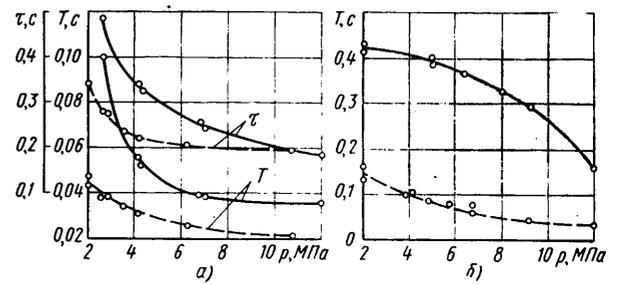


Рис. 2. Динамические характеристики серийного и опытного тормозных приводов

ния. Оно составляло в серийном тормозном приводе 0,04 с, а в опытном — 0,02 с.

Как видно из рис. 2, у опытного тормозного привода величины параметров динамической характеристики меньше, чем у серийного. Это особенно заметно в диапазоне давлений до 0,7 МПа, где эти величины меньше примерно вдвое. Кроме того, изменение T и τ опытного тормозного привода в зависимости от уровня давления происходит медленнее, чем серийного.

При дорожных испытаниях сравнивали управляемость замедлением автомобиля с серийным и опытным тормозными приводами. Критериями оценки были приняты точность и плавность торможения до остановки автомобиля на заданном тормозном пути.¹ В испытаниях участвовали четыре водителя разной квалификации, и все они, как и следовало ожидать, лучше справлялись с торможением автомобиля, оборудованного опытным тормозным приводом.

¹ Савельев Б. В. Сравнительная оценка приспособленности тормозного привода для служебного торможения. — В кн.: Исследование торможения автомобиля и работы пневматических шин. Омск: изд. ОмПИ, 1979, с. 128—135.

Канд. техн. наук В. М. МИРОНОВ, А. А. РОМАНЧЕНКО, Б. В. САВЕЛЬЕВ, канд. техн. наук М. А. ПЕТРОВ

СТАНКИ И ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ НУЖД ОТРАСЛИ

УДК 621.746.3:66.028

ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЙ ДОЗАТОР ДЛЯ ЗАЛИВКИ АЛЮМИНИЕВЫХ СПЛАВОВ

ИССЛЕДОВАНИЯ показали, что индуктор бегущего магнитного поля позволяет транспортировать жидкий алюминий по желобу, расположенному под углом до 45° к горизонту, при этом расход металла уменьшается с изменением уровня расплава в печи. Применение же системы рециркуляции, позволяющей поддерживать заданный уровень расплава над сливным отверстием путем перелива избытка расплава в печь, способствует стабилизации расхода металла через выпускное отверстие.

В результате исследований и производственных испытаний опытного образца электромагнитного дозатора на Осиповичском заводе автомобильных агрегатов НИИЛИТавтопромом разработан дозатор мод. 4623, который успешно эксплуатируется на Заволжском моторном заводе им. 50-летия СССР при литье головок блока цилиндров двигателя ГАЗ-24.

Электромагнитный дозатор (рис. 1) представляет собой печь сопротивления с прямоугольной ванной, которая обогревается карбидокремневыми нагревателями. Передняя часть ванны переходит в наклонный желоб с литниковой чашей. Под желобом на специальной подставке размещен индуктор бегущего

магнитного поля. На задней части ванны имеется приемная горловина, предназначенная для долива ванны. Над приемной горловиной установлена специальная поворотная заливочная чаша для внепечной обработки расплава. В случае, когда рафинирование и модифицирование производятся в транспортирующем ковше или специальном агрегате, заливочная горловина закрывается поворотной крышкой.

Для подачи металла в литниковую

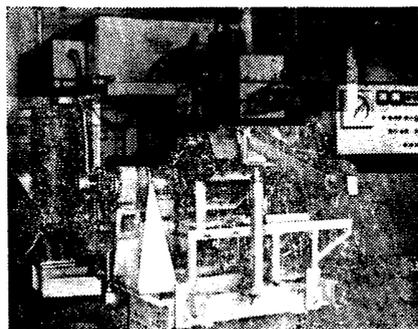


Рис. 1

чашу металлической формы служит поворотный желоб.

Ванна электромагнитного дозатора футеруется жароупорным бетоном, желоб — жароупорной массой. Толщина футерованного слоя печи составляет 260 мм, желоба — 20 мм.

Поворот печи для слива металла осуществляется при помощи гидравлических цилиндров, поднимающих одновременно и крышку с нагревателями.

Индуктор охлаждается вентилятором, снабженным диффузором.

Желоб для подачи металла обогревается нихромовыми нагревателями, смонтированными в отъемных крышках.

Техническая характеристика электромагнитного дозатора мод. 4623 приведена ниже:

Вместимость ванны, кг:	
общая	1000
полезная	900
Мощность, кВт:	
нагревателей	50
индуктора	60
Скорость разлива, кг/с	0,2—2,0

Наиболее ответственным элементом электромагнитного дозатора является индуктор бегущего магнитного поля. При включении индуктора 2 жидкий металл поступает в заливочную чашу, а реверсированием магнитного поля ме-

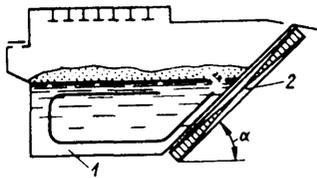


Рис. 2

талл в ванне 1 перемешивается с целью усреднения температуры садки, интенсификации модифицирования и т. д. (рис. 2).

Индуктор бегущего поля, охлаждаемый водой, состоит из стального наборного сердечника и катушки из провода ПОЖ с жаростойкой изоляцией. В настоящее время разрабатывается конструкция индуктора с водоохлаждаемыми катушками, на которые намотан медный провод прямоугольного сечения.

Трехфазный плоский индуктор бегущего поля дозатора мод. 4623 имеет следующие параметры: длину магнитопровода 660 мм, ширину 280 мм, число катушек 18, полюсный шаг 200, сечение провода 1,94×4,4 мм, напряжение 380 В.

Дозатор работает в полуавтоматическом и полупеременном режиме с карусельно-кокильной машиной. Комплекс эксплуатируется в четыре смены непрерывно в течение недели и имеет производительность 40—50 отливок в 1 ч. Погрешность дозирования составляет до 3%.

Сплав АЛ-4 выплавляется в индукционной печи ИАТ-250 и передается ковшем в дозатор, где в приемной чаше

обрабатывается универсальным флюсом (45% NaF, 30% KCl, 25% NaCl). При этом на стенках заливочной чаши оседает шлак, который также попадает в ванну, что требует периодической чистки.

Рафинирование расплава вне электромагнитного дозатора опосредствует повышению стабильности работы агрегата и исключает попадание шлака в отливки.

Качество головок блока цилиндров, получаемых заливкой из электромагнитного дозатора мод. 4623, сопоставляли с качеством головок блока, получаемых по серийной технологии, предусматривающей применение пневматического дозатора мод. Д630.

По серийной технологии сплав АЛ-4 выплавляют в индукционной печи ИАТ-250 с использованием в шихте 50% свежих материалов и 50% возврата собственного производства, рафинируют в промежуточной печи универсальным флюсом (0,9%) и переливают в пневматический дозатор. При новом способе заливки сплав из индукционной печи передается ковшем к электромагнитному дозатору, где в приемной чаше осуществляется аналогичную обработку.

Результаты исследования физико-механических свойств и других показателей сплава АЛ-4 при сравнимых способах заливки приведены в таблице, из данных которой видно, что при использовании электромагнитного дозатора качество расплава остается на уровне, предусмотренном серийной технологией. Темплеты заготовок головок блока цилиндра, залитых при помощи

Механические свойства термообработанных образцов (средние результаты)	Дозатор	
	пневматический мод. Д630	электромагнитный мод. 4623
Прочность σ_B , МПа:		
после плавильной печи	298	292
после обработки флюсом через, мин:		
15	300	298
45	292	294
Удлинение δ , %, после обработки флюсом через, мин:		
15	4,4	4,4
45	4,2	4,0
Подистость по шкале ВИАМ:		
после плавильной печи	3	3
после обработки флюсом	1	1

электромагнитного дозатора, имеют плотный излом, а брак отливок соответствует нормам.

На базе электромагнитного дозатора мод. 4623 НИИЛИТавтопром разработал промышленные образцы следующих модификаций: с обогревом карбидокремневыми нагревателями или нихромовыми спиралями и с устройством для ввода модификатора в желоб или сменную выпускную литниковую чашу.

Электромагнитный дозатор мод. 4623 рекомендуется применять при литье крупных алюминиевых заготовок (массой более 20 кг).

А. И. ХРАМЧЕНКОВ, Е. М. ШИНКАРЕВ, А. Н. РЕДНИКИН, И. С. ШИЛИН, В. М. ВОЛКОВ

УДК 620.1.05:629.113.001.4

ЭЛЕКТРОМАГНИТНЫЙ УНИПОЛЯРНЫЙ НАГРУЖАТЕЛЬ ДЛЯ ИСПЫТАТЕЛЬНЫХ СТЕНДОВ

К НАГРУЖАЮЩИМ устройствам испытательных стендов, эксплуатируемых в автомобилестроении, предъявляются жесткие требования к сохранению идентичности нагрузок, создаваемых на стенде и возникающих при движении автомобиля по дороге. Поэтому как в нашей стране, так и за рубежом исследования и разработка более совершенных нагружающих устройств с новыми качественными признаками не прекращаются. Например, хорошо зарекомендовали себя индукторные и гидравлические тормоза при стендовых испытаниях двигателей внутреннего сгорания и некоторых других высокооборотных объектов. Однако в стендах для испытания автомобиля в целом и его узлов, например, трансмиссии, их применить нельзя — здесь требуется нагружающее устройство, которое создавало бы значительные тормозные усилия в области низких частот вращения вала (в том числе при неподвижном вале) испытуемого объекта. Неудобны в эксплуатации и серийно выпускаемые порошковые тормоза, хотя они и имеют механическую характеристику, не зависящую от частоты вращения вала объекта.

Указанных недостатков лишен электромагнитный униполярный нагружатель НЭМУ-2 с жидкостным охлаждением. Он позволяет проводить длительные испытания автомобилевых узлов, создавать большие тормозные усилия в области низких частот вращения. Основ-

ные технические данные этого нагружателя:

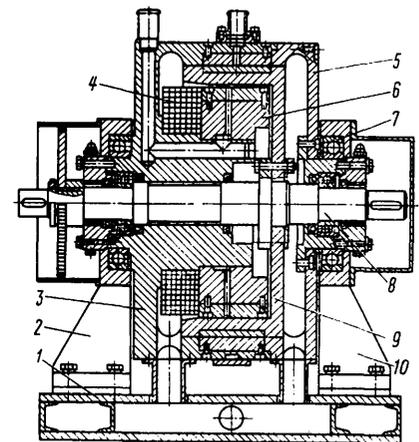
Максимальная мощность, кВт	100
возбуждения	0,8
Частота вращения вала, с ⁻¹ :	
номинальная	50
максимальная	70
Тормозной момент, Н·м:	
максимальный	500
номинальный	320
Режим испытания	Длительный
Охлаждение	Водяное
Расход воды, л/мин	50
Габаритные размеры, мм	990×500×
	×580
Масса, кг	240

Корпус нагружателя (рис. 1) представляет собой массивный стальной статор, в кольцевой полости которого размещается наружная и внутренняя вставки с зубьями-полюсами по окружности. В пазы между зубьями запрессованы алюминиевые вкладыши для уменьшения гидродинамического сопротивления.

Ротор нагружателя изготовлен из алюминия, он снабжен зубчатой вставкой из стали, которая выполнена двухрядной, т. е. ротор имеет наружную и внутреннюю короткозамкнутые обмотки из алюминиевых стержней. Во внутренней полости корпуса размещается катушка возбуждения, предназначенная для создания магнитного поля постоянного тока. В корпусе имеется сеть каналов и канавок, по которым в наружный и внутренний зазоры нагружателя поступает вода. Затем эта вода попадает в устройство для направления потока, проходящего на слив в нижнюю часть корпуса.

Балансирная подвеска статора позволяет точно измерять тормозной момент.

На плите нагружателя установлен тензорезисторный датчик силы, который через систему переходников связан с рычагом, установленным на корпусе, а также устройство для тарировки датчика. Здесь же находится датчик частоты вращения вала нагружателя.



Марголин

Рис. 1. Схема электромагнитного униполярного нагружателя:

1 — плита; 2 и 10 — опоры передняя и задняя; 3 — корпус; 4 — катушка возбуждения; 5 — крышка; 6 — внутренняя вставка статора; 7 — подшипники опор; 8 — вал; 9 — ротор

Нагрузатель оборудован пультом управления, в котором установлены тиристорный преобразователь для питания обмотки возбуждения постоянного тока, цифровой электронный тахометр, вторичный прибор для измерения момента, проградуированный в Н·м, устройства управления.

Принцип действия нагрузателя состоит в следующем.

При прохождении тока возбуждения создается магнитный поток, идущий от полюсов статора через воздушный зазор к полюсам ротора и замыкающийся на неподвижном магнитопроводе статора. При вращении ротора магнитный поток изменяется по величине, в результате чего в короткозамкнутых обмотках ротора наводится электродвижущая сила и, следовательно, появляется переменный ток. При его взаимодействии с магнитным потоком возникает асинхронный электромагнитный момент.

Наличие зубцовой зоны на статоре и роторе позволяет создать, в отличие от индукторных тормозов с гладким статором, большой синхронный стопорный момент.

Сочетание этих двух моментов — асинхронного электромагнитного и

синхронного стопорного — определяет характер механических характеристик нагрузателя (характеристики, показанные на рис. 2, соответствуют режиму работы статора с прямыми зубьями). Как видно из рисунка, стопорный момент в 2—3 раза превышает номинальный установившийся момент нагрузателя.

Величину стопорного момента можно регулировать, изменяя скос полюсов статора относительно полюсов ротора: при изменении скоса от 0 до 30° стопорный момент уменьшается, плавность работы тормоза на низких частотах повышается.

Новая конструкция нагрузателя во многом отличается от существующих моделей. В частности, водяное охлаждение позволило проводить длительные испытания, вторая короткозамкнутая обмотка в роторе увеличила тормозной момент по сравнению с однорядным ротором в 1,5—1,7 раза; алюминиевые вставки в пазах статора уменьшили гидродинамическое сопротивление системы охлаждения и улучшили форму механической характеристики нагрузателя; пульт управления сделал нагрузатель более удобным в эксплуатации.

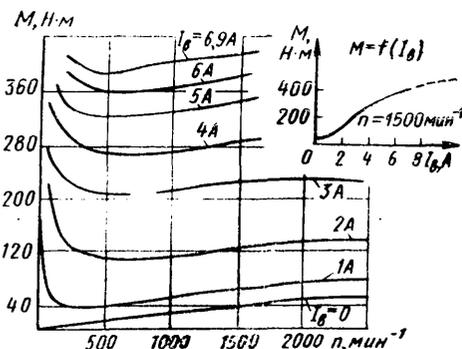


Рис. 2. Механические характеристики нагрузателя НЭМУ-2

Производственные испытания электромагнитный униполярный нагрузатель НЭМУ-2 прошел на Горьковском автозаводе. В настоящее время он эксплуатируется на стенде испытаний двигателей внутреннего сгорания на Заволжском моторном заводе им. 50-летия СССР.

Ю. Л. МАРГОЛИН, В. В. МАКАРОВ,
Г. И. ФЕДТОВ

УДК 620.165.29.05

СТЕНДЫ ДЛЯ ИСПЫТАНИЙ ИЗДЕЛИЙ НА ГЕРМЕТИЧНОСТЬ И РАБОТОСПОСОБНОСТЬ

ГИДРАВЛИЧЕСКИЕ устройства, применяемые в конструкции современных автомобилей, испытывают не только на прочность, но и на герметичность.

Горьковский конструкторско-технологический институт автомобильной промышленности разработал и внедрил в производство ряд стендов, предназначенных для испытаний клапанов, штуцеров различных конструкций, рукавов и трубок высокого давления и других изделий. По конструкции стенды несложны. Их основные узлы: мультипликатор, гидропривод, пневмооборудование. Техническая характеристика стендов приведена ниже:

Производительность, шт/ч	30—80
Число одновременно испытываемых изделий, шт.	1
Давление испытания, МПа	15—25
Рабочее давление в пневмосети, МПа	0—63
Степень мультипликации	50—65
Потребляемая мощность, кВт	0,3—0,5
Габаритные размеры, мм	3500×900— 1050×1480
Масса, кг	500—800

Стенды оснащены электронным оборудованием, величина утечки из полости изделия при давлении до 30 МПа определяется с точностью до десятых долей кубического сантиметра жидкости в минуту.

На рисунке приведена гидравлическая схема стенда с электронным устройством.

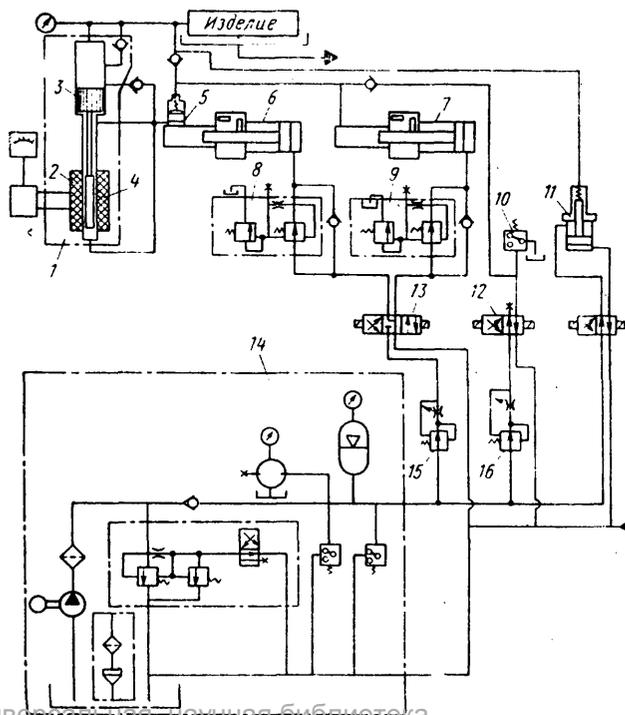
Для заполнения изделия жидкостью и создания требуемого давления применяется гидростанция 14 типа I СВУ-40 с гидроаккумулятором. Мощность электродвигателя гидростанции — 3 кВт, производительность насоса — 8 л/мин, развиваемое давление — до 125 МПа. Этого вполне достаточно для испытания изделий с внутренним объемом испытываемой полости до 1000—1500 см³.

При включении гидрораспределителя 12 изделие заполняется жидкостью. Од-

новременно с этим устанавливаются в исходное положение плунжеры мультипликаторов 6 и 7, а также прецизионный поршень 3 прибора измерения утечек 1. Как только давление в полости достигнет заданной величины, включается реле 10, которое через гидрораспределитель 13 и редукционный клапан 9 включает мультипликатор 7, создающий давление предварительного нагружения. При этом давление, величина которого составляет 1,05 давления испытания, производится опрессовка всей системы

и изделия. Затем переключается гидрораспределитель 13, через редукционный клапан 8 включаются мультипликатор 6 (создается давление испытания) и прибор измерения утечек.

Если изделие негерметично, прецизионный поршень 3 и связанный с ним сердечник 2, находящийся в индукционной катушке 4, начинают перемещаться. Электронное устройство показывает изменение напряжения, возникающее в индукционной катушке в результате перемещения сердечника, и поскольку пор-



шень имеет определенную площадь, то можно определить утечку жидкости в единицу времени.

В зависимости от величины допускаемой утечки для каждого конкретного изделия назначается время испытания и определяется величина перемещения поршня 3. Выходной сигнал при положении поршня 3, соответствующем величине допускаемой утечки, и определяет зону годных изделий. Сигнал о начале измерения поступает в электронную схему из электрической, а по окончании испытания вновь поступает в электрическую, которая принимает его и включает соответствующий сигнал «Годен» или «Брак». Весь цикл испытания проводится в автоматическом режиме и управляется программным реле времени. Исключения составляют операции установки изделия и ограждения зоны испытания, которые производятся вручную.

Для создания оптимальной величины потока заполнения, при котором обеспечивается наиболее полное и быстрое удаление воздуха из изделия, а также для плавности работы мультипликаторов перед гидрорапределителями 12 и 13 в схеме установлены регуляторы потока 15 и 16.

Ввиду того, что в момент срабатывания плунжера мультипликатора с места

необходимо создавать давление несколько большее, чем давление испытания (сила трения покоя больше силы трения движения), в гидросхеме устанавливается разгрузочный клапан 5. Он представляет собой небольшой резервный объем, который заполняется при включении мультипликатора 6 и обеспечивает постоянство давления в начале измерения утечки.

Давление в изделии по окончании испытаний снимается разгрузочным устройством 11, которое срабатывает при отключенных системах заполнения и испытания.

На мультипликаторах 6 и 7 установлены бесконтактные датчики, предназначенные для остановки цикла испытания при наличии значительных утечек в изделии, т. е. когда изделие имеет явный брак.

Представленная схема управления испытанием на герметичность применяется для испытаний различных по габаритам и форме изделий. Это обеспечивается за счет унифицированных базовых узлов. Унификация сокращает также сроки проектирования испытательной техники и снижает ее себестоимость.

При испытании высоким давлением весьма важна надежность уплотнения подводящих каналов изделия. Поэтому при разработке новых изделий гидроси-

стем автомобиля конструкторам необходимо особое внимание обращать на способы их герметизации и уплотнения; удобные и надежные способы уплотнения могут, в конечном счете, значительно повысить производительность стендов для испытания на герметичность.

Для герметизации полостей изделий обычно применяются механизированные зажимные приспособления с резиновыми уплотнителями, технологические штуцеры, насадки. Иногда используется кольцевое смятие уплотняемого элемента, подобно тому, как это делается в шаровых соединениях трубопроводов высокого давления, и другие способы.

При испытании на герметичность очень важно полностью удалить воздух из полости изделия. Это необходимо потому, что образовавшаяся воздушная подушка делает систему пружинящей, следовательно, лишает стабильности точку начала отсчета измерения утечек.

Важной особенностью стендов является то, что на них можно регулярно проводить метрологический контроль величины внутренних утечек гидравлических систем без применения дополнительной аппаратуры: для этого надо только заглушить каналы подвода жидкости к изделию.

В. А. ЕВСИН

НОВОСТИ АВТОМОБИЛЕСТРОЕНИЯ ЗА РУБЕЖОМ

УДК 629.113

АВТОМОБИЛИ, АГРЕГАТЫ, СИСТЕМЫ

Экспериментальные модели экономичных автомобилей французских фирм

АВТОМОБИЛЬНЫЕ компании Пежо и Рено на базе выпускаемых ими серийных автомобилей создали две экспериментальные модели — Пежо VERA (базовая модель Пежо 305) и Рено EVE (базовая модель Рено 18), которые успешно прошли испытания на полигонах.

Автомобиль Пежо VERA. Для снижения аэродинамического сопротивления этого автомобиля внесены небольшие изменения в конструкцию кузова: увеличен объем багажника, установлены передний и задний спойлеры, изменены формы задней части крыши и решетки входного отверстия для охлаждающего воздуха, а также конструкция уплотнения стекол, введена облицовка колес. В результате удалось снизить величину коэффициента сопротивления воздуха с 0,44 до 0,318. Масса автомобиля снижена с 925 до 750 кг за счет установки двигателя меньшей мощности, нового заднего моста, применения алюминия и пластмасс.

Для повышения КПД силовой установки и трансмиссии степень сжатия двигателя увеличена до 10,2, улучшена характеристика холостого хода путем уменьшения перекрытия клапанов, уменьшена масса маховика и число подшипников распределительного вала, облегчены клапанные пружины, изменены передаточные отношения в коробке пе-

редач, применена разработанная конструкторами фирмы электронная система зажигания.

Испытания показали, что автомобиль Пежо VERA расходует топлива на 33—38% меньше, чем базовый.

Автомобиль Рено EVE. Основное внимание при конструировании модели было уделено созданию кузова новой формы, значительно меньшего аэродинамического сопротивления (0,239 вместо 0,39 у базовой модели) и введение автоматической регулировки работы двигателя и автоматического подбора оптимального для данных условий движения передаточного числа коробки передач.

Для автоматической регулировки работы двигателя и изменения передаточного числа в коробке передач применена электронная система с микропроцессором, получающим сигналы от датчи-

ков частоты вращения двигателя, положения педали акселератора, скорости движения автомобиля и, в соответствии с заложенной программой, вырабатывающим командные сигналы для исполнительных двигателей, устанавливающих в необходимом положении дроссельную заслонку карбюратора и необходимое передаточное отношение в коробке передач. Водитель может устанавливать одну из трех программ: минимального расхода топлива (для движения по автостраде); минимальной токсичности (для движения в городе); минимальной шумности (для движения ночью в населенных пунктах).

Испытания показали, что автомобиль Рено EVE расходует топлива на 25% меньше, чем базовая модель. Сравнительные характеристики экспериментальных и базовых моделей приведены в таблице.

Параметры	Пежо 305	Пежо VERA	Рено 18	Рено EVE
Масса автомобиля в снаряженном состоянии, кг	925	750	920	845
Коэффициент сопротивления воздуха	0,440	0,318	0,390	0,239
Максимальная мощность, кВт при частоте вращения, мин ⁻¹	48,6000	46/4500	45/5500	39/5500
Число передач	4	5	4	Нет
Время ускорения (0—400 м), с	20,9	18,5	19,3	21
Максимальная скорость, км/ч	143	156	150	157
Расход топлива, л/100 км:				
при скорости 90 км/ч	6,5	4,2	6,3	4,1
при скорости 120 км/ч	9,1	5,6	8,4	5,5
в городских условиях	9,5	6,3	9,4	6,6

«Комплекс» — устройство для наддува дизелей

Фирма Феррари (Италия) для наддува автомобильных дизелей с 1978 г. начала вместо турбокомпрессора применять устройство «Комплекс», работающее от волн давления в отработавших газах.

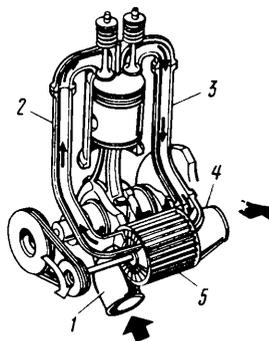


Рис. 1. Устройство для наддува автомобильных дизелей:

1 — забор чистого воздуха; 2 — воздушный коллектор; 3 — коллектор отработавших газов; 4 — выход отработавших газов; 5 — ротор

Это устройство (рис. 1) состоит из корпуса с двумя коллекторами (один для отработавших газов, второй — для сжимаемого воздуха) и расположенного между ними ротора, приводимого во вращение при помощи ременной передачи. Частота вращения ротора в 3—6 раз больше частоты вращения коленчатого вала двигателя. В роторе выполнены сквозные трубчатые каналы, параллельные оси его вращения. Один их торцов примыкает к коллектору отработавших газов, второй — к коллектору сжимаемого воздуха. При работе двигателя в каналах возникают волны давления, передающие энергию давления отработавших газов сжимаемому воздуху.

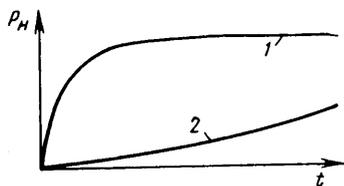


Рис. 2. Изменение давления наддува по времени при увеличении частоты вращения: 1 — ротора устройства «Комплекс»; 2 — ротора трубнонагревателя

«Комплекс» имеет ряд преимуществ перед турбокомпрессором: малую инерционность, вследствие чего давление наддува изменяется практически синхронно с частотой вращения коленчатого вала двигателя; постоянное (рис. 2) отношение давления наддува к расходу отработавших газов, что позволяет существенно упростить конструкцию системы наддува. (У турбокомпрессора при малых частотах вращения давление наддува мало, что приводит к необходимости установки переразмеренных турбины и компрессора. При высоких частотах вращения переразмеренный турбокомпрессор создает чрезмерно большое давление наддува, что заставляет вводить

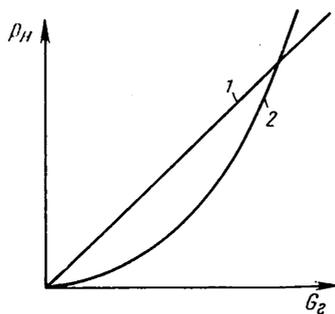


Рис. 3. Зависимость давления наддува от расхода отработавших газов:

1 — в устройстве «Комплекс»; 2 — в турбо-нагревателе

в систему клапан перепуска части отработавших газов).

Фирма «Феррари» создала две модели устройства «Комплекс» для дизелей мощностью от 44 до 88 кВт.

Новый топливный элемент для электромобилей

Самым уязвимым местом электромобиля, препятствующим широкому его распространению, являются, как известно, аккумуляторные батареи: они имеют малую энергоемкость (следовательно, и малый запас хода электромобиля без подзарядки батарей) или очень высокую стоимость.

В последнее время в ряде стран ведутся работы по использованию элементов типа «металл — воздух». Наиболее многообещающей из них является созданная в результате двух лет работы в Ливерморской лаборатории (США) батарея воздушно-алюминиевых топливных элементов. Лабораторные испытания показали, что такая батарея по запасу хода, скорости перезарядки и стоимости вполне удовлетворяет современным требованиям к источнику энергии для электромобиля.

Основным агрегатом батареи является блок воздушно-алюминиевых топливных элементов, у которых анодом служит алюминиевая пластина, а воздушным катодом — пористая пластина из смеси угля и тефлона с добавкой катализатора. Электрическая энергия возникает в результате химического взаимодействия алюминия и кислорода воздуха в присутствии электролита (водного раствора едкого натра), прокачиваемого помпой между электродами элемента. Алюминий является топливом, постепенно расходуемым в процессе работы. Воздушный катод в процессе работы не изменяется. После полного израсходования алюминия в батарею вставляют новые алюминиевые пластины. Выпадающий в виде осадка продукт реакции алюминия с кислородом — тригидроксид алюминия (гидрагилит) — удаляется потоком электролита.

В батарею, кроме блока топливных элементов, входят: воздушная помпа, фильтр очистки воздуха от пыли и углекислоты; бак для электролита с помпой; кристаллизатор для выделения гидрагилита из потока электролита; водяной бак с помпой; бак для промывки гидрагилита; емкости для сбора гидрагилита.

Полученный в результате реакции гидрагилит служит сырьем для производ-

В Ливерморской лаборатории закончены испытания топливных элементов с анодами площадью 25, 50 и 100 см². Испытания показали, что удельная энергоемкость батарей (с учетом массы всех дополнительных агрегатов) составляет 440 Вт·ч/кг. Начата разработка батареи для пятиместного легкового электромобиля. Электромобиль с батареей массой 225 кг будет, по предварительным расчетам, развивать скорость до 85 км/ч и иметь запас хода до замены алюминиевых пластин не менее 1500 км. Кроме замены алюминиевых пластин, водитель электромобиля должен пополнять запас воды в баке и через каждые 400 км пробега выгружать накопившийся в емкости гидрагилит.

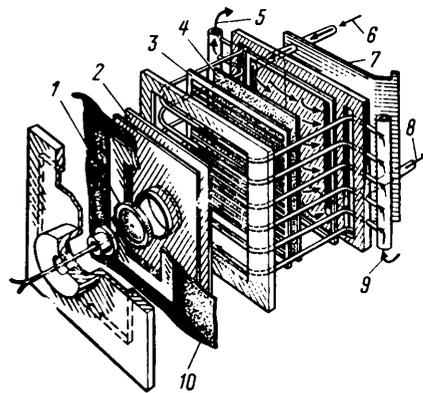


Рис. 4. Батарея воздушно-алюминиевых элементов:

1 — токоприемник (клемма «-»); 2 — анод (алюминиевая пластина); 3 — рифленый сепаратор; 4 — катод; 5 — выход электролита; 6 — вход воздуха; 7 — токоприемник (клемма «+»); 8 — выход воздуха; 9 — вход электролита; 10 — мембранное уплотнение

Изготовить опытный образец электромобиля с воздушно-алюминиевой батареей намечено не позднее 1989 г.

Плазменная система зажигания «Плазмиг»

Английская фирма Плазма Игниш Системз разработала новую систему зажигания для карбюраторных двигателей, которая, как показали результаты предварительных испытаний, может дать значительную экономию топлива и снизить содержание токсичных веществ в отработавших газах.

Поджиг рабочей смеси производится не искрой, а дугой плазмы, возникающей между электродами свечи при напряжении 3000 В. В отличие от электрической искры, длящейся чрезвычайно короткий промежуток времени, плазменная дуга поддерживается в течение всего периода сгорания рабочей смеси (около 30° поворота коленчатого вала) и имеет температуру 40000 К. Высота: температура и длительность воздействия дуги на рабочую смесь вызывают мощный фронт пламени, распространяющийся в камере сгорания и не вызывающий детонации. Поэтому фирма считает целесообразным проводить совместные испытания фирмой Рикардо испытания этой системы на двигателе со степенью сжатия равной 19,5.

ТРАНСПОРТНЫЕ СРЕДСТВА ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ НЕГАБАРИТНЫХ ГРУЗОВ БОЛЬШОЙ МАССЫ

ДЛЯ ПЕРЕВОЗКИ грузов, габаритные размеры которых могут изменяться по высоте и ширине в пределах 3—9 м, по длине 15—80 м, а общая масса достигать 600—1000 т, применяются специализированные автопоезда в составе седельного тягача (или тягача) и полуприцепа (или прицепа) — «тяжеловозы». Анализ отечественных и зарубежных конструкций этих транспортных средств позволил классифицировать их по грузоподъемности, степени сохранности перевозимого груза, форме пола платформы (рамы) в продольном и поперечном сечениях, типу перемещения пола платформы (рамы), числу блоков (секций-модулей), приспособленности к механизированному выполнению погрузочно-разгрузочных работ.

Основным технико-эксплуатационным

и экономическим параметром, определяющим себестоимость доставки грузов, является грузоподъемность «тяжеловозов», определяемая партионностью перевозок. В нашей стране и за рубежом применяются «тяжеловозы» различной грузоподъемности в составе седельных тягачей с полуприцепами и тягачей с прицепами (табл. 1 и 2). Изучение народнохозяйственных потребностей в перевозках негабаритных грузов большой массы позволило установить требуемое распределение их партионностей (табл. 3). Себестоимость перевозок таких грузов составляет в среднем 120 коп. на 1 ткм.

Из табл. 3 видно, что отечественному автомобилестроению в перспективе необходимо освоить новые «тяжеловозы» грузоподъемностью 300—600 т и более,

хотя основная часть негабаритных грузов имеет массу партии 120—140 т.

Сохранность перевозимых этими транспортными средствами грузов достигается различными способами. Например, некоторые современные «тяжеловозы» оборудуют гидравлической системой боковой стабилизации рамы-платформы (рис. 1). Эта система при определенных боковых уклонах дороги обеспечивает более устойчивое положение транспортного средства с грузом путем удержания грузовой платформы в горизонтальном положении.

Из-за большой длины «тяжеловозов» возникает проблема их вписывания при движении по криволинейной траектории. Например, длина автопоезда в составе тягача МАЗ-543 и прицепа ЧМЗАП-5540 составляет 50 м. Минимальные радиусы

Таблица 1

Параметры	Хино, АТ5000, Япония	Кометто, Т60, Италия	Николя, 2R.5, Франция	Гольдгофер		Николя, 70. SC.55, Франция	Хитачи, TL2500, Япония	Шаурле, К150/6, ФРГ	Николя, «Атомас», Франция	Хино, АТ7000, Япония
				ТА8 120/120, ФРГ	ТА8 150/8, ФРГ					
Разновидность транспортного средства	Одиночный автомобиль	Прицеп				Полуприцеп			Прицеп	Одиночный автомобиль
Грузоподъемность, т	50	60	82,5	120,0	150,0	222	250	574	500	700
Масса собственная, т	26	15	17,5	40,0	50,0	48	100	98	220	180
Полная, т	76	75	100	160	200	270	350	672	720	880
Коэффициент тары	0,52	0,25	0,21	0,33	0,33	0,22	0,40	0,17	0,44	0,26
Габаритные размеры, мм:										
длина	10500	14380	10450	22630	22630	23060	32870	17750	58000	25000
ширина	4000	2500	3100	3000	3000	3100	4500	6250	3650	9000
высота	1800	570	965	1650	1650	965	4200	1030	1080	1700
Управление колес	Самоуправляемые	От дышла		От дышла		Следящее	От тягачей		От дышла	Самоуправляемые
Количество осей, шт.	2	4	5	8	8	10	10 (без тягачей)	12	24	8
Осевая нагрузка, т	38,0	18,8	20,0	20,0	25	27,0	35,0	56,0	30	110,0
Количество шин, шт.	16	16	40	32	32	80	80	96	192	64
Наружный радиус поворота, м	8	5,8	11,6	17,5	17,5	18,1	15,2	16,8	17,3	15,5
Размер шин	10.00—20 14PR 1800	5.20×20	7.50—15x	12.00R20 18PR 650	12.00 R20 18PR 650	7.50—15x	12.00—20 16PR 0—1200	7.40—15	8.25—15x PR18 1080	14.00—24 24PR 1700
Погрузочная высота, мм	1800	570	965	650	650	965	0—1200	1030	1080	1700
Тип рамы	Ровный	Изогнутый	Ровный	Изогнутый		Г-образный низко расположенный	Консольный	Ровный	Скелетный	Ровный
Тип подвески	Гидравлический	Рессорно-балансирный	Гидравлический	Рессорно-балансирный		Гидравлический	Рессорно-балансирный	Гидравлический		
Ход подвески, мм	±340	—	+350—200	—	—	+350—200	—	±210	±270	±340

Таблица 2

Параметры	ЧМЗАП-5208	ЧМЗАП-8386	ЧМЗАП-9990	ЧМЗАП-5247Г	ЧМЗАП-5212А	ЧМЗАП-5531	ЧМЗАП-5530	ЧМЗАП-5540
Год начала производства	1957	1977	1977	1961	1973	1976	1963	1971
Разновидность транспортного средства	Прицеп		Полуприцеп			Прицеп		
Грузоподъемность, т	40	40	52	50	60	90	120	300
Масса собственная, т	10,9	13,2	18	18	13,4	60	46,4	100
полная, т	50,9	53,2	70	68	73,4	150	166,4	400
Коэффициент тары	0,27	0,33	0,35	0,36	0,22	0,67	0,39	0,33
Габаритные размеры, мм:								
длина	9330	11230	14420	15335	11400	29585	21735	37650
ширина	3200	3150	3150	3396	3300	3150	3250	6320
высота	1600	1630	3190	2780	1630	4600	3400	4620
Система управления колес	Поворотный круг			—	Поворотный круг	От дышла		«гидроруль»
Количество осей, шт.	3	3	3	2	4	6	6	12
Осевая нагрузка (средняя), т	20,0	17,7	23,3	34,0	18,4	25,0	27,7	33,3
Количество шин, шт.	24	24	12	8	32	24	24	48
Размер шин	240—508	1025—420	1025—420	15.00—20	240—508	950—420	370—508	950—420
Погрузочная высота, мм	1600	1260	1260	1162	1120	700	500+400	500+400
Тип рамы	Ровный		Г-образный низко расположенный			Ровный		
Тип подвески	Балансирный	Свечной		Балансирный		Свечной	Балансирный	Гидробалансирный

Таблица 3

Масса партии, т	Доля общего объема перевозок, %
40—60	46,3
60—80	28,8
80—100	12,5
100—140	11,1
140—300	1,02
300—600 и более	0,28

поворота необходимо обеспечивать также и для снижения сопротивления качению многоосных «тяжеловозов». Поэтому большинство «тяжеловозов» имеет гидравлическую или механическую систему управления колес. Наиболее широкое применение получили приводы

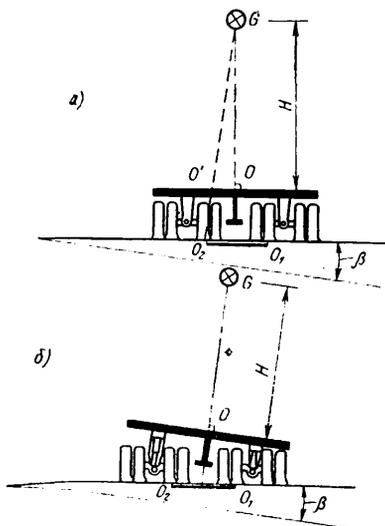


Рис. 1. Схема боковой стабилизации рамы платформы «тяжеловозов» без стабилизации (а) и с боковыми стабилизаторами (б): G — центр тяжести; O_1O_2 — линия устойчивости; O — центр платформы; β — угол бокового уклона дороги; H — высота центра тяжести груза

двух типов: от дышла (для прицепов) и следящий (для полуприцепов). (На рис. 2 показан привод следящего типа). Оба они позволяют получить внутренний радиус поворота автопоездов, равный 5,6—13,3 м, а наружный — 14,4—26,6 м при габаритной длине прицепных транспортных средств до 50 м.

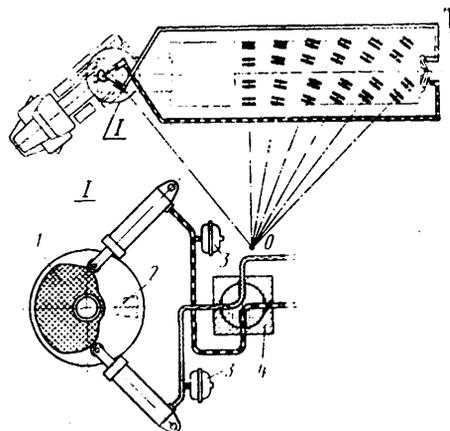


Рис. 2. «Следящая» схема управления колес полуприцепа: 1 — плита; 2 — ограничитель; 3 — шаровый шарнир; 4 — золотниковое устройство

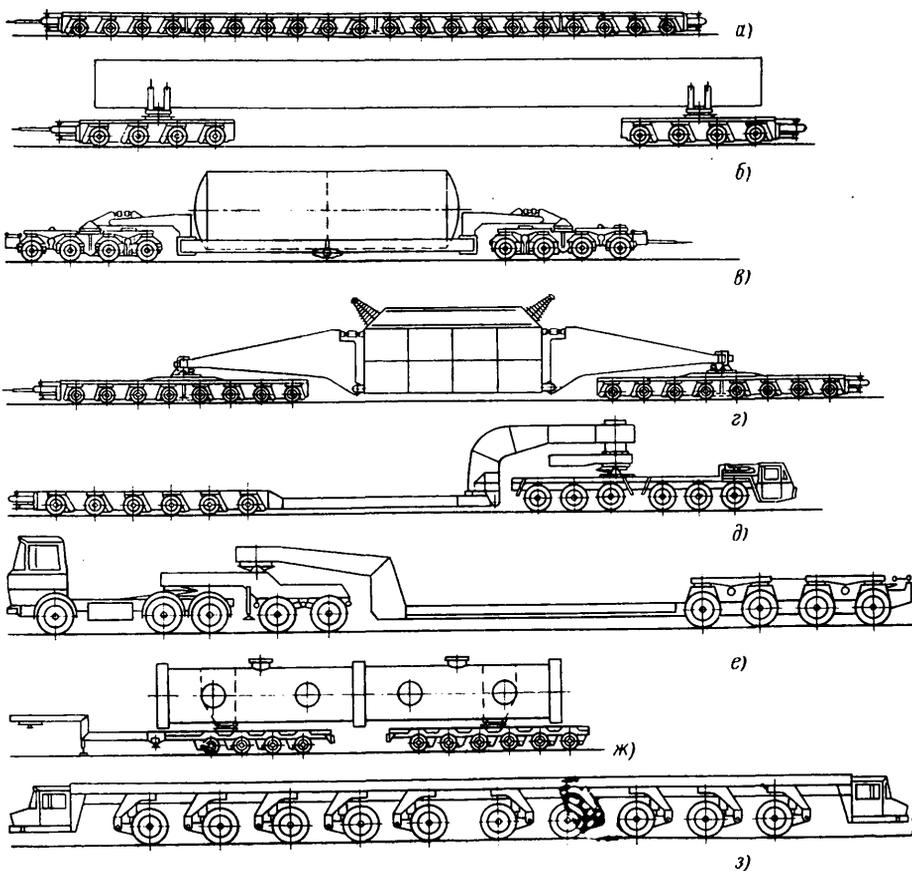


Рис. 3. Компонировочные схемы «тяжеловозов»:

а — 20-осный прицеп с горизонтальной платформой; б — 8-осный прицеп-роспуск; в — 8-осный прицеп с изогнутой и низкорасположенной рамой; г — 16-осный прицеп с консольно-ферменной рамой; д — 12-осный автопоезд с изогнутой и низкорасположенной рамой полуприцепа; е — 9-осный автопоезд с изогнутой, низкорасположенной рамой полуприцепа и подкатной тележкой; ж — 4-осный полуприцеп с изогнутой, низкорасположенной рамой и 6-осный прицеп с платформой над колесами; з — 10-осный самоходный «тяжеловоз» с платформой над колесами

Варианты общей компоновки пола платформы (рамы) прицепов и полуприцепов приведены на рис. 3. Анализ конструкций «тяжеловозов», выпускаемых фирмами США, ФРГ, Франции, Англии, Испании, Италии и Японии, показывает, что основными их разновидностями являются транспортные средства с ровной горизонтальной платформой (рамой), устанавливаемой над колесами (рис. 3, а, б, д, з). Это позволяет получить более универсальное, с лучшей проходимостью, хотя и с более высоким центром тяжести, транспортное средство.

Поскольку использование «тяжеловозов» усложнено из-за различных эксплуатационных условий перевозок (продольный, поперечный профиль дорог, условия погрузки — выгрузки, габариты и прочность грузов и др.), в автотранспортных предприятиях применяют и другие типы транспортных средств. На-

пример, прицепы и полуприцепы с изогнутой и низкорасположенной платформой-рамой (рис. 3, в, 4 и 5) располагают между колесами, что позволяет получить минимально возможный клиренс и соответственно сравнительно невысоко расположенный над платформой центр тяжести всей системы. Естественно, что в этих условиях улучшается устойчивость движения, а также повышается эксплуатационная скорость автопоездов.

Для повышения проходимости седельных автопоездов и изменения высоты сцепления с тележками полуприцепов в последнее время прицепостроительные фирмы начали выпускать подъемные устройства-домкраты (рис. 6), позволяющие не только регулировать высоту тележек, но и равномерно распределять нагрузку между ними. Применяют эти седельно-сцепные устройства на транспортных



Рис. 4. Тяжеловоз с полуприцепом грузоподъемностью 50 т фирмы Галбер (США)



Рис. 5. Прицеп TLF 6013 для перевозки рулонной стали грузоподъемностью 60 т фирмы Хи-но (Япония)

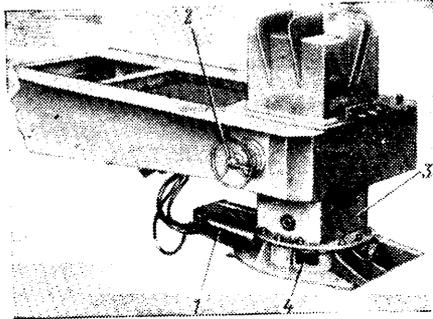


Рис. 6. Подъемное седельно-сцепное устройство-домкрат фирмы Николя:
1 — цилиндры «гидроруля»; 2 — запорный механизм подъемной колонки; 3 — подъемная колонка; 4 — следящее устройство поворота колес полуприцепа

средствах с консольно-ферменной рамой (см. рис. 3,г и рис. 7). Для повышения универсальности полуприцепов с низкорасположенными рамами и более равномерного распределения осевых нагрузок в США и Японии применяют двух-, трех- и четырехосные подкатные тележки (см. рис. 3,е). Для перевозки негабаритных неделимых грузов большой массы используют также тележки прицепы-ропуски (см. рис. 3,а, ж). Однако они

рекомендуются только в том случае, если перевозимый груз достаточно прочен и может выдерживать большие динамические нагрузки, возникающие в процессе транспортирования.

Ввиду большой сложности изготовления и ремонта «тяжеловозов», а также с целью их максимальной унификации в мировом прицепостроении появилось новое конструктивное направление — модулирование. Суть его заключается в том, что «тяжеловоз» комплектуется на основе одного — шести двух-, трех-, четырех-, пяти-, шести- или семиосных взаимозаменяемых модулей. Это дает возможность, в зависимости от эксплуатационной потребности, комплектовать транспортное средство практически любой грузоподъемности. Такие модули используются во Франции, Японии, ФРГ и других странах.

По приспособленности к механизированному выполнению погрузочно-разгрузочных работ «тяжеловозы» можно классифицировать так: с опускающейся на поверхность дороги рамой (или грузом); с изменяющейся погрузочной высотой платформы; с платформой, имеющей постоянную минимально возможную погрузочную высоту. Для опускания груза (или — чаще — Г-образной рамы с грузом) в основном используются гид-

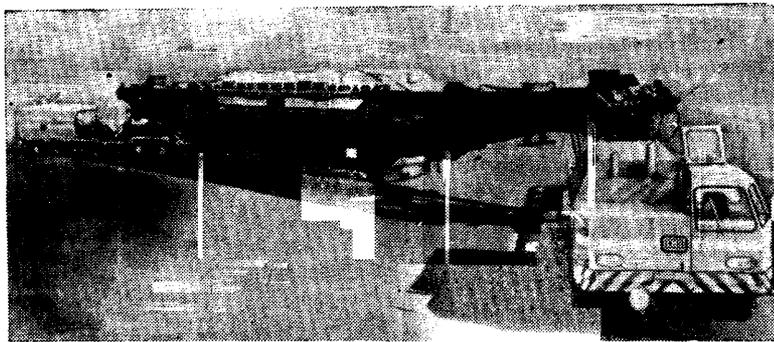


Рис. 7. «Тяжеловоз» грузоподъемностью 300 т фирмы Шаурле (ФРГ)

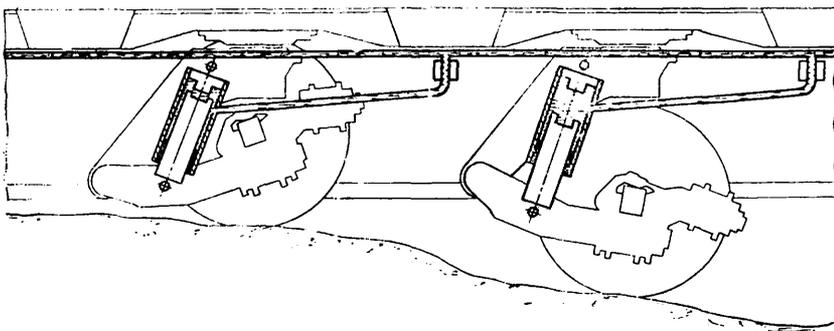


Рис. 8. Подвеска колес «тяжеловозов» типа «коллено» с гидравлическим приводом

равлические домкраты, монтируемые на седельных тягачах или на тележках.

Изменение погрузочной высоты при помощи соответствующей подвески является наиболее распространенным способом (рис. 8). Такая подвеска (типа «коллено») выполняет несколько функций: позволяет изменять погрузочную высоту «тяжеловоза» за счет движения гидроштока на 300—500 мм и, кроме того, имея единую гидросистему, обеспечивает точное распределение нагрузки между колесами и между осями. Благодаря этому преодолеваемый угол продольного уклона дороги увеличивается до 3—10%.

Уменьшить погрузочную высоту платформы «тяжеловоза» можно также путем использования шин минимально возможного диаметра. Наименьший размер шин с давлением 0,7—1,0 МПа, используемых на «тяжеловозах», — 5,20/20 или 7,50—15х (фирма Мишлен). При использовании этих шин погрузочная высота может быть на уровне 570—965 мм. Применение Г-образной низкорасположенной рамы полуприцепов позволяет получить погрузочную высоту на уровне 600 мм.

Важным вопросом применения «тяжеловозов» является их буксировка. Буксирование прицепов осуществляется одним, двумя и даже пятью балластными тягачами. Место тягачей в прицепном автопоезде (спереди и сзади) определяется в основном продольным профилем дорог. Сложность организации движения такого автопоезда заключается в невозможности синхронного переключения передач всех тягачей. Кроме того, тягачи необходимо загружать балластом, составляющим 18—25% полной массы тягача. Одиночные автомобили и автопоезда (рис. 9) лишены этого недостатка. Их колеса снабжены индивидуальными гидромоторами и одноступенчатыми планетарными редукторами (рис. 10); силовой агрегат и безбортовая платформа совмещены на одном транспортном средстве. Кабину располагают также под платформой, что дает возможность полностью использовать длину и ширину последней. Такие автомобили уже используют на судостроительных верфях, металлургических предприятиях и при перевозке грузов по автомобильным дорогам. Их выпуском заняты фирмы Шаурле (ФРГ), Хино (Япония) и др.

Все транспортные средства перечисленных типов используют на дорогах с твердым или уплотненным грунтовым покрытием. В условиях бездорожья, особенно на севере, получают применение транспортные средства на воздушной подушке с удельным давлением на грунт 0,004 МПа. Они разрабатываются в двух направлениях: одиночные самоходные транспортные средства и буксируемые платформы. Фирма Арктик (США) изготавливает самоходные платформы «тяжеловозов» на воздушной подушке модели АСТ-100 грузоподъемностью 112 т. Аналогичные транспортные средства используют в Канаде. Некоторый опыт применения транспортных средств в условиях бездорожья имеет Западно-Сибирский филиал ВНИИнефтемаша. Уже испытаны буксируемые аппараты на воздушной подушке грузоподъемностью 40 т.

Зарубежные данные, в частности, свидетельствуют о том, что сохранность искусственных сооружений (мостов) может быть увеличена путем применения



Рис. 9. «Тяжеловоз» «Атомас» грузоподъемностью 500 т фирмы Никола (Франция)

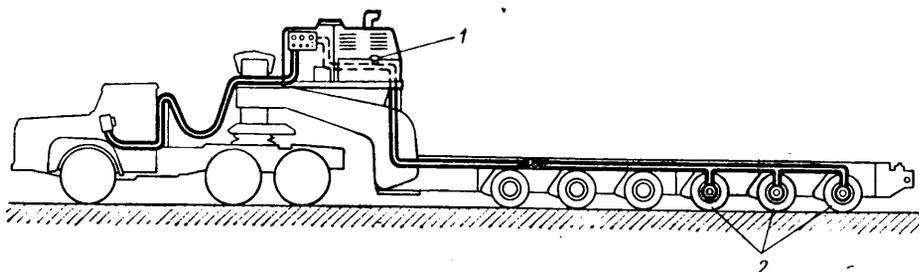


Рис. 10. Схема «тяжеловоза» с ведущими мотор-колесами полуприцепа:
1 — двигатель с гидронасосом; 2 — мотор-колеса

автопоездов на воздушной подушке частичной разгрузкой осей. Исследования, проведенные в Англии, показали что при пролете, равном 15 м, нагрузка на мост может быть уменьшена на 30% если использовать на «тяжеловозе» поддув воздушной подушкой. Однако, если пролет моста равен 22—24 м, применение воздушной подушки становится не целесообразным.

На основании отечественного и зарубежного опыта, а также анализа тенденций развития перевозок можно утверждать, что основной технической проблемой в развитии «тяжеловозов» следует считать создание унифицированных модульных тележек, позволяющих менять грузоподъемность автопоездов от 100—200 т до 600—1000 т; разработку и освоение производства тягачей с высокими тяговыми качествами; разработку самоходных транспортных средств с прогрессивной подвеской и мотор-колесами для использования на перевозках по сети дорог и территории промышленных предприятий; создание самосамосходных буксируемых «тяжеловозов» на «воздушной подушке» для применения в условиях бездорожья.

А. А. ЧЕБОТАЕВ

КРИТИКА и БИБЛИОГРАФИЯ

УДК 621.892.097.2:621.43-192

М. А. Григорьев, Б. М. Бунаков, В. А. Долецкий. **Качество моторного масла и надежность двигателей.** Изд-во стандартов, 1981, 232 с.

Для современных двигателей вопросы рационального использования горюче-смазочных материалов приобрели важное значение. От их правильного решения во многом зависит надежность, экономичность и трудоемкость технического обслуживания двигателей, а также ряд других важных проблем эксплуатации двигателей в различных условиях.

В рецензируемой книге рассмотрена одна из важных сторон этой проблемы, связанная с рациональным использованием моторных масел на массовых двигателях внутреннего сгорания. В ней обобщены исследования, проведенные непосредственно авторами, а также научно-исследовательскими организациями и заводами различных отраслей как в нашей стране, так и за рубежом.

Книга состоит из предисловия и восьми глав. В предисловии из общей сложной химмотологической системы выделено моторное масло и представлено в качестве одного из основных функциональных элементов двигателя, во многом определяющих его надежность и эффективность работы.

Основные рабочие функции, выполняемые маслом в двигателе, рассмотрены в первой главе. В ней же приведены данные об особенностях использования моторных масел в современных двигателях.

Во второй главе изложены обоснованные требования к моторным маслам; показана целесообразность использования специальных обкаточных и рабоче-консервационных масел, а также рассмотрены наиболее важные их характеристики: вязкостно-температурные, антиокислительные, моющие-диспергирующие, противозносные и др., улучшение которых позволяет повысить топливную экономичность и надежность двигателей, снизить расход масла и трудоемкость технического обслуживания техники.

В третьей главе на базе последнего отечественного и зарубежного опыта, а также собственных оригинальных исследований авторов рассмотрен процесс старения моторного масла и образования отложений в двигателях. В ней, а также в четвертой главе даны интересные материалы о влиянии моторных масел на надежность двигателей. Достаточно убедительно изложен механизм образования загрязнений в масле и отложений на деталях двигателей; на основании приведен-

ного анализа показаны пути снижения интенсивности этих процессов.

Доходчиво и обоснованно, с конкретными примерами, дан в пятой главе материал об ассортименте, механизме действия и срабатывании присадок в современных моторных маслах.

Интересная и необходимая широкому кругу читателей информация об отечественных и зарубежных классификациях масел и новых методах их испытаний представлена авторами в шестой и седьмой главах.

В последней главе подведен итог всей работы. Глава насыщена фактическим материалом, содержит конкретные рекомендации и предложения. В ней приведены данные по взаимозаменяемости отечественных и зарубежных масел, рекомендации по унификации отечественного ассортимента автотракторных масел. Даны примеры подбора масел для конкретных моделей двигателей, а также даны рекомендации по снижению расхода масел за счет допустимого уменьшения удельных емкостей системы смазки двигателей и увеличения сроков службы масел до замены. Приведены значения показателей брака, позволяющие менять масло по его фактическому состоянию, и материалы по практическому использованию этих показателей для диагностирования технического состояния двигателя.

В книге рассмотрены наиболее актуальные современные химмотологические проблемы. Работа построена на большом фактическом материале, полученном в основном авторами и прошедшем апробацию как в заводских условиях, так и в эксплуатации.

Однако книга не лишена некоторых недостатков. Так, в ней не нашли отражения требования к качеству масел для газотурбинных и роторно-поршневых двигателей, применяемых в автомобильной технике, а также вопросы по единым моторно-трансмиссионным маслам, использование которых радикально упрощает эксплуатацию автотракторной техники, особенно в отдаленных районах Крайнего Севера и Сибири. Недостаточно освещен актуальный вопрос об экономии топлива при использовании моторных масел с модификаторами трения, а также новые методы оценки качества масел для автотракторных двигателей. Это целесообразно учесть при переиздании книги. Следует также отметить, что в данной работе отсутствуют ссылки на некоторых авторов.

Таким образом, книга представляет научный и практический интерес, она полезна широкому кругу инженерно-технических и научных работников отраслей двигателестроения и нефтеперерабатывающей промышленности, а также организаций, эксплуатирующих двигатели внутреннего сгорания. Она также может быть использована в качестве учебного пособия для студентов высших учебных заведений, изучающих двигатели внутреннего сгорания и вопросы применения в них моторных масел.

Д-р техн. наук С. Г. АРАБЯН

МОСКОВСКИЙ
ордена Трудового Красного Знамени
АВТОМОБИЛЬНО-ДОРОЖНЫЙ ИНСТИТУТ

объявляет прием студентов
на I курс дневного и вечернего отделений
по специальностям:

АВТОМОБИЛИ И АВТОМОБИЛЬНОЕ ХОЗЯЙСТВО СО СПЕЦИАЛИЗАЦИЯМИ:

Техническая эксплуатация автомобилей
Авторемонтное производство

СПЕЦИАЛИЗИРОВАННЫЙ ПОДВИЖНОЙ СОСТАВ
ДВИГАТЕЛИ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ (ТОЛЬКО ДНЕВНОЕ ОБУЧЕНИЕ)

ОРГАНИЗАЦИЯ ДОРОЖНОГО ДВИЖЕНИЯ
ЭКСПЛУАТАЦИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА
АВТОМОБИЛЬНЫЕ ДОРОГИ СО СПЕЦИАЛИЗАЦИЯМИ:

Городские дороги
Автомобильные дороги
Сельскохозяйственные дороги

МОСТЫ И ТОННЕЛИ СО СПЕЦИАЛИЗАЦИЯМИ:

Мосты и тоннели
Городские транспортные сооружения

СТРОИТЕЛЬНЫЕ И ДОРОЖНЫЕ МАШИНЫ И ОБОРУДОВАНИЕ

ГИДРОПНЕВМОАВТОМАТИКА И ГИДРОПРИВОД
АВТОМАТИЗАЦИЯ И КОМПЛЕКСНАЯ МЕХАНИЗАЦИЯ СТРОИТЕЛЬСТВА СО
СПЕЦИАЛИЗАЦИЯМИ:

Автоматизация и комплексная механизация предприятий строительной
индустрии
Автоматизация и комплексная механизация дорожного строительства

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЕ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ (ТОЛЬКО ДНЕВНОЕ ОБУЧЕНИЕ)
МЕХАНИЧЕСКОЕ ОБОРУДОВАНИЕ АВТОМАТИЧЕСКИХ УСТАНОВОК (ТОЛЬКО ДНЕВ-
НОЕ ОБУЧЕНИЕ)

СТРОИТЕЛЬСТВО АЭРОДРОМОВ

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА СО СПЕЦИАЛИ-
ЗАЦИЯМИ:

Экономика и организация автомобильного транспорта
Экономика и организация автомобильного транспорта
в международных сообщениях
Машинная обработка экономической информации и АСУП
на автомобильном транспорте

ЭКОНОМИКА И ОРГАНИЗАЦИЯ СТРОИТЕЛЬСТВА СО СПЕЦИАЛИЗАЦИЕЙ:

Экономика и организация строительства и эксплуатации
автомобильных дорог

ПРИЕМ ЗАЯВЛЕНИЙ

- на дневное обучение с 20 июня по 31 июля;
- на вечернее обучение с 29 июня по 31 августа.

Вступительные экзамены — по математике (2 письменных экза-
мена), физике (письменно), русскому языку и литературе (письмен-
но) — проводятся:

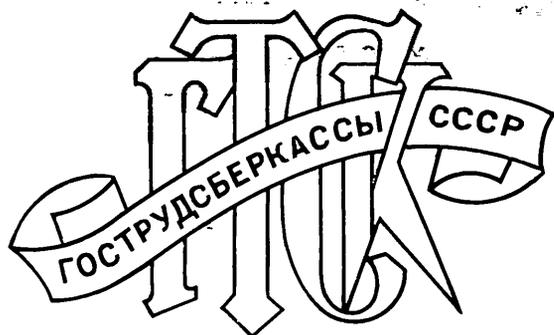
- на дневное обучение с 1 августа по 20 августа;
- на вечернее обучение с 11 августа по 10 сентября.

На вечернее обучение принимаются заявления от лиц, проживающих в
Москве и Московской области в пределах 60 км зоны. Общежитием обеспечива-
ются лица, направленные на обучение предприятиями, а также лица, наиболее
успешно сдавшие вступительные экзамены.

При институте имеются **дневное и вечернее подготовительные отделения**
для рабочих, колхозников и демобилизованных из рядов Советской Армии.
Успешно окончившие подготовительное отделение зачисляются на первый курс
института без вступительных экзаменов.

Справки о приеме на подготовительное отделение по телефону: 155-03-37.

*Адрес института: 125829 ГСП, Москва А-319,
Ленинградский просп., д. 64, приемная комиссия.
Справки по телефону: 155-01-04.*



НАКОПЛЕНИЕ СБЕРЕЖЕНИЙ БЕЗНАЛИЧНЫМ ПУТЕМ

Сберегательные кассы помогают советским гражданам более правильно строить личный бюджет, целесообразнее использовать получаемые доходы.

За счет своих сбережений они приобретают ценные вещи, совершают увлекательные путешествия по родной стране.

Накапливать сбережения можно безналичным путем. Для этого достаточно подать в бухгалтерию предприятия, учреждения, совхоза или колхоза заявление о перечислении определенной суммы из денежных доходов на счет по вкладу в сберегательную кассу. Можно перечислять суммы из заработной платы рабочих и служащих, единовременного вознаграждения за выслугу лет, денежных доходов колхозников, пенсий, средств, получаемых населением за проданную государству сельскохозяйственную продукцию.

Суммы из причитающихся денежных доходов на счета по вкладам можно перечислять не только в сберегательную кассу того населенного пункта, где работает вкладчик, но и в любую сберегательную кассу другого города, района страны.

Перечисления сумм из доходов трудящихся создают дополнительные удобства для вкладчиков, которые, не затрачивая времени на посещение сберегательных касс, могут пополнять свои сбережения.

Сберегательные кассы к Вашим услугам

ПРАВЛЕНИЕ ГОСТРУДСБЕРКАСС СССР