

6Т2(05)

А 22

НС 19622

Автомобильная промышленность



1960

Автомобильная промышленность

Орган Государственного комитета Совета
Министров СССР по автоматизации
и машиностроению

Ежемесячный
научно-технический
журнал

№ 1

ЯНВАРЬ 1960

Задачи автомобильной промышленности в 1960 г.

В. Я. СЕЛИФОНОВ
Госплан СССР

В РЕШЕНИЯХ июньского Пленума ЦК КПСС особое внимание уделено развитию новой техники. В свете этих решений перспективным планом развития автомобильной промышленности предусмотрены разработка новых и совершенствование выпускаемых автомобилей и прицепов.

В 1960 г. должны быть созданы новые автомобили-самосвалы и полуприцепы большой грузоподъемности для горнорудной и угольной промышленности, промышленного, энергетического и гражданского строительства. Чтобы улучшить обслуживание городского и сельского населения транспортом общественного пользования, потребуется изготовить автобусы и троллейбусы новых типов. Будут разработаны новые конструкции прицепов и полуприцепов, в том числе прицепов и полуприцепов-рефрижераторов, а также специализированных прицепов для различных нужд народного хозяйства. Намечена дальнейшая работа по созданию перспективных автомобилей и двигателей и замене устаревших моделей новыми. Наряду с проектированием базовых автомобилей, будут созданы специализированные автомобили и прицепы, фургоны для перевозки различных товаров, автоцистерны для перевозки горючих и смазочных материалов, молока и других товаров, фургоны с теплоизоляцией, приспособленные для перевозки предварительно замороженных продуктов.

На Белорусском автозаводе, наряду с обеспечением значительно увеличенного плана производства 25-тонных грузовых автомобилей, предполагается организовать выпуск первых промышленных серий сверхтяжелых автосамосвалов грузоподъемностью 40 т для горнорудной промышленности. На этом же заводе должна быть выпущена первая серия седельных тягачей к полуприцепам грузоподъемностью 40 т, а Челябинский завод прицепов изготовит первую серию полуприцепов с опрокидывающимися кузовами. Опытные образцы таких тяжелых автопоездов проходят эксплуатационные испытания.

Серьезная задача стоит перед украинскими автостроителями. Помимо мощного автосамосвала КРАЗ-222 «Днепр», который начал выпускаться в 1959 г., должно быть организовано производство автомобилей КРАЗ-219, КРАЗ-221 и других моделей. В целом выпуск этих автомобилей увеличится в УССР более чем в 10 раз.

Горьковский автозавод наметил выпустить первую серию автомобилей повышенной проходимости, грузоподъемностью 1 т, предназначенных в основном для сельского хозяйства, и начать изготовление автомобилей ГАЗ-56, грузоподъемностью 1,5 т, предназначенных для перевозок мелких грузов, различных товаров и в дальнейшем для использования в качестве фургона, обслуживающего торговую сеть, связь.

Кутанский автозавод приступит к выпуску автомобилей-тягачей КАЗ-606 для буксировки полуприцепов грузоподъемностью 7 т. Такие полуприцепы-фургоны и полуприцепы-рефрижераторы начнет изготавливать Одесский автоборочный завод, который в 1959 г. выпустил первую партию полуприцепов-фургонов и полуприцепов для перевозки скота. В текущем году выпуск этих моделей полуприцепов будет значительно увеличен.

Ульяновский автозавод должен освоить производство грузовых автомобилей УАЗ-451 и автомобилей-фургонов УАЗ-451 с колесной формулой 4×2, т. е. с одной задней ведущей осью. Кроме того, будут выпускаться санитарные автомобили с одной задней ведущей осью для обслуживания городов. В прошлом году завод изготовлял эти автомобили с двумя ведущими осями для сельских районов.

Важное значение для пассажирского транспорта будет иметь организация на заводе им. Урицкого Саратовского совнархоза производства троллейбусов большой пассажирской вместимости (110—120 чел.) и унифицированных с ними по кузову больших городских автобусов. Эти машины имеют широкие двери для выхода и входа, расширенные проходы и площадки для скопления пассажиров у входа и выхода. Опытные образцы автобусов и первая серия троллейбусов проходят испытания.

Львовский автобусный завод наметил выпустить первую партию автобусов усовершенствованной конструкции. В этих автобусах предусматриваются установка V-образного восьмицилиндрового двигателя мощностью 150—160 л. с. с гидромеханической автоматической коробкой передач и применение пневматической подвески.

Запорожский автозавод выпустит первую партию легковых микролитражных четырехместных автомобилей ЗАЗ-965 с закрытым кузовом и расположенным в задней части кузова четырехцилиндровым двигателем воздушного охлаждения мощностью 20—25 л. с. Двигатели для этих автомобилей будут изготавливаться на Мелитопольском моторном заводе.

Помимо организации производства новых моделей и выпуска первых серий, предусматривается внесение конструктивных изменений, значительно повышающих эксплуатационные качества автомобилей.

У грузовых 4-тонных автомобилей ЗИЛ-164 будут установлены новая коробка передач с синхронизаторами, новое однодисковое сцепление, телескопические амортизаторы, облегченные колеса с уширенными коническими полками, дающие возможность значительно повысить срок службы шин и несколько увеличить нагрузку на каждое колесо.

На автомобилях ГАЗ-51А, выпускаемых Горьковским автозаводом, также должны быть применены новая улучшенная коробка передач и облегченные колеса с уширенными коническими полками.

Автобусный завод Московского областного совнархоза, к которому перейдет производство автобусов ЗИЛ-158, намечает улучшить конструкцию автобусов введением новой коробки передач с электропневматическим управлением, значительно облегчающим работу водителя при напряженном городском движении, усовершенствованной подвески и сервоусилителя руля.

Дальнейшим конструктивным усовершенствованиям подвергнется автомобиль М-407, выпускаемый Московским заводом малолитражных автомобилей. На нем будут установлены четырехскоростная коробка передач, задний мост с гипоидной парой шестерен, улучшена отделка кузова.

Должны быть выпущены первые промышленные серии новых прицепов и полуприцепов. Челябинский завод прицепов освоит производство прицепа грузоподъемностью 60 т для перевозки тяжелого строительного и землеройного оборудования. Одесский автосборочный завод организует выпуск полуприцепов для перевозки скота на бойни, а также изготовит первую промышленную партию полуприцепов-рефрижераторов грузоподъемностью 6 т. Предприятия Львовского совнархоза увеличат производство автомобилей-рефрижераторов на шасси автомобилей ЗИЛ-164 с прицепами-рефрижераторами и выпустят усовершенствованные модели автопогрузчиков грузоподъемностью 3 и 5 т.

Большая работа намечена по созданию и изготовлению образцов новых автомобилей, которые должны быть внедрены в производство в последующие годы. К таким автомобилям относятся грузовые ГАЗ-52 грузоподъемностью 2,5 т, ГАЗ-66, повышенной проходимости, ЗИЛ-130 грузоподъемностью 4 т и трехосный ЗИЛ-131 грузоподъемностью при бездорожье 3 т.

Автобусный завод Московского областного совнархоза должен закончить проектирование и изготовить опытный образец нового городского автобуса средней вместимости с двигателем мощностью 150—160 л. с. На Минском автозаводе будет продолжена разработка конструкции семейства новых грузовых автомобилей и самосвалов грузоподъемностью базового автомобиля 7,5 т. Кременчугский автозавод создаст образец нового автомобиля грузоподъемностью 12—14 т.

Значительную работу предстоит провести Ярославскому моторному заводу по конструированию и изготовлению опытных образцов новых V-образных 6-, 8- и 12-цилиндровых двигателей с воспламенением от сжатия, а Заволжскому моторному и Уральскому автомобильному заводам — по созданию V-образных восьмицилиндровых двигателей.

В соответствии с решениями июньского Пленума ЦК КПСС намечено прекратить производство ряда устаревших машин и заменить их более совершенными; например, цементовоз КАЗ-601 грузоподъемностью 3,5 т, изготовлявшийся Кутаисским автозаводом, — цементовозом грузоподъемностью 7 т, который будет выпускаться предприятиями РСФСР и УССР; тракторные прицепы ПТС-2М грузоподъемностью 2 т Сердобского ма-

шиностроительного завода и 3-тонные прицепы ТПО-3 и ПТС-3М Балаховского и Ишимского прицепных заводов новыми прицепами.

В области механизации и автоматизации производственных процессов, внедрения передовой технологии предусматривается продолжение работ по комплексной механизации и автоматизации производственных процессов на Первом государственном подшипниковом заводе, Московском автозаводе им. Лихачева и на других предприятиях.

Будут шире применяться автоматические поточные линии в механических цехах, конвейерные поточные линии сборки узлов, агрегатов и машин, конвейеры и транспортеры на тяжелых и трудоемких работах при внутризаводской и межоперационной транспортировке деталей и узлов.

Механизацию окрасочно-сушильных процессов предполагается осуществить путем внедрения высокоэкономичных процессов окраски в электрическом поле и сушки в термо-радиационных сушильных камерах.

В горячештамповочных цехах возрастет применение механических ковочных прессов взамен паро-воздушных молотов.

В литейном производстве должна быть проведена комплексная механизация и автоматизация наиболее трудоемких работ, внедрены передовые технологические процессы. В ряде литейных цехов массово-поточного производства появятся первые отечественные формовочные автоматы и полуавтоматы карусельного и проходного типов. Стержневые операции будут осуществляться новейшими машинами пескострельного действия с полуавтоматическим управлением (марки 305 НИИТАв-топрома и др.), карусельными многопозиционными полуавтоматами. Значительно увеличится производство точного литья по выплавляемым моделям и в корковые формы.

В термических цехах будут внедряться установки с контролируемой атмосферой. Расширится область применения т.в.ч. при термической обработке и нагреве заготовок в кузнечных цехах.

Осуществление намеченных задач по внедрению новой техники обеспечит значительное повышение технического уровня стечественного автомобилестроения и удовлетворение нужд народного хозяйства в соответствии с решениями XXI съезда июньского и декабрьского пленумов ЦК КПСС.

Экономика и организация производства

Материальное стимулирование за снижение себестоимости

В. С. БАЗАНОВА

Госплан СССР

XXI съезд КПСС указал, что важным стимулом развития общественного производства является личная материальная заинтересованность работника в результатах своего труда.

Одной из форм материальной заинтересованности является материальное стимулирование.

Действующая система материального стимулирования за выполнение и перевыполнение плана производства имеет много недостатков.

Основным недостатком является отсутствие заинтересованности предприятия во вскрытии резервов увеличения производства при составлении плана, не ликвидируется стремление отдельных руководителей предприятий к получению заниженных планов.

Стимулирование за выполнение плана производства не приводит к улучшению качественных показателей — снижению себестоимости продукции, повышению рентабельности предприятий, росту производительности труда.

Устранению этих недостатков способствует новая система материального стимулирования за снижение себестоимости,

применяемая в виде опыта с 1 января 1959 г. на Горьковском автозаводе. Система премирования руководящих инженерно-технических работников и служащих за снижение себестоимости применяется в моторном корпусе — цехах моторном № 1 и 3, цехах термическом № 3, сборки и испытания моторов, цехе автоматов, арматурном и велосипедном цехах.

Использование показателя себестоимости в премировании основано.

На Уралвагонзаводе, заводе им. Владимира Ильича, Первом государственном подшипниковом заводе, в литейных цехах Харьковского тракторного завода, а также на других предприятиях показателем премирования служат выполнение плана по себестоимости всей товарной продукции и сверхплановая экономия этой продукции. Недостатком премирования за сверхплановую экономию является желание получить завышенный план по себестоимости (т. е. большую сумму затрат и меньший процент снижения себестоимости по сравнению с прошлым годом), так же как при премировании за выполнение и перевыполнение плана производства предприятия заинтересованы получить заниженное производственное задание.

На Горьковском автозаводе осуществляется премирование за снижение себестоимости товарной продукции по сравнению с прошлым годом, т. е. за снижение себестоимости, заложенное в плане. Завод не заинтересован в завышении плана по себестоимости, так как чем большее снижение по себестоимости против прошлого года заложено в плане, т. е. чем жестче план, тем большую премию получит предприятие. Это положение можно проиллюстрировать на примере цеха автоматов, где себестоимость продукции снижена против прошлого года: за январь на 3,0%, февраль на 3,6%, март на 4,9%, а себестоимость всей товарной продукции составила к плану за январь 0%, февраль 0,4%, март 0,3%. Таким образом, в январе себестоимость не снизилась против плана, а премия выплачивалась за снижение себестоимости продукции против прошлого года на 3,0%; в феврале себестоимость против плана снизилась на 0,4%, а премия выдавалась за 3,6%, в марте снижение себестоимости против плана составляло 0,3%, а премия выплачивалась за 4,9%.

Источником премирования является фонд заработной платы, а не прибыль, как на других предприятиях, что соответствует системе премирования, так как предприятие получает большую премию при жестком плане по себестоимости, чем при большой сверхплановой экономии.

Ввиду заинтересованности завода в достижении сверхплановой экономии в положении о премиях предусмотрено отчисление на премирование 10% сверхплановой экономии по себестоимости за результаты работы в течение квартала.

Премирование осуществляется:

а) по результатам работы за месяц — за каждый процент снижения себестоимости товарной продукции против прошлого года при выполнении плана производства продукции установленного качества и в заданной номенклатуре. При превышении плановой себестоимости всей товарной продукции премия за снижение себестоимости сравнимой товарной продукции не выплачивается;

б) по результатам работы за квартал — за сверхплановое снижение себестоимости всей товарной продукции при выполнении плана производства продукции установленного качества и в заданной номенклатуре.

Руководящие, инженерно-технические работники и служащие премируются по результатам работы за квартал в пределах 10% суммы экономии за квартал по себестоимости всей товарной продукции. В случае невыполнения плана по производительности труда размер премии уменьшается на 50%. Выплата премий производится в пределах установленного фонда заработной платы предприятия.

Новая система премирования распространяется только на общекорпусных и общецеховых работников. Участки не имеют данных о плановой и фактической себестоимости и работники участков премируются по старому положению — за выполнение и перевыполнение производственной программы.

Применение показателя себестоимости в материальном стимулировании привлекло внимание работников производства к себестоимости, в результате себестоимость всей товарной продукции непрерывно снижается.

Таблица 1

Цехи	Январь	Февраль	Март	I квартал
Автоматов	1,1	29,5	28,1	58,7
Арматурный	26,1	124,7	252,9	403,7
Моторный № 1	79,6	0,6	107,8	188,0
Сборки и испытания моторов	-0,5	20,9	49,8	71,2
Велосипедный	13,8	103,7	140,6	263,1

В табл. 1 приведены данные о сверхплановой экономии (в тыс. руб.) от снижения себестоимости всей товарной продукции.

Цехи наметили ряд мероприятий, направленных на получение дополнительной экономии. На заводе выдвинул лозунг «За 1500 руб. экономии на каждого работающего». Результаты работы цехов освещаются в заводской газете-многоотиражке «Автозаводец», где публикуются сведения об экономии на каждого работающего.

В табл. 2 приведены размер премии (в тыс. руб.), выплачиваемой в цехах, и сумма сверхплановой экономии (в тыс. руб.) от снижения себестоимости.

Зависимости между сверхплановой экономией и премией нет, так как по условиям премирования премия выплачивается за

Таблица 2

Показатели	Январь	Февраль	Март	I квартал
Арматурный цех				
Экономия	26,1	124,7	252,9	403,7
Премия	28,3	16,1	27,7	72,1
Моторный цех № 1				
Экономия	79,6	0,6	107,8	188,0
Премия	16,3	10,2	12,4	38,9

выполнение плана по себестоимости в размере 15—20% должностного оклада и за каждый процент снижения себестоимости против прошлого года в размере 3,5—4%. От сверхпланового снижения себестоимости премия составляет только 10%. По условиям премирования цехи заинтересованы в жестком плане по себестоимости, в то же время эта система приводит и к сверхплановому снижению себестоимости.

Наряду с новой системой премирования за снижение себестоимости сравнимой товарной продукции, сохранились все ранее существовавшие старые премиальные системы: на участках — за выполнение и перевыполнение плана производства; за новую технику; за экономию электроэнергии; за экономию топлива, масла; за сбор металлоотходов; за сдачу изделий на экспорт; за производство запасных частей.

В общей сумме премии размер премии за снижение себестоимости составил в I квартале 1959 г. по моторному цеху № 1 42,0%, арматурному цеху — 45,1%, цеху сборки и испытания моторов — 64,4%.

Достоинствами новой системы премирования являются содействие дальнейшему снижению себестоимости и заинтересованность цехов в жестком плане по себестоимости. К недостаткам ее следует отнести отсутствие связи между размером сверхплановой экономии и суммой выплаченной премии.

Нужно также отметить, что наличие множественности премиальных систем снижает эффективность применения материального стимулирования за снижение себестоимости.

Показатель себестоимости может использоваться для материального стимулирования в том случае, если результаты снижения себестоимости по цехам соответствуют результату снижения себестоимости продукции завода. Если такого соответствия нет, стимулирование цехов не всегда приводит к экономии от снижения себестоимости по заводу; при этом затрудняется выявление цехов, работа которых приводит к невыполнению плана по заводу.

С 1958 г. на заводе введена новая методика планирования себестоимости по цехам. Сущность ее заключается в том, что заводской план снижения себестоимости доводится до цехов по сумме экономии от снижения начальной себестоимости (по элементам затрат в калькуляционном разрезе). Сумма плановой экономии от снижения себестоимости по цехам составляет сумму экономии, заданную в плане завода, с соответствующими коррективами на затраты, не входящие в себестоимость цехов.

Раньше за плановую себестоимость цехов принималась нормативная себестоимость в текущих нормах, а результаты снижения себестоимости по цеху определялись величиной отклонений от текущих норм. Нормы на каждый квартал изменялись, т. е. достижение цеха в одном квартале включалось в план другого квартала. При таком порядке планирования цехи не были заинтересованы в снижении норм.

Теперь за основу для планирования себестоимости и определения выполнения плана по снижению себестоимости на весь планируемый год принимается нормативная себестоимость на начало планируемого года (начальная себестоимость).

Начальная себестоимость или нормативная себестоимость на начало года определяется по прямым затратам (зарплата, плата, материалы), по фактически достигнутым нормам на начало года; по накладным расходам принимается среднегодовой процент за прошлый год.

Такой порядок планирования себестоимости помогает цехам вскрывать свои резервы и добиваться дополнительного снижения себестоимости.

Новая методика планирования себестоимости по цехам, применяемая на Горьковском автозаводе, должна получить распространение и на других предприятиях автомобильной промышленности.

Конструирование Исследования Испытания

Двигатель автомобиля ГАЗ-13 «Чайка»

Н. Г. МОЗОХИН, П. Э. СЫРКИН

Горьковский автозавод

В СООТВЕТСТВИИ с планом развития автомобильной промышленности и типажом новых автомобилей и двигателей на семилетку [1] Горьковским автозаводом разработана конструкция семейства V-образных восьмицилиндровых двигателей для легковых и грузовых автомобилей. Первой производственной моделью этого семейства является двигатель автомобиля ГАЗ-13 «Чайка» [2].

Таблица 1

Сравнение технико-экономических показателей двигателей ГАЗ-12 и ГАЗ-13

Показатели	ГАЗ-12	ГАЗ-13
Число цилиндров	6	8
Расположение цилиндров	Рядное	V-образное
Рабочий объем в л	3,48	5,53
Расположение клапанов	В блоке (нижнее)	В головке (верхнее)
Степень сжатия	6,7	8,5
Отношение хода поршня к диаметру цилиндра	1,34	0,88
Максимальная мощность в л. с. (по ГОСТу 491-55):		
при 3600 об/мин	50	—
при 4400	—	195
Максимальный крутящий момент в кгм:		
при 2000 об/мин	21,5	41
при 2200	—	—
Литровая мощность в л. с./л	25,9	35,3
Литровый момент в кгм/л	6,18	7,4
Минимальный удельный расход топлива по скоростной характеристике в г/л.с.ч.	245	220
Тип карбюратора	Двухкамерный К-21	Четырехкамерный К-113
Октановое число бензина	70	50
Вес с полным оборудованием в кг:		
без коробки передач и сцепления	—	240
со сцеплением (гидротрансформатором) и коробкой передач	305	330*
		3,6**

* В том числе с насосом гидроусилителя руля, водо-масляным радиатором, кронштейнами подвески и с центральным тормозом.
** Вес без агрегатов, указанных в первом примечании.

В табл. 1 и 2 приведены основные параметры двигателей ГАЗ-12 и ГАЗ-13.

На рис. 1 и 2 представлены поперечный и продольный разрез двигателя ГАЗ-13, на рис. 3 показана его скоростная характеристика.

Существенное улучшение весовых показателей, а также уменьшение размеров двигателя по длине и высоте достигнуто благодаря широкому применению алюминиевых сплавов и рациональной компоновке двигателя по V-образной схеме. Целесообразность использования алюминия иллюстрируется табл. 3, где представлены веса основных деталей двигателей «Чайка», «Паккард» и «Америкен Моторс». Вес деталей двигателя ГАЗ-13 получен при изготовлении отливок по временной технологии; толщина стенок отливок превышает запроектированную примерно на 20%. При постепенном усовершенствовании технологии литья вес двигателя будет снижен.

Повышение удельной мощности обеспечено увеличением степени сжатия, а также улучшением наполнения и уменьшением внутренних потерь (увеличение сечений впускных каналов и диаметра впускного клапана, применение четырехка-

Таблица 2
Сравнение основных конструктивных размеров (в мм) двигателей ГАЗ-12 и ГАЗ-13

Параметры	ГАЗ-12	ГАЗ-13
Диаметр цилиндра	82	100
Ход поршня	110	88
Диаметр коренной шейки коленчатого вала	64	70
Ширина вкладыша коренной шейки коленчатого вала:		
переднего	30,5	24*
двух средних	26	
заднего	44	
Диаметр шатунной шейки коленчатого вала	51,5	60
Ширина вкладыша шатунной шейки коленчатого вала	23	23,5
Диаметр:		
поршневого пальца	22	25
тарелки впускного клапана	39	47
Ход впускного клапана	9,5	9,45
Диаметр тарелки выпускного клапана	36	36
Ход выпускного клапана	9,5	8,5
Передаточное отношение коромысла	—	1,51
Диаметр:		
стержня клапана	9	9
стержня толкателя	16	25

* Пять одинаковых вкладышей.

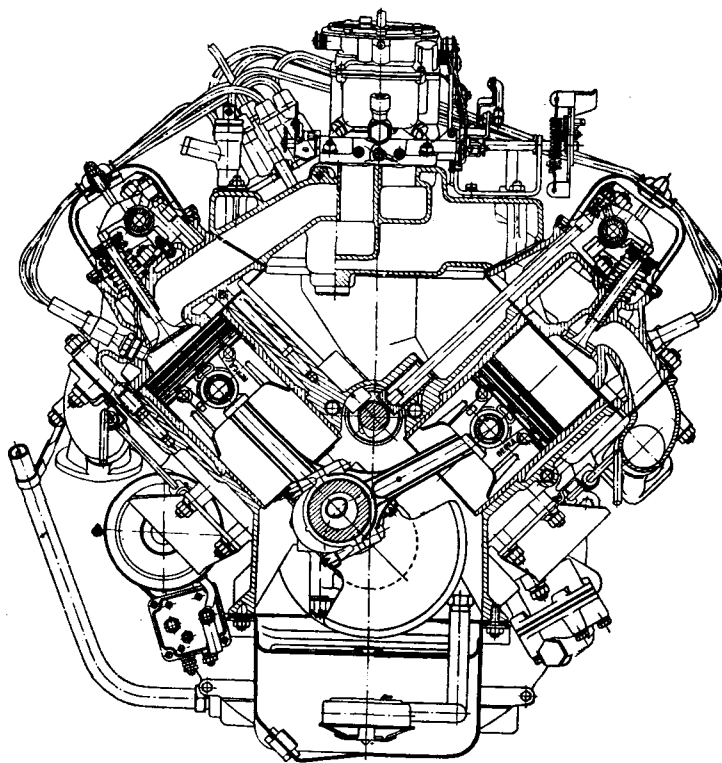


Рис. 1.

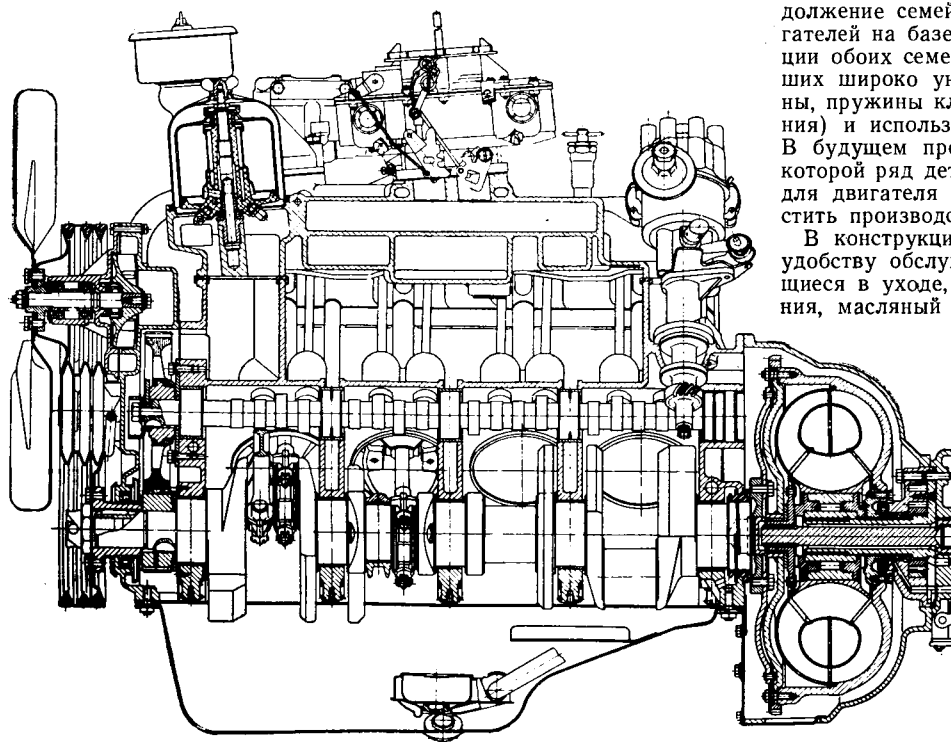


Рис. 2.

мерного карбюратора, размещение клапанов в головке блока, рациональное отношение хода поршня к диаметру цилиндра, выбор надлежащих фаз газораспределения).

Семейство V-образных восьмицилиндровых двигателей, к которым относится модель ГАЗ-13, представляет собой про-

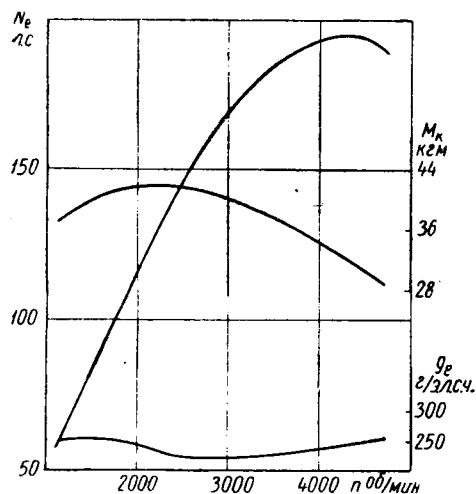


Рис. 3.

Таблица 3

Сравнение весов деталей двигателей ГАЗ-13, «Паккард» и «Американ Моторс»

Марка двигателя	Литраж в л	Вес в кг	
		блока цилиндров с гильзами и крышками корен- ных подшипников	головки блока (2 шт.)
ГАЗ-13	5,53	58	18,5
«Паккард» образца 1955 [3]	5,77	95	48
«Американ Моторс» образца 1957 г. [4]	4,1	73	42,5

долженне семейства рядных четырехцилиндровых двигателей на базе двигателя ГАЗ-21 «Волга». В конструкции обоих семейств много общих элементов, позволивших широко унифицировать детали (толкатели, клапаны, пружины клапанов и другие детали газораспределения) и использовать общую технологическую оснастку. В будущем предполагается обратная унификация, при которой ряд деталей двигателя «Чайка» будет применен для двигателя «Волга». Это позволит еще более упростить производство и номенклатуру инструментария.

В конструкции двигателя уделено много внимания удобству обслуживания и ремонта. Агрегаты, нуждающиеся в уходе, — карбюратор, распределитель зажигания, масляный фильтр, свечи, регулировочные винты коромысел, бензонасос, генератор и др. — находятся в легкодоступных местах.

Замена изношенных деталей производится без ремонта основных частей двигателя — блока, головок блока, шатунов, газопроводов и других наиболее сложных и трудоемких деталей. Единственным изнашиваемым местом в блоке являются направляющие отверстия толкателей, которые, однако, благодаря увеличению их диаметра (с 16 до 25 мм) имеют средний износ на 1000 км лишь 0,34 мм на диаметр.

Блок цилиндров (рис. 4) отливается из силумина АЛ-4 (ГОСТ 2685-53) и подвергается закалке и искусственному старению¹.

Конструкция блока, предусматривающая отсутствие внутренних и перекрещивающихся стержней, равномерность толщины стенок, соблюдение надлежащих уклонов в направлении движения элементов пресс-формы и стержней, обеспечивает возможность отливки его в кокиль или под давлением.

Внутри стенок трех промежуточных перегородок имеется полость, благодаря чему достигается равномерность их толщины. Поперечное сечение перегородок коробчатой формы. Втулки трех подшипников распределительного вала в связи с этим имеют опоры по краям, а посередине — лишь на части окружности. Однако из-за сравнительно низких нагрузок, приходящихся на втулки, и малой скорости вращения распределительного вала неполадок в их работе не происходит. Кро-

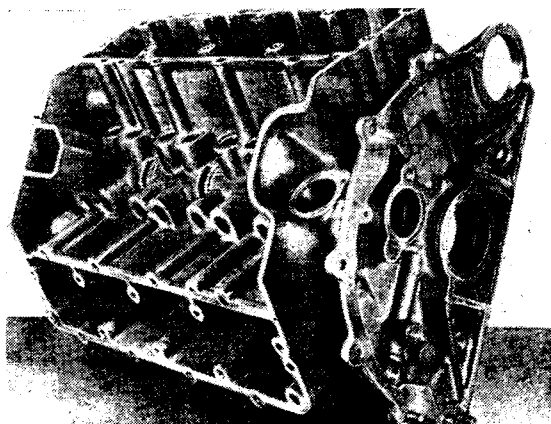


Рис. 4.

ме того, толщина стальной основы биметаллической ленты, из которой изготавливаются втулки, увеличена до 2,7 мм.

Для придания блоку высокой жесткости нижняя плоскость его опущена ниже оси коленчатого вала на 75 мм. Шпильки крепления крышек коренных подшипников и головки блока (за исключением крайнего наружного ряда) ввертываются в ту часть блока, которая имеет наибольшую жесткость. Крыш-

¹ Для изготовления всех остальных деталей из алюминиевого литья применяется также сплав АЛ-4.

ки коренных подшипников выполнены из серого чугуна и центрируются в блоке шипами. Как показали эксперименты, при использовании чугунных крышек температурные деформации меньше, чем при использовании алюминиевых крышек. Если увеличение диаметра отверстия под коренные подшипники вследствие повышения температуры у чугунного блока с чугунными крышками принять за 100%, то для блока из сплава АЛ-4 с крышками из дуралюмина Д-1 это увеличение равно 260%, а для блока из сплава АЛ-4 с чугунными крышками — 154%.

Вокруг каждого цилиндра располагается по шести шпилек. Мокрые гильзы из серого чугуна зажаты между головкой и блоком через сталеасбестовую (вверху) и медную (внизу) прокладки. Вставка в гильзе из аустенитного чугуна, как показал многолетний опыт завода, существенно повышает износостойкость цилиндра, поршневых колец и поршня.

Головка блока (рис. 5) отливается из алюминиевого сплава. Впускные и выпускные клапаны располагаются через один,

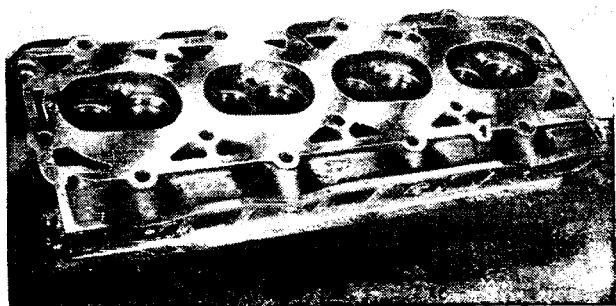


Рис. 5.

что устраняет местные перегревы. Седла и втулки клапанов заправосовываются после охлаждения в твердой двуокиси углерода при -78° в нагретую до 170° головку.

Юбка поршня имеет эллиптичность и конусность и покрыта оловом. Поршневой палец смещен на 1,5 мм в правую сторону от оси поршня (по ходу автомобиля) для уменьшения его стуков при прохождении через мертвые точки. Вырезы на боковой поверхности уменьшают вес поршня и обеспечивают свободу вращения противовесов коленчатого вала.

На верхнее компрессионное кольцо нанесен слой пористого хрома, нижнее компрессионное и маслосъемные кольца луженые.

Коленчатый вал отливается из чугуна. В результате модифицирования магнием и термической обработки микрострукту-

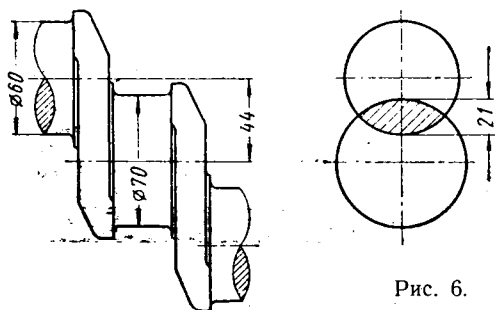


Рис. 6.

ра чугуна представляет собой зернистый перлит со сферидальным графитом; твердость чугуна $H_B = 207 \div 255$.

Полости в коренных и шатунных шейках существенно снижают вес вала, а шатунные шейки также дополнительно очищают масло центрифугированием. Большой диаметр коренных и шатунных шеек при небольшом ходе поршня обеспечивает высокую жесткость вала за счет перекрытия шеек (рис. 6).

Динамическое уравнивание поступательно движущихся и вращающихся масс осуществляется выбором надлежащего веса и расположения противовесов коленчатого вала. По-

следний балансируется динамически. При балансировке на каждой из четырех шатунных шеек вала размещается дополнительный груз, масса которого $M_2 = 2m_A + m_B$, где m_A и m_B — массы движущихся частей, отнесенные соответственно к оси нижней и верхней головок шатуна.

Вкладыши шатунных и коренных подшипников изготовлены из триметаллической ленты, состоящей из стальной основы (сталь 08, толщина коренных подшипников 1,8—0,1 мм, шатунных 1,35—0,06 мм) и металлокерамического подслоя (60% Si и 40% Ni). Толщина подслоя шатунных вкладышей 0,25—0,35 мм, коренных — 0,30—0,45 мм. Лента с подслоем заливается баббитом СОС-6-6 (толщина слоя баббита 0,08—0,137 мм).

Уплотнение переднего и заднего концов коленчатого вала осуществляется с помощью резиновых сальников. Задний сальник состоит из двух половин, прижимающихся друг к другу при натяжке задней крышки коренного подшипника. На шейке под сальником выполнена маслосгонная четырехзаходная канавка шириной 0,2 мм с ходом 8 мм (рис. 7).

Распределительный вал, расположенный в средней части блока, изготовлен из стали 40 селек. (0,40—0,45% С). Кулачки, опорные шейки и шестерня закаляются т. в. ч. на глубину 3—6 мм до твердости $R_C = 52 \div 60$. Привод распределительного вала осуществляется шестернями (текстолитовой и стальной). Профили кулачков спроектированы таким образом, что обеспечивают плавное протекание кривой ускорений.

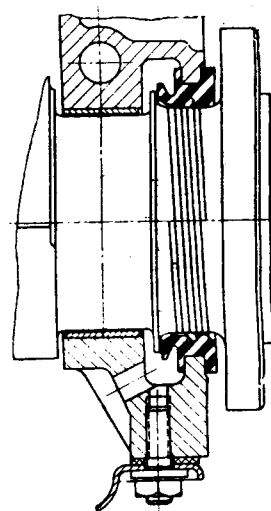


Рис. 7.

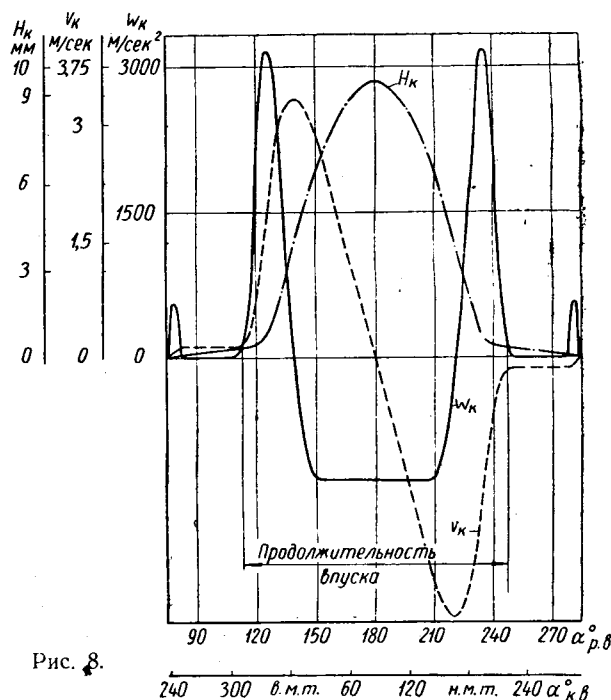


Рис. 8.

На рис. 8 показана зависимость подъемов H_k , скоростей v_k и ускорений w_k впускного клапана от углов поворота коленчатого $\alpha_{р.в}$ и распределительного $\alpha_{р.в}$ валов.

Впускной клапан изготовлен из стали Х9С2 (ГОСТ 5632-51), выпускной — из стали ЭИ992 (0,75—0,85% С; 1,5—2,0% Si; 1,0—2,0% Ni; 0,4—0,7% Mn; 19,0—21,0% Cr). Осваивается на-

плавка жаростойкого сплава на рабочую фаску выпускного клапана. Для повышения долговечности клапанов имеется устройство, облегчающее их проворачивание (рис. 9). Стержень клапана опирается в дно 1 тарелки пружины через промежуточную втулку 2 и сухари 3 клапана, благодаря чему момент трения становится настолько малым, что не может удерживать клапан от проворачивания, вызываемого вибрациями деталей, соприкасающихся с клапаном. Коромысло клапанов отливаются из стали 45 (ГОСТ 977-53). В отверстие его запрессовывается бронзовая втулка. Носик коромысла подвергается закалке

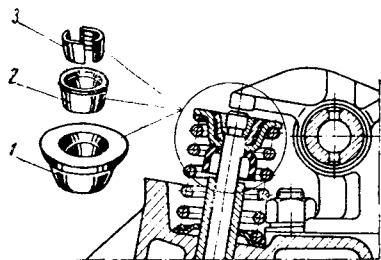


Рис. 9.

т. в. ч. до твердости $R_C = 55$ (не менее).

Штанги из дуралюмина (Д1Т1 по ГОСТ 4784-49) снабжены стальными закаленными наконечниками.

Толкатель стальной плунжерного типа. Торцовая поверхность его заливается отбеленным хромомолибденовым чугуном твердостью $R_C = 60$ (не менее). Впускной газопровод, представляющий собой сложную алюминиевую отливку, расположен в верхней средней части двигателя и объединяет цилиндры в две группы: 1—4—6—7 и 2—3—5—8. Каждая из групп питается из двух отдельных камер карбюратора. Труба имеет водяную рубашку, обеспечивающую подогрев рабочей смеси. На трубе расположены отлитые заодно корпус фильтра центробежной очистки масла и корпус термостата. Труба в целом служит одновременно крышкой полости толкателей и уплотняется на блоке и головке с помощью резиновых прокладок.

Особенностью системы смазки (рис. 10) являются двухсекционный масляный насос и два самостоятельных потока масла.

Из основной верхней секции 1 масло подается в главную магистраль 2 и обеспечивает смазку всех трущихся пар под давлением или разбрызгиванием. Из дополнительной секции насоса 3 масло поступает в фильтр 4 центробежной очистки и параллельно через перепускной клапан 5 в водо-масляный радиатор 6. Дополнительная секция насоса, питающая фильтр 4, обеспечивает постоянство давления масла перед фильтром и, следовательно, устойчивость его работы независимо от степени изношенности двигателя.

Благодаря перепускному клапану масло поступает в водо-масляный радиатор лишь в том случае, если давление в системе не ниже 1 кг/см^2 .

Фильтр центробежной очистки масла имеет ротор, свободно вращающийся под действием реакции струи масла, выбрасываемого под давлением через два жиклера диаметром $1,9 \pm 0,06 \text{ мм}$. Под действием центробежной силы посторонние примеси отбрасываются на стенки колпака, на котором и оседают. Пройдя через сетку, внутреннюю полосу ротора и жиклеры, очищенное масло поступает в полость крышки распределительных шестерен и далее в масляный картер, смазывая по пути шестерни.

Масляный радиатор при длительной работе двигателя с большой нагрузкой служит для охлаждения масла. Вместе с тем на режимах работы, когда температура воды выше температуры масла, последнее подогревается, что важно, например, при холодном пуске двигателя. Масляный радиатор состоит из двух раздельных секций, каждая из которых объединяет охлаждающие элементы, соединенные параллельно. Охлаждающие элементы радиатора использованы без изменений от двигателя ЯМЗ-206. Одна секция радиатора обслуживает двигатель, другая — автоматическую передачу.

Открытая вентиляция картера действует за счет разрежения, возникающего в вытяжной трубе во время движения автомобиля. Маслоналивная горловина, через которую поступает свежий воздух, снабжена воздушным фильтром с масляной ванной и набивкой из капронового волокна.

Система охлаждения жидкостная, закрытого типа, с принудительной циркуляцией охлаждающей жидкости.

Из нижнего бака водяного радиатора охлаждающая жидкость через корпус водо-масляного радиатора поступает в водяной насос, а из него в левый и правый ряды водяной рубашки блока цилиндров. Равномерность распределения охлаждающей жидкости по рядам цилиндров обеспечивается подбо-

ром сечений и формы патрубков в водяном насосе. Через отверстия в нижней плоскости головок блока охлаждающая жидкость, пройдя водяную рубашку головок, поступает из правой головки в правый продольный канал водяной рубашки впускной трубы и далее в выпускной патрубок, из левой головки — через левый продольный канал впускной трубы и центральную часть водяной рубашки, где подогревает горючую смесь, в правый продольный канал и в выпускной патрубок. Из выпускного патрубка жидкость направляется в верхний бак водяного радиатора.

Выпускной патрубок является одновременно крышкой корпуса термостата. Последний при температуре охлаждающей

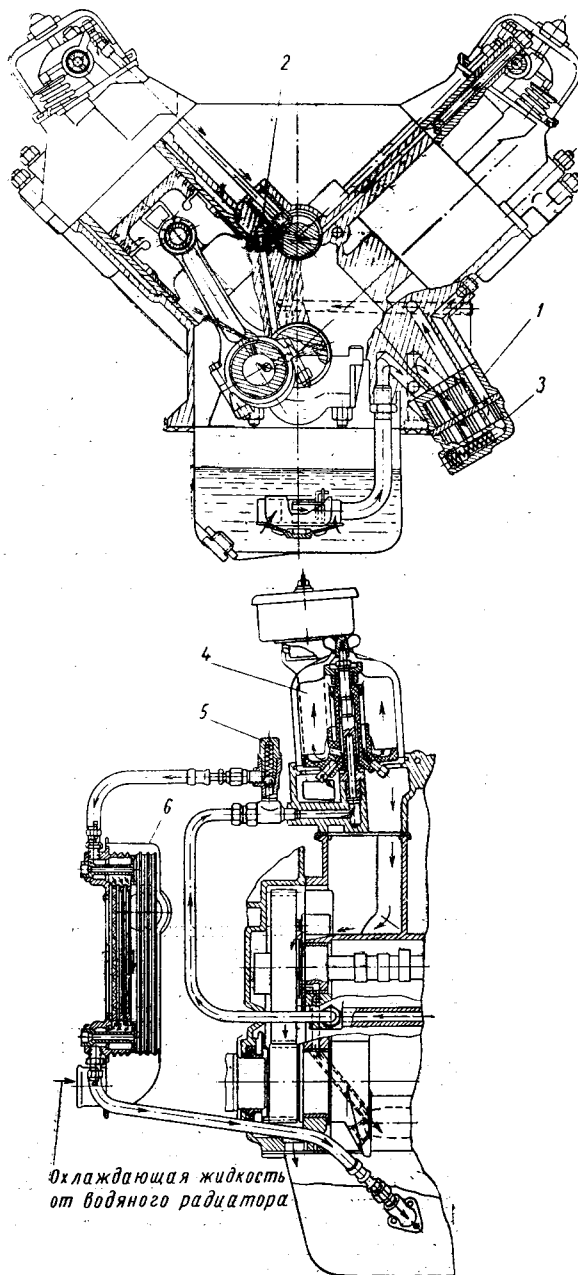


Рис. 10.

жидкости до 74° закрыт и пропускает жидкость по малому кругу через специальный перепускной шланг непосредственно в насос, минуя радиатор. Помимо термостата, тепловой режим двигателя может регулироваться створками (жалюзи) с места водителя.

Радиатор трубчато-ленточный с тремя рядами латунных трубок (Л190), между которыми впаиваются ленты из меди МЗ толщиной $0,08 \text{ мм}$; поверхность трубок выполняется гофрированной прокаткой в роликах.

Если общая охлаждающая поверхность радиатора автомобиля ГАЗ-12 составляет 8,79 м², или 0,098 м²/л.с., то поверхность радиатора автомобиля ГАЗ-13 равна 9,23 м² или 0,0475 м²/л.с. (охлаждающая поверхность ленты принята

питает по четыре цилиндра. Карбюратор работает по принципу воздушного торможения топлива.

Две первичные смесительные камеры обеспечивают работу двигателя на всех режимах. Две вторичные камеры включают-

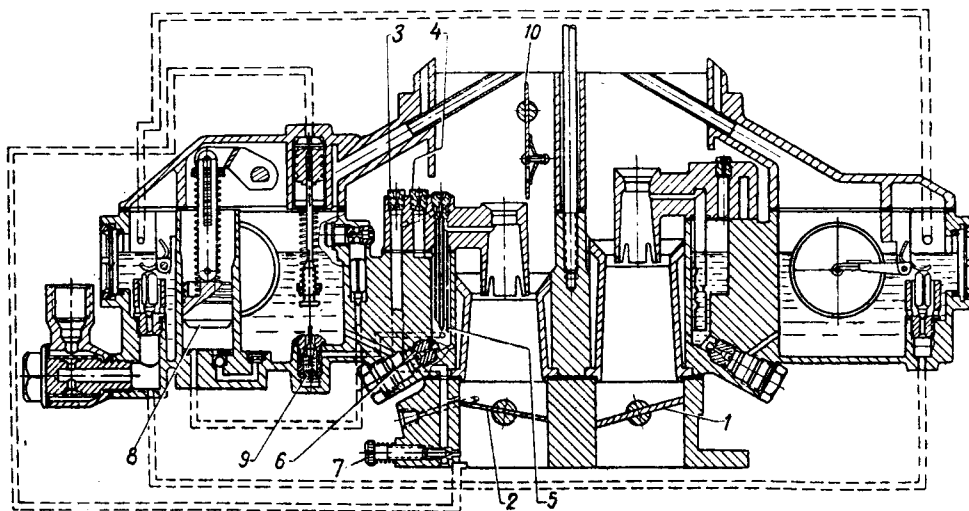


Рис. 11.

с одной стороны). При этом толщина радиаторов уменьшена соответственно с 75 до 57 мм, вес — с 19,6 до 13,5 кг. Уменьшение удельной поверхности радиатора оказалось возможным благодаря правильному выбору отношения хода поршня к диаметру цилиндра, способствующему уменьшению отдачи тепла в воду, повышению охлаждающей способности гофрированной поверхности ленты и увеличению отдачи тепла через стенки алюминиевого блока.

Особенностью системы питания является наличие в ней четырехкамерного карбюратора с падающим потоком (рис. 11). Этот карбюратор представляет собой соединенные в одном агрегате два двухкамерных карбюратора, каждый из которых

за исключением ускорительного насоса, экономайзера, воздушной заслонки и системы холостого хода. Каждая пара смесительных камер имеет самостоятельную балансируемую поплавковую камеру с пластмассовыми поплавками. Поплавковые камеры соединены между собой уравнивающим каналом над уровнем топлива.

ЛИТЕРАТУРА

1. Дыбов О. В., «Автомобильная промышленность» № 3, 1959.
2. Борисов Н. И., «Автомобильная промышленность» № 11, 1959.
3. «СЭИ Трансекшенс», т. 64, 1956, стр. 208.
4. «СЭИ Трансекшенс», т. 65, 1957, стр. 139.

Сущность процесса компенсации в эмульсионном карбюраторе

Канд. техн. наук О. К. ШУХОВ

НАМИ

В РАЗЛИЧНЫХ литературных источниках сущность рабочего процесса эмульсионного карбюратора излагается по-разному. Это является следствием сложившегося в течение ряда лет подхода к анализу работы карбюратора, характеризующегося раздельным изучением дозирующих систем без учета их взаимодействия. Такой метод принят как в отечественной, так и в зарубежной литературе.

Исправление характеристики элементарного карбюратора, известное как процесс компенсации, должно заключаться в приближении реальных характеристик двигателя к наивыгоднейшим на всех режимах работы, что целесообразно в силу улучшения рабочего процесса, повышения износостойкости и топливной экономичности двигателя.

В процессе проведенных НАМИ исследований с целью выявления действительной сущности процесса компенсации в эмульсионном карбюраторе на режимах полного открытия дросселя и дросселирования, широко использовался метод визуальных наблюдений. Главная дозирующая система и система холостого хода размещались в прозрачных приставках, расположенных снаружи карбюратора. Процессы, происходящие в карбюраторе, изучались при условии взаимодействия дозирующих систем. Выдерживалась последовательность, определяемая постепенным усложнением схемы карбюратора: элементарный карбюратор, эмульсионный карбюратор упрощенного типа, имеющий только главную дозирующую систему (рис. 1, а), эмульсионный карбюратор с системой холостого хода, включенной после главного жиклера (рис. 1, б).

В главную дозирующую систему входят главный 1 и воздушный 2 жиклеры (рис. 1, а), эмульсионный колодец 3 с помещенной в нем эмульсионной трубкой 4, имеющей несколько рядов воздушных отверстий 5, и распылитель 6, выходящий в диффузор 7. В различных работах при рассмотрении принципа компенсации горючей смеси обычно исходят именно из такой упрощенной схемы, которая сравнивается со схемой элементарного карбюратора, получающейся при заглушении воздушного жиклера 2. В действительности схема эмульсионного карбюратора является более сложной за счет введения дополнительной дозирующей системы холостого хода, которая в большинстве случаев включается после главного жиклера 1. Система холостого хода включает топливный 8 и воздушный 9 жиклеры и выходные отверстия 10 и 11 в смесительной камере, где расположен дроссель 12 (рис. 1, б).

Многочисленные исследования, проведенные в НАМИ, показали, что карбюратор, изготовленный по упрощенной эмульсионной схеме (рис. 1, а), может приблизить реальные характеристики двигателя к наивыгоднейшим лишь в ограниченном диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, характерных для полного открытия дросселя. На режимах дросселирования, широко распространенных в реальных условиях эксплуатации автомобиля, карбюратор обеспечивает постоянно состав горючей смеси, хотя для этих режимов составы горючей смеси должны изменяться в широких пределах.

На рис. 2 приведены нагрузочные характеристики двигателя УралЗИС-355 с карбюратором К-82, который последовательно преобразовывался в элементарный а, а затем в эмуль-

сионный б. В обоих случаях карбюратор не имел системы холостого хода.

Для указанных схем снимались нагрузочные характеристики при 800, 1600 и 2200 об/мин. Результаты испытаний показали, что при работе двигателя с прикрытым дросселем как элементарная, так и упрощенная эмульсионные системы в

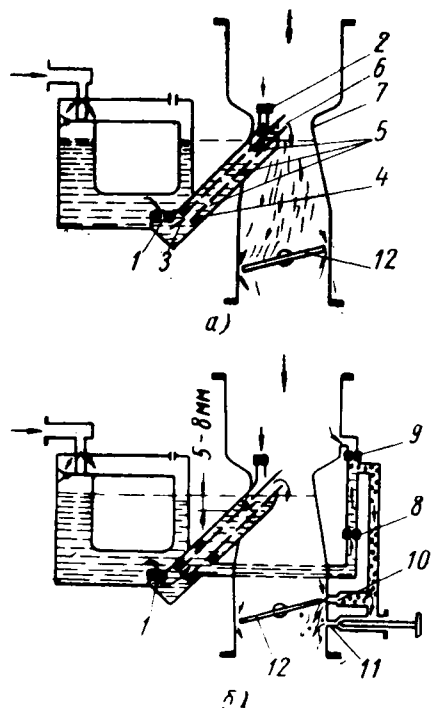


Рис. 1.

большом диапазоне расходов воздуха обеспечивают примерное постоянство состава горючей смеси. В сравнении с элементарной системой эмульсионная позволяет несколько обогатить горючую смесь при малых расходах воздуха. Аналогичные результаты были получены и для карбюратора К-75.

Эти испытания подтверждают данные д-ра техн. наук И. М. Ленина о том, что на характеристику карбюратора значительно влияет отношение длины калиброванной части жиклера к ее диаметру. При «коротких» жиклерах состав горючей смеси, подаваемой карбюратором при различных расходах воздуха, близок к постоянному. Испытания показали, что это справедливо как для однодиффузорных, так и для двухдиффузорных карбюраторов.

Из теории карбюрации известно, что по условию приближения к наимыгоднейшим характеристикам составы горючей смеси для каждого скоростного и нагрузочного режимов различны. Наиболее богатый состав горючей смеси должен быть на режиме холостого хода и малых нагрузках и оборотах двигателя. По мере увеличения расхода воздуха и разрежения в диффузоре горючая смесь должна постепенно обедняться.

Следовательно, на режимах дросселирования и холостого хода как элементарная, так и упрощенная эмульсионная системы не могут обеспечить приближение реальных составов горючей смеси к наимыгоднейшим, так как работа этих систем зависит только от расхода воздуха и разрежения в диффузоре карбюратора, причем безразлично, будет ли меняться расход воздуха за счет изменения положения дросселя при неизменных оборотах двигателя или за счет изменения числа оборотов двигателя при одном и том же положении дросселя.

Из изложенного следует, что процесс компенсации необходимо рассматривать раздельно для режима работы двигателя при полном открытии дросселя и для режимов дросселирования и холостого хода.

Режим полного открытия дросселя. При наличии в карбюраторе эмульсионной трубки его рабочий процесс по мере увеличения расхода воздуха на основании визуальных наблюдений осуществляется следующим образом (на рис. 1, а и б принято полное открытие дросселя 12). Топливо в распылитель начинает подаваться при малых рас-

ходах воздуха и значениях разрежений в диффузоре (8—10 мм вод. ст.). По мере увеличения расхода воздуха уровень топлива в эмульсионном колодце 3 снаружи эмульсионной трубки 4 опускается, открывая поочередно (сверху вниз) отверстия 5 на эмульсионной трубке 4.

Работа системы холостого хода при полном открытии дросселя определяется перепадом давлений между эмульсионным колодцем и смесительной камерой. Когда разрежение в смесительной камере превышает разрежение в эмульсионном колодце, система холостого хода продолжает подавать топливо и при полном открытии дросселя. Если разрежение окажется более значительным в эмульсионном колодце по сравнению со смесительной камерой, то при полном открытии дросселя возникнет движение воздуха из системы холостого хода в главную дозирующую систему. В этом случае система холостого хода является по отношению к главной дозирующей системе дополнительной воздушной системой, а ее топливный жиклер 8 (рис. 1, б) выполняет роль дополнительного воздушного жиклера.

На режиме полного открытия дросселя определено влияние на процесс компенсации сопротивления каналов и гидростатического напора со стороны поплавковой камеры, а также системы холостого хода, включенной после главного жиклера.

Первоначально продувался элементарный карбюратор, имевший короткий топливный жиклер. Отношение длины его калиброванной части к диаметру равнялось двум. При этих данных на значительном участке характеристики (правая ветвь) элементарный карбюратор поддерживает состав горючей смеси постоянным. На другом участке характеристики (левая ветвь) состав горючей смеси резко обедняется.

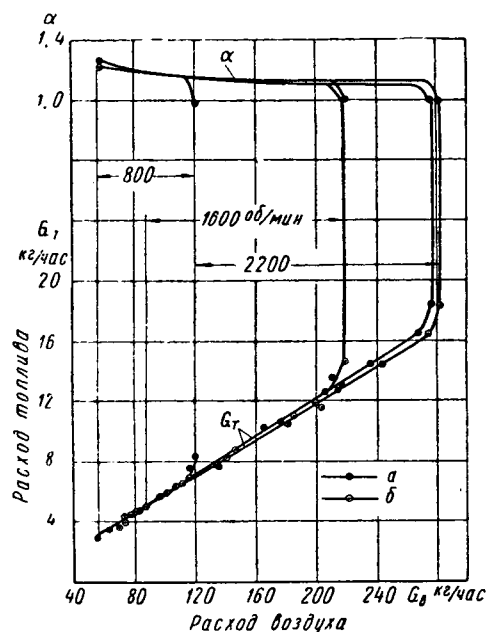


Рис. 2.

Характеристика элементарного карбюратора при полном открытии дросселя должна исправляться путем обогащения горючей смеси в области левой ветви при общем изменении наклона всей кривой в сторону обеднения в области правой ветви.

На рис. 3 показано влияние положительного жидкостного напора со стороны поплавковой камеры, возникающего вследствие эмульсирования топлива в каналах главной системы, на процесс компенсации. При впуске воздуха ниже уровня топлива (рис. 3, а) в области малых расходов воздуха горючая смесь обогащается за счет влияния напора, определяемого высотой h . По мере увеличения расхода воздуха через карбюратор это влияние относительно уменьшается, что изменяет наклон кривой коэффициента избытка воздуха. Если сопротивление топливных каналов невелико, то при впуске воздуха выше уровня топлива характеристика фактически не исправляется, т. е. карбюратор работает как элементарный (рис. 3, б). Такой случай почти равноценен простому уменьшению диаметра топливного жиклера 1.

Однако наклон кривой коэффициента избытка воздуха при впуске последнего выше уровня топлива можно изменить путем введения в распылитель калиброванного отверстия 2, являющегося эмульсионным жиклером (рис. 3, в). В этом случае горючая смесь в области левой ветви обогащается за счет увеличения производительности топливного жиклера 1, а в области правой ветви обедняется за счет прогрессивного понижения разрежения, передающегося из диффузора к топливному жиклеру 1. Уменьшение доли разрежения у топливного

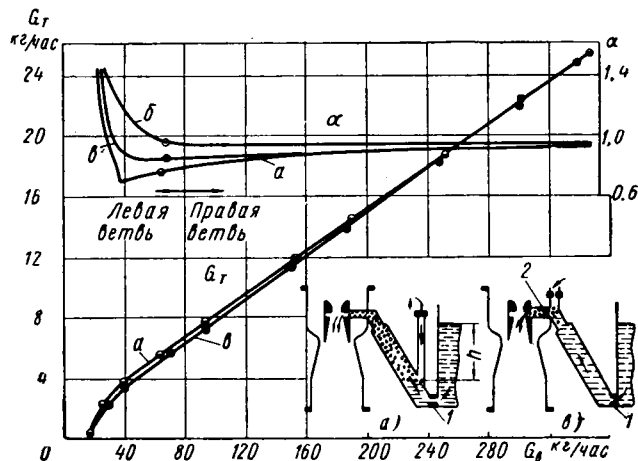


Рис. 3.

жиклера по сравнению с разрежением в диффузоре носит прогрессивный характер даже в случае наличия каналов с малым сопротивлением вследствие возрастающих потерь на вихреобразование при резко турбулентном режиме, преодоления поверхностного натяжения, смачиваемости и трения. Эти потери могут быть определены как фактор пневматического торможения. Если отношение разрежений в диффузоре и у топливного жиклера сохранится постоянным, то карбюратор будет работать как элементарный.

Исследование показало, что сопротивление каналов равноценно введению в распылитель эмульсионного жиклера, т. е. несколько сопротивлений по длине гидравлического тракта могут быть заменены одним эквивалентным сопротивлением.

При наличии перепада давлений между эмульсионным колодцем и смесительной камерой система холостого хода может работать в качестве второй воздушной системы, влияющей на процесс компенсации. Ее влияние можно сравнить с тем эффектом, который возникает при открытии одного из рядов воздушных отверстий на эмульсионной трубке.

Следовательно, влияние системы холостого хода на процесс компенсации по скоростной (внешней) характеристике обуславливается следующими факторами:

1. Наличием перепада давлений между эмульсионным колодцем и смесительной камерой. Указанный перепад может быть различным по знаку в зависимости от размеров топливных и воздушных жиклеров главной дозирующей системы и системы холостого хода.

2. Размерами (производительностью) ее топливного и воздушного жиклеров.

3. Способом включения в главную дозирующую систему по отношению к уровню топлива в поплавковой камере (выше или ниже). В том случае, когда система холостого хода работает в качестве второй воздушной системы, горючая смесь может дополнительно обогатиться в области левой ветви за счет влияния напора со стороны поплавковой камеры, так как топливо будет эмульсироваться воздухом, поступающим в каналы главной системы из системы холостого хода.

Влияние системы холостого хода на процесс компенсации при полном открытии дросселя в целом незначительно.

Сущность процесса компенсации при работе двигателя по скоростной (внешней) характеристике заключается в получении постоянства состава или небольшого наклона кривой коэффициента избытка воздуха в сторону обеднения при увеличении расхода воздуха и разрежения в диффузоре. Горючая смесь должна обогащаться только при малых расходах воздуха (оборотах двигателя).

В общем случае при работе двигателя с полностью открытым дросселем на процесс компенсации влияют следующие факторы:

1. Размеры (производительность) топливного и воздушного жиклеров главной дозирующей системы.

2. Положительный жидкостный напор, возникающий при впуске воздуха в каналы главной системы ниже уровня топлива в поплавковой камере.

3. Конфигурация главного жиклера, особенно отношение длины его калиброванной части к диаметру.

4. Сопротивление каналов главной дозирующей системы и распылителя.

5. Система холостого хода при включении ее после главного жиклера в качестве дополнительной воздушной системы.

Процесс компенсации в эмульсионном карбюраторе при впуске воздуха ниже уровня топлива через одну или обе воздушные системы следует определять как одновременный процесс использования влияния напора и прогрессивного понижения разрежения у жиклера (пневматического торможения топлива). Такое определение, однако, справедливо только для режима полного открытия дросселя.

Режим дросселирования. На режимах дросселирования характер взаимодействия главной дозирующей системы и системы холостого хода резко меняется в сравнении с режимом полного открытия дросселя и осуществляется следующим образом. На малых оборотах холостого хода уровень топлива в эмульсионном колодце 3 под влиянием системы холостого хода понижается на 5—8 мм (см. рис. 1, б). Двигатель получает питание через систему холостого хода. Дальнейшее движение топлива в каналах главной дозирующей системы определяется величиной действующего разрежения в системе холостого хода, т. е. у ее топливного жиклера 8. Величина этого разрежения зависит от размера воздушного жиклера 9.

Если действующее разрежение в системе холостого хода велико, то при медленном открытии дросселя топливо в каналах главной системы движется в сторону жиклера 8, хотя разрежение в диффузоре 7 также увеличивается. Возникает момент, когда в систему холостого хода из главной системы поступает воздух. При этом топливный жиклер 8 системы холостого хода работает как эмульсионный. По мере дальнейшего открытия дросселя и увеличения разрежения в диффузоре 7 топливо в каналах главной системы меняет направление своего движения и поднимается по колодцу 3 в сторону распылителя. Подача воздуха в систему холостого хода прекращается, и жиклер 8 снова работает как топливный. В тот момент, когда топливо достигнет нижних отверстий 5 на эмульсионной трубке 4, начнется его бурление и поступление в распылитель. Этот момент и определяет вступление в работу главной дозирующей системы.

Если разрежение у топливного жиклера 8 системы холостого хода при открытии дросселя сравнительно невелико, то воздух из главной системы в него не поступает. В дальнейшем процесс происходит так же, как и в предыдущем случае.

В отличие от режима полного открытия дросселя на режимах дросселирования воздушные отверстия 5 на эмульсионной трубке 4 вступают в работу одновременно, а не поочередно (сверху вниз).

Чтобы установить, какие закономерности на режимах дросселирования позволяют приблизить реальные характеристики двигателя к наиболее удобным, производилось исследование влияния системы холостого хода на процесс компенсации. На рис. 4 приведены нагрузочные характеристики, снятые для трех схем карбюраторов: элементарной (а), эмульсионной упрощенной (б), эмульсионной с системой холостого хода, включенной после главного жиклера (в). Для двух последних схем регулировка топливного жиклера не менялась.

Характеристика дросселирования элементарного карбюратора не отличается от внешней. С помощью системы холостого хода горючая смесь обогащается при самых малых расходах воздуха. Для упрощенного карбюратора такое обогащение невозможно ни при изменении размера главного жиклера, ни при использовании влияния напора, так как момент начала истечения топлива из распылителя не зависит от регулировки главного жиклера и определяется разрежением, которое должно возникнуть в диффузоре для подъема топлива до кромки распылителя и для преодоления поверхностного натяжения и смачиваемости.

При наличии системы холостого хода общий наклон характеристики изменился в сторону обеднения в области правой ветви. На участке, где из системы холостого хода в главную

систему поступает воздух (рис. 4, заштрихованная часть), горючая смесь значительно обедняется. Система холостого хода, как указывалось выше, при больших открытиях дросселя работает в качестве дополнительной воздушной системы в тех случаях, когда разрежение в смесительной камере становится меньше, чем в эмульсионном колодце. В противоположном случае система холостого хода даже при полностью открытом дросселе продолжает подавать топливо.

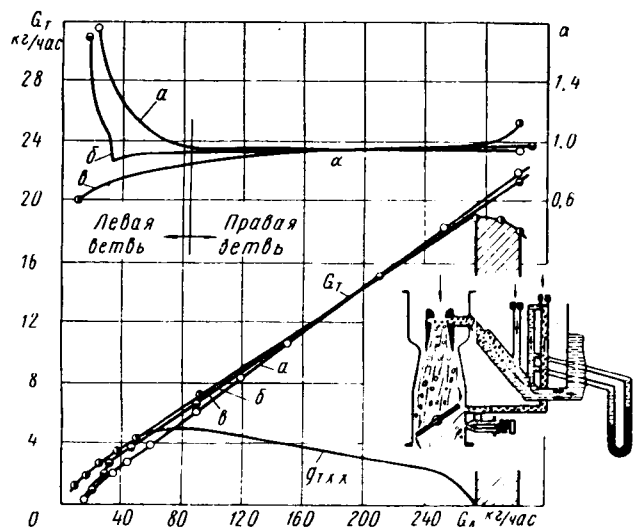


Рис. 4.

Изменение наклона нагрузочной характеристики за счет падения расхода топлива через систему холостого хода при больших открытиях дросселя отмечено канд. техн. наук Д. А. Рубцом для карбюратора МКЗ-ЛЗ как явление «перекомпенсации». Такое же явление отмечено Б. Ф. Коневым для карбюратора К-25. Испытания, проведенные в НАМИ, показали, что явление «перекомпенсации» характерно для всех карбюраторов с включением системы холостого хода после главного жиклера независимо от того, работает ли жиклер системы холостого хода как топливный (карбюратор К-82) или как эмульсионный (карбюратор К-75).

С точки зрения гидравлики главная дозирующая система и система холостого хода составляют так называемую тройниковую систему и являются ее отдельными отводами. Очевидно, что взаимное влияние отдельных отводов тройниковой системы сохраняется во всех случаях и определяется теми разрежениями, которые в них возникают на разных режимах работы двигателя. Поэтому раздельное рассмотрение явлений в главной системе и системе холостого хода не отражает действительных процессов в карбюраторе.

Система холостого хода не одинаково влияет на главную дозирующую систему по нагрузочным характеристикам при различных оборотах двигателя.

Каждая нагрузочная характеристика по расходу воздуха имеет верхний предел, который обуславливается наполнением двигателя при полном открытии дросселя для данного числа оборотов, и нижний предел, который обуславливается устойчивой работой двигателя с минимальной нагрузкой. Нижний предел может также определяться работой двигателя на холостом ходу с теми же оборотами.

Для нагрузочных характеристик при разных скоростных режимах, на одинаковых расходах воздуха система холостого хода работает при разных углах открытия дросселя. Неодинаковые положения дросселя по отношению к выходным отверстиям 10 и 11 системы холостого хода (см. рис. 1, б) в смесительной камере определяют разное значение разрежений у топливного жиклера 8.

По мере открытия дросселя разрежение, действующее на топливный жиклер 8 системы холостого хода, сначала резко возрастает (по восходящей ветви) и задерживает вступление в работу главной дозирующей системы, а затем снижается (по нисходящей ветви) до нулевых и отрицательных значений, что в данном случае соответствует поступлению через жиклер 8 воздуха в главную дозирующую систему. Составы горючей

смеси на режимах полного и прикрытого дросселя и значения разрежений в малом диффузоре и у жиклера холостого хода для двигателя ЗИЛ-120 с карбюратором К-82 приведены на рис. 5.

В области восходящей ветви дозировка топлива производится преимущественно системой холостого хода, что позволяет получить необходимое обогащение горючей смеси при малых расходах воздуха, а в области нисходящей ветви — преимущественно главной дозирующей системой.

По мере повышения скоростного (а) и нагрузочного режимов (б — при 2200 об/мин, в — при 1600 об/мин, г — при 800 об/мин), а также режима холостого хода (д) количество расходуемого топлива перераспределяется от системы холостого хода к главной дозирующей системе. Поэтому при увеличении числа оборотов двигателя нагрузочные характеристики перемещаются в область более бедных смесей, что отвечает требованию, предъявляемому к идеальному карбюратору — обеднять горючую смесь по мере увеличения разрежения в диффузоре.

Следовательно, на режимах дросселирования процесс компенсации осуществляется за счет сочетания работы главной дозирующей системы и системы холостого хода. Для режимов дросселирования действуют законы тройниковых систем.

Положительное влияние на нагрузочные характеристики двигателя системы холостого хода при ее включении после главного жиклера установлено д-ром техн. наук И. М. Лениным и канд. техн. наук Д. А. Рубцом. В этом случае составы горю-

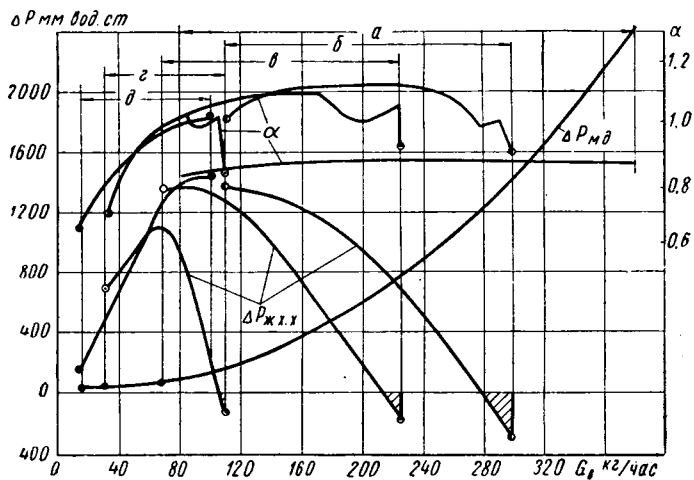


Рис. 5.

чей смеси, подаваемой карбюратором на режимах дросселирования, зависят от разрежения в диффузоре, определяемого количеством воздуха, проходящего через карбюратор, и от разрежения во впускном трубопроводе, определяемого открытием дросселя или нагрузкой двигателя. Благодаря этому реальные характеристики двигателя приближаются на режимах дросселирования к наиболее благоприятным характеристикам с большей точностью, чем при включении системы холостого хода непосредственно в поплавковую камеру.

Проведенное в НАМИ исследование системы холостого хода, включенной непосредственно в поплавковую камеру, показало, что в этом случае соблюдаются те же закономерности, что и при ее включении после главного жиклера. При работе двигателя с полностью открытым дросселем влияние системы холостого хода на его характеристику незначительно. На режимах дросселирования сохраняются основные закономерности, заключающиеся в уменьшении влияния системы холостого хода по мере увеличения числа оборотов и нагрузки двигателя. Поэтому горючая смесь постепенно обедняется как на протяжении нагрузочной характеристики при неизменных оборотах двигателя, так и при повышении скоростного режима.

Однако способ включения системы холостого хода в поплавковую камеру имеет следующие недостатки:

1) излишнее обогащение горючей смеси на режимах холостого хода и малых нагрузок вследствие сложения расходов топлива через главную дозирующую систему и систему холостого хода;

2) раннее вступление в работу главной дозирующей системы, нарушающее регулировку двигателя на малых оборотах холостого хода;

3) повышенная чувствительность общей регулировки карбюратора в зависимости от регулировки системы холостого хода.

Общая управляемость процессом и возможность приближения реальных характеристик двигателя к наивыгоднейшим при включении системы холостого хода в поплавковую камеру ухудшаются. Однако возможность возникновения провалов в работе двигателя при резком открытии дросселя в этом случае уменьшается вследствие обогащения горючей смеси на холостом ходу и малых нагрузках.

Режим резкого открытия дросселя. При резком открытии дросселя главная дозирующая система и система холостого хода взаимодействуют иначе, чем при медленном открытии. Перед открытием дросселя при работе двигателя на малых оборотах холостого хода топливо заполняет эмульсионный колодец 3 и устанавливается ниже уровня в поплавковой камере на 5—8 мм (рис. 1, б). В момент резкого открытия дросселя 12 воздух устремляется в воздушный канал карбюратора, вследствие чего разрежение в диффузоре 7 мгновенно возрастает. Перепад давлений, возникающий между диффузором 7 и воздушным жиклером 8, заставляет воздух интенсивно проникать в эмульсионный колодец 3. Воздух продувает эмульсионный колодец, благодаря чему находящееся в нем «резервное» топливо попадает в диффузор карбюратора, способствуя устранению перебоев в работе двигателя.

Визуальные наблюдения показали, что воздух, поступающий через воздушный жиклер 8 главной дозирующей системы при резком открытии дросселя, в ряде случаев пробивает эмульсионный колодец сверху донизу и попадает в систему холостого хода, вызывая обеднение горючей смеси и перебои в работе двигателя.

При установившихся режимах включение системы холостого хода в любой точке эмульсионного колодца и характер работы ее жиклера в качестве топливного (карбюратор К-82) или эмульсионного (карбюратор К-75) обеспечивают одинаковое построение всех характеристик двигателя. Однако из условия неустановившихся режимов для эмульсионного карбюратора систему холостого хода целесообразно включать в главную систему в самой низкой точке эмульсионного колодца. Это необходимо для уменьшения влияния на резервное топливо колебаний разрежения у топливного жиклера системы холостого хода и последующего попадания в него воздуха из главной системы при резком открытии дросселя.

Перебои являются также следствием позднего вступления в работу главной дозирующей системы. В этом случае разрежение в системе холостого хода достаточно велико и при резком открытии дросселя препятствует движению топлива в сторону распылителя. Однако сопротивление каналов системы холостого хода более высокое, чем сопротивление каналов главной дозирующей системы, поэтому общее обогащение горючей смеси уменьшается.

Кратковременные перебои в работе двигателя при резком открытии дросселя помимо явлений, возникающих во впускном трубопроводе, зависят от конструкции и регулировки карбюратора: наличия повышенных сопротивлений в главной системе; отсутствия резервного топлива или неэффективного его использования; попадания воздуха в систему холостого хода и неправильного расположения верхнего выходного отверстия 10 (см. рис. 1, б) в смесительной камере; излишне позднего вступления в работу главной системы.

Следовательно, система холостого хода, включенная после главного жиклера, способствует приближению реальных характеристик двигателя к наивыгоднейшим на режимах дросселирования, но вызывает переобеднение горючей смеси при больших открытиях дросселя вследствие «перекомпенсации», в ряде случаев усиливаемого за счет обратного перетекания воздуха из системы холостого хода в главную дозирующую систему.

Искажение характеристик дросселирования двигателя, возникающее при этом, компенсируется введением дополнительных обогащающих приспособлений (вакуумного экономайзера или подвижных дозирующих игл) или понижением разрежения в эмульсионном колодце.

Первый способ широко распространен в американском карбюраторостроении, а второй — в европейском, хотя резкой разницы между ними нет.

Европейский метод широко применяется для карбюраторов фирм Солекс, Вебер и Иков. Отличительная особен-

ность этого метода — применение как для однодиффузорных, так и для двухдиффузорных карбюраторов больших воздушных жиклеров (1,5—2 мм и более) главной системы. Такие жиклеры позволяют понизить действующее разрежение в эмульсионном колодце и в той точке, где включается топливный жиклер 8 системы холостого хода (см. рис. 1, б). Поэтому разрежение в смесительной камере, как указывалось выше, становится равным разрежению в эмульсионном колодце 3 или превышает его. Система холостого хода при включении ее после главного жиклера продолжает подавать топливо и при больших открытиях дросселя, что уменьшает переобеднение горючей смеси, возникающее вследствие падения расхода топлива через систему холостого хода (явление «перекомпенсации»), и полностью устраняет обратное поступление воздуха из системы холостого хода в главную дозирующую систему. Двигатель при больших открытиях дросселя работает без перебоев и отпадает необходимость в дополнительном обогащении горючей смеси при помощи вакуумного экономайзера или подвижных дозирующих игл. Следовательно, в данном случае вакуумный экономайзер в качестве корректора нагрузочных характеристик не нужен. Он может применяться как обоганитель разгонных режимов. Например, фирма Солекс использует его по этому назначению на многих карбюраторах, предназначенных для установки на двигателях с большим рабочим объемом.

Американский метод регулирования характеризуется применением малых воздушных жиклеров (не более 1 мм) в главной дозирующей системе. Например, в однодиффузорном карбюраторе Картер BBR-1 автомобиля Студебекер диаметр воздушного жиклера, расположенного в поплавковой камере карбюратора, равен 0,78 мм.

По мере открытия дросселя по нагрузочной характеристике система холостого хода (см. рис. 4) выключается сравнительно рано, так как разрежение в эмульсионном колодце при увеличении расхода воздуха начинает превышать разрежение в смесительной камере карбюратора. Перепад давлений между эмульсионным колодцем и смесительной камерой вызывает обратное поступление воздуха из системы холостого хода в главную дозирующую систему. Вакуумный экономайзер в этом случае является обогастителем разгонных режимов и корректором нагрузочных характеристик.

Топливо подается системой холостого хода при больших открытиях дросселя также и в случае уменьшения разницы в проходных сечениях между диффузором и смесительной камерой. Равенство разрежений в эмульсионном колодце и смесительной камере при больших открытиях дросселя может возникнуть и для карбюраторов, отрегулированных по американскому методу. На рис. 6 приведены значения перепадов давлений у топливного жиклера системы холостого хода, измеренные при помощи дифференциального ртутного пьезометра, опущенного ниже уровня топлива в поплавковой камере (см. рис. 4), для трех карбюраторов. Для карбюратора К-82 ука-

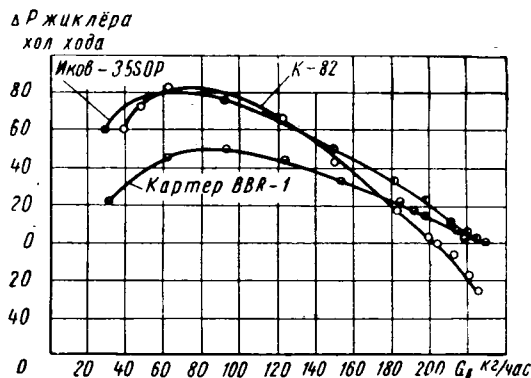


Рис. 6.

занный перепад приобретает отрицательное значение при увеличенных расходах воздуха, а для карбюраторов Картер ВВВ-1 и ИКОВ 35-SOP не опускается ниже нуля.

В таблице приведены данные по проходным сечениям диффузоров, смесительных камер и жиклеров указанных карбюраторов.

Сравнение производилось по данным, представляющим полные проходные сечения за вычетом площади, занимаемой распыливающими устройствами для диффузоров и дросселем

Параметры	Карбюраторы		
	К-82	Иков 35-SOP	Картер ВВР-1
Диаметры в мм:			
диффузоров			
малого	8,5	10,6	Нет
большого	30	28	32
приведенный	27,6	23,5	27
смесительной камеры			
номинальный	42	35	36,5
приведенный	38	29,5	33
воздушного жиклера главной дозирующей системы	0,95	2,8	0,78
Отношение приведенных диаметров диффузора и смесительной камеры	0,728	0,795	0,819

и его осью для смесительных камер. Для двухдиффузных карбюраторов из площади большого диффузора вычиталась площадь кольцевого сечения малого диффузора.

Из указанных данных следует, что наибольшая разница в проходных сечениях между диффузором и смесительной камерой наблюдается в карбюраторе К-82, а наименьшая — в карбюраторе Картер ВВР-1. Диаметр смесительной камеры в карбюраторе К-82 явно велик. В этом карбюраторе необходимо уменьшить диаметр смесительной камеры и увеличить воздушный жиклер главной системы, что одновременно позволит увеличить и главный жиклер.

В отечественных карбюраторах эмульсионного типа следует применять метод регулирования, применяющийся в европейских карбюраторах. Этот метод, помимо правильного построения всех характеристик, позволяет значительно увеличить проходные сечения топливных и воздушных жиклеров главной системы, что целесообразно для производства и эксплуатации карбюраторов.

Расчет гидромеханических передач методом силового потока

Д-р техн. наук А. С. АНТОНОВ

ГИДРОМЕХАНИЧЕСКИЕ передачи, устанавливаемые в автомобилях, представляют собой сложную силовую систему, работающую с последовательными или параллельными потоками мощности. Эта система является комплексной, так как, кроме гидродинамического трансформатора, в нее входят зубчатые механизмы: суммирующий дифференциальный, дополнительная коробка передач и в специальных силовых передачах механизм поворота. Такую передачу целесообразно рассчитывать одним комплексным методом, который дает разработанная нами теория силового потока. Эта теория основана на некоторых общих принципах передачи энергии, а также на системе условных обозначений, позволяющей представлять передачу энергии в виде геометрической схемы — схемы силового

Разветвляющей называется точка, у которой все потоки имеют одинаковые скорости. Эта точка характеризует разветвление моментов и физически представляет некоторый жесткий силовой узел передачи (рис. 1, в).

Кинетическая узловая точка (рис. 1, г) характеризует муфты, соединяющие два вала, в том числе фрикционные, кулачковые, свободного хода (автологи) и тормозные.

В схеме силового потока узловые точки объединяются связывающими потоками, которые физически представляют валы передачи или какие-либо другие связи.

На рис. 2 изображены схема гидромеханической передачи, применяемой на современных автомобилях, и схема ее силового потока (элементы передачи и соответствующие им узловые точки имеют одинаковые обозначения).

Гидромеханическая передача состоит из гидротрансформатора ГТ и механизмов планетарной коробки передач а и б, имеющих четыре передачи: прямую, две понижающие и задний хсд. Передачи изменяются включением муфт и тормозов. На

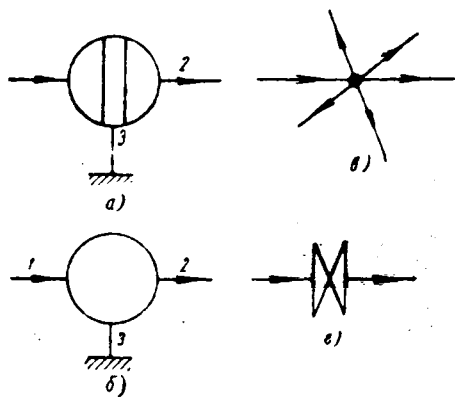


Рис. 1. Условное обозначение узловых точек:

1, 2 — потоки, идущие по валам; 3 — заторможенный поток.

го потока. Последняя дает возможность производить расчеты передающих систем, т. е. определять их кинематические и динамические параметры.

Любую передающую систему можно представить геометрически в виде ряда узловых точек, характеризующих те или иные преобразующие устройства системы. Узловые точки бывают трех видов: динамическая (обобщенная), разветвляющая и кинематическая. Динамическая точка характеризует устройство, имеющие более двух потоков энергии, включая и заторможенный поток. Например, на рис. 1 этой точкой характеризуется гидротрансформатор а, а также зубчатый механизм б простого, планетарного или дифференциального типов. В данном случае узловая точка имеет три потока, один из которых заторможен. Заторможенный поток показывает реактивное действие сил на картер зубчатого механизма или на неподвижное колесо направляющего аппарата гидротрансформатора.

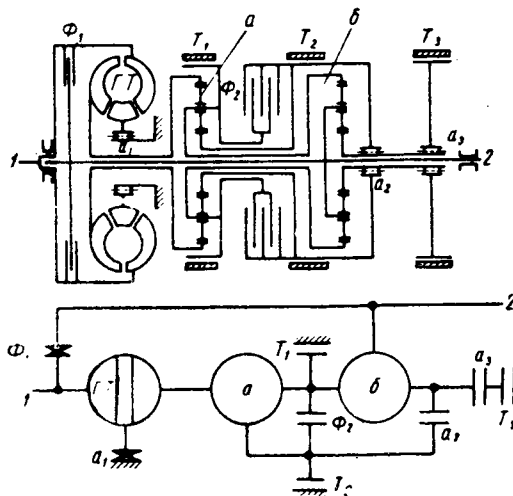


Рис. 2. Кинематическая схема и схема силового потока гидро-механической передачи автомобиля Студебекер:

1 — ведущий вал; 2 — ведомый вал; а и б — планетарные механизмы; Φ_1 — сцепление; Φ_2 — блокировочная муфта; a_1, a_2, a_3 — муфты свободного хода (автологи); T_1, T_2, T_3 — тормоза; ГТ — гидротрансформатор.

схеме силового потока это соответствует включению кинематических точек.

На рис. 3 приведены схемы силового потока на передачах. Из схем видно, какие кинематические точки включаются на той

или иной передаче и какие остаются выключенными. На первой передаче включены тормоза T_2 и T_3 , а также автологи a_1 и a_3 ; на второй передаче — муфта Φ_2 , тормоз T_3 и автологи a_1 и a_3 . На прямой передаче включены сцепление Φ_1 и муфта Φ_2 , а также автолог a_2 и тормоз T_3 . Узловые точки a и b при этом блокируются, а следовательно, гидротрансформатор ГТ также блокируется. Силовой поток передается непосредственно через сцепление на ведомый вал передачи.

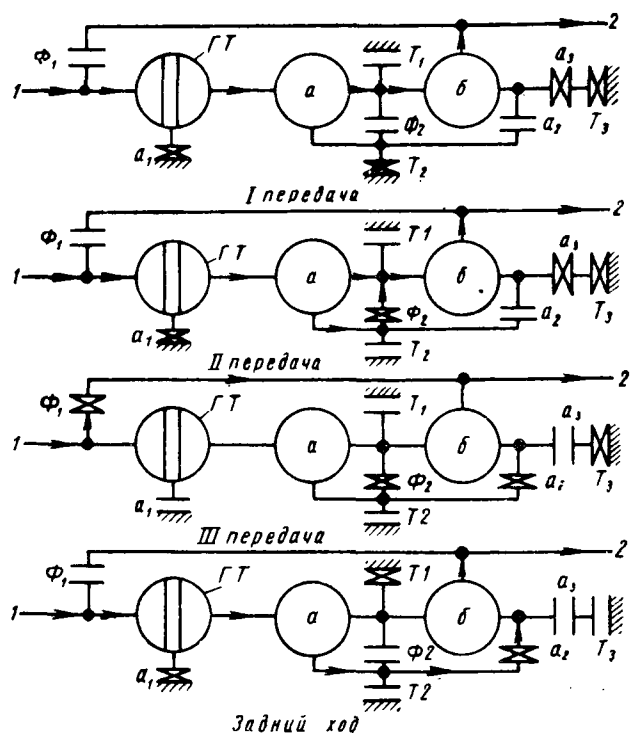


Рис. 3. Схема силового потока на передачах.

На передаче задний ход включены тормоз T_1 и автологи a_1 и a_2 .

Схемы силового потока показывают, как происходит передача мощности, какие элементы являются нагруженными и какие работают вхолостую.

Для расчета передачи необходимо математически описать схему ее силового потока. Для этого составляются и совместно решаются уравнения кинематики и статики узловых точек и связывающих потоков. В результате определяются все скорости вращения валов и моменты, приложенные к ним.

Динамическая узловая точка зубчатого механизма описывается уравнениями кинематики и статики.

Уравнение кинематики:

$$\omega_1 - i'_{12} \omega_2 + (i'_{12} - 1) \omega_0 = 0, \quad (1)$$

где ω_1 и ω_2 — угловые скорости валов 1 и 2 (рис. 3) механизма;

ω_0 — скорость корпуса простого (непланетарного) механизма. Для планетарных эпициклических механизмов, наиболее часто применяющихся в гидромеханических передачах, индекс 1 обозначает солнечную шестерню, 2 — эпицикл, 0 — водило механизма;

i'_{12} — внутреннее передаточное отношение механизма,

т. е. отношение скоростей $\frac{\omega_1}{\omega_2}$ (по отношению к корпусу или водилу).

Для планетарных механизмов

$$i'_{12} = \pm \frac{B_1 A_2}{B_2 A_1}, \quad (2)$$

где A — радиусы центральных (солнечных и эпициклических) шестерен; B — радиусы сателлитов.

Уравнения статики идеального механизма

$$M_0 + M_1 + M_2 = 0, \quad (3)$$

$$M_1 + i'_{21} M_2 = 0, \quad (4)$$

где M — крутящие моменты, приложенные к соответствующим валам.

Разветвляющая узловая точка описывается уравнением кинематики

$$\omega_1 = \omega_2 = \dots = \omega_n \quad (5)$$

и уравнением статики

$$M_1 + M_2 + \dots + M_n = 0 \quad (6)$$

(индексом n обозначается число потоков, которые имеет точка, или число разветвлений крутящего момента).

Кинетическая узловая точка, имеющая проскальзывание, описывается уравнением статики

$$M_1 + M_2 = 0, \quad (7)$$

где M_1 и M_2 — крутящие моменты, приложенные к валам преобразующего устройства (муфты).

Если точка описывает заблокированную муфту, то дополнительно составляется уравнение кинематики

$$\omega_1 = \omega_2. \quad (8)$$

Если точка описывает полностью включенный тормоз, то дополнительное уравнение будет

$$\omega_1 = \omega_2 = 0. \quad (9)$$

Связывающие потоки объединяют какие-либо две узловые точки, например a и b , и описываются уравнениями кинематики и статики

$$\omega_{ka} = \omega_{mb}, \quad (10)$$

$$M_{ka} = -M_{mb}, \quad (11)$$

где k и m — номера потоков, принадлежащих соответственно точкам a и b .

Динамическая узловая точка гидротрансформатора описывается канонической характеристикой. За каноническую характеристику принимаем табличную или графическую зависимость между крутящими моментами, приложенными к колесам насоса M_n и турбины M_T , к.п.д. трансформатора $\eta_{ГТ}$ и передаточное число между валом турбины и насоса

$$i_{ТН} = \frac{\omega_T}{\omega_n}. \quad \text{При этом скорость колеса насоса принимается}$$

за постоянную величину.

На рис. 4 приведена примерная каноническая характеристика гидротрансформатора.

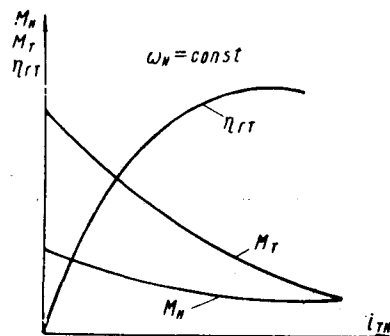


Рис. 4. Каноническая характеристика гидротрансформатора.

Задача и порядок расчета гидромеханической передачи. Задачей расчета гидромеханической передачи является выбор схемы передачи, подбор гидротрансформатора и определение передаточных чисел зубчатых механизмов, входящих в передачу.

Гидромеханическая передача может быть с последовательным силовым потоком и с параллельным. В передаче с последовательным потоком мощность передается от двигателя на

гидротрансформатор ГТ и далее на коробку передач КП (рис. 5, а). С параллельным потоком возможны передачи двух типов. В передаче первого типа, называемой РМ (разветвляющаяся-механическая точка), мощность от двигателя передается к разветвляющей узловой точке, откуда один поток идет к трансформатору и далее на дифференциальный механизм (на суммирующую узловую точку) и второй — от разветвляющей точки непосредственно на суммирующую точку. В суммирующей точке оба потока складываются и идут в виде одного потока на коробку передач (рис. 5, б).

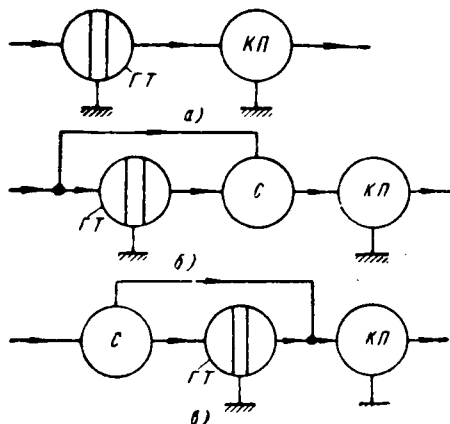


Рис. 5. Типовые схемы силовых потоков гидромеханических передач:

а — с последовательным силовым потоком; б — с параллельным силовым потоком типа РМ; в — то же, типа МР.

В передаче второго типа, называемой МР, разветвляющая и механическая узловые точки меняются местами (рис. 5, в).

Всякую передачу с параллельным потоком можно представить в виде передачи с последовательным потоком. Для этого

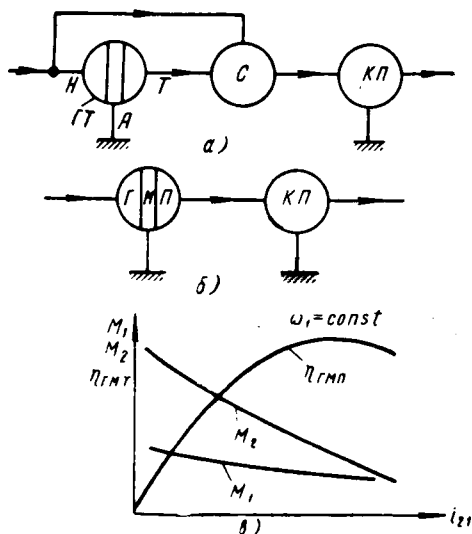


Рис. 6. Приведение параллельного силового потока к последовательному:

а — параллельный силовой поток; б — приведенный последовательный силовой поток; в — каноническая характеристика гидромеханического трансформатора; Т — турбинное колесо; Н — насосное колесо; А — колесо направляющего аппарата.

следует объединить в схеме силового потока три узловые точки — разветвляющую точку, точку гидротрансформатора и суммирующую — в одну динамическую узловую точку (рис. 6, а и б). Передача, состоящая из этих трех точек, называется гидромеханическим гидротрансформатором (ГМТ). Для расчета необходимо знать каноническую характеристику гидромеханического трансформатора, подобную характеристике обычного гидротрансформатора (рис. 6, в). Таким образом, гидромеханическая передача (ГМП) будет состоять из гидромеханического трансформатора (ГМТ) и коробки передач (КП), а силовой поток — соответственно из двух узловых точек ГМТ и КП.

Для расчета ГМП следует, кроме того, задаться характеристикой двигателя.

Из характеристики двигателя берутся три точки: максимального и минимального моментов, а также наиболее экономичной работы двигателя. Последняя определяет расчетный режим работы передачи. Далее подбирается трансформатор, который должен удовлетворять условиям совместной работы с двигателем. Для гидромеханической передачи необходимо также определить передаточное отношение суммирующей узловой точки и передаточные числа коробки передач, после чего строится тягово-экономическая характеристика, по которой определяются тяговые качества автомобиля и экономичность работы гидротрансформатора.

Примерный расчет гидромеханической передачи. Для большей ясности рассмотрим метод расчета гидромеханической передачи на числовом примере. В качестве исходных данных расчета примем следующие параметры:

Полный вес автомобиля МАЗ-200 без груза в кг	6400
Грузоподъемность (для шоссе) в кг	7000
Вес прицепа, буксируемого по шоссе, в кг	9500
Максимальная скорость v_{\max} при движении по шоссе в км/час	55

Минимальная скорость v_{\min} движения [автомобиля с прицепом в км/час	4
Радиус ведущих колес r_k в м	0,48

Расчет гидромеханической передачи производится в такой последовательности. В качестве исходных данных для расчета должна быть известна характеристика момента двигателя. Она может быть внешней или частичной в зависимости от того, на какую мощность ведется расчет. При расчете на частичную характеристику двигатель будет иметь при работе некоторый запас мощности. На характеристике выбираются точки совместной работы двигателя с трансформатором или с ГМТ (при параллельном силовом потоке).

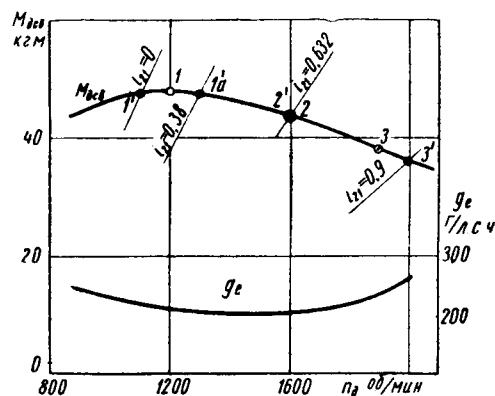


Рис. 7. Характеристика двигателя ЯАЗ-204:
 $n_d(p) = 1600$ об/мин; $M_d(p) = 44$ кгм.

Характеристика двигателя ЯАЗ-204А, применяемого на автомобиле МАЗ-200, задана графиком, приведенным на рис. 7. Выбираем передачу с параллельным силовым потоком типа РМ. На рис. 8 приведена кинематическая схема гидромеханического трансформатора этой передачи.

1. На характеристике двигателя (рис. 7) задаемся тремя точками: 1, 2 и 3. Точка 1 соответствует работе трансформатора

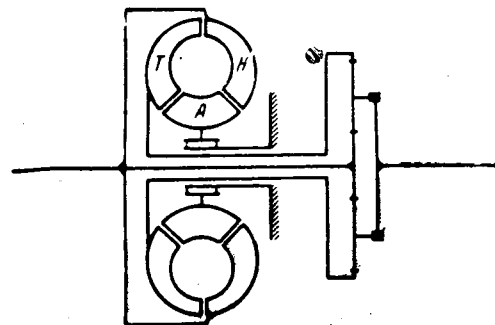


Рис. 8. Кинематическая схема гидромеханического трансформатора.

ра при трогании машин с места, точка 3 — переходу трансформатора на режим гидромукты, а точка 2 является расчетной.

2. Определяем внутреннее передаточное отношение суммирующей узловой точки С (см. рис. 6, а).

Решая уравнения силового потока, находим

$$i'_{12c} = \frac{k_{GT}}{\left(\frac{1}{\varepsilon_{T(p)}} - 1\right) \eta_c}, \quad (12)$$

где k_{GT} — коэффициент трансформации гидротрансформатора на расчетном режиме:

$$k_{GT} = -\frac{\eta_{GT}}{i_{TH}}; \quad (13)$$

η_{GT} и i_{TH} — соответственно к.п.д. и передаточное число гидротрансформатора на расчетном режиме;

$\varepsilon_{T(p)}$ — коэффициент циркуляции потока, показывающий, какая часть подводимой к гидромеханическому трансформатору мощности передается через гидротрансформатор; для принятой схемы

$$\varepsilon_{T(p)} = \frac{\eta_c i'_{12c}}{\eta_c i'_{12c} + k_{GT}}, \quad (14)$$

где η_c — к.п.д. суммирующего планетарного механизма.

Ориентировочно можно принять на расчетном режиме $\eta_{GT} = 0,9$, $i_{TH(p)} = 0,5$, $\varepsilon_{T(p)} = 0,6$, $\eta_c = 0,95$.

Тогда согласно формулам (12) и (13)

$$k_{GT} = -1,8; i'_{12c} = -2,8.$$

3. Определяем момент на валу насоса на расчетном режиме:

$$M_H(p) = \varepsilon_{T(p)} M_{D(p)}. \quad (15)$$

Подставляя числовые данные, получим $M_H(p) = 26,4$ кгм.

4. Подбираем по законам подобия гидротрансформатор.

Для обеспечения заданной на рис. 7 совместной работы двигателя и гидромеханического трансформатора последний должен иметь определенную прозрачность, определяемую по формуле

$$\varphi_{GMT} = k_D q_D^2, \quad (16)$$

где φ_{GMT} — коэффициент прозрачности ГМТ в зоне его совместной работы с двигателем;

k_D и q — соответственно коэффициент приспособляемости и рабочий диапазон оборотов двигателя в той же зоне.

Коэффициент прозрачности гидротрансформатора, предназначенного для установки в ГМТ типа РМ, равен

$$\varphi_{GT} = \varphi_{GMT} \frac{\varepsilon_{T1}}{\varepsilon_{T3}}, \quad (17)$$

для установки в ГМТ типа МР

$$\varphi_{GT} = \varphi_{GMT} \left(\frac{\varepsilon_{T3}}{\varepsilon_{T1}} \right)^2, \quad (18)$$

где ε_{T1} и ε_{T3} — коэффициенты циркуляции мощности соответственно на режиме трогания с места и при переходе трансформатора на режим гидромукты.

Очевидно, что при гидромеханической передаче с последовательным силовым потоком желаемая прозрачность гидротрансформатора определяется по формуле (16).

Для принятой схемы гидромеханической передачи желаемая прозрачность гидротрансформатора определяется по приближенной формуле

$$\varphi_{GT} = k_D q_D^2 \frac{k_{GT \min} + \eta_c i'_{12c}}{k_{GT \max} + \eta_c i'_{12c}}, \quad (19)$$

где $k_{GT \min}$ и $k_{GT \max}$ — минимальный и максимальный коэффициенты трансформации гидротрансформатора (ориентировочно $k_{GT \max} = -5$, $k_{GT \min} = -1$)

Из графика, приведенного на рис. 7, определяем $k_D = 1,15$ и $q_D = 1,6$.

Тогда по формулам (16) и (19) находим $\varphi_{GMT} = 2,95$ и $\varphi_{GT} = 1,41$.

Отсюда следует, что ГМТ должен иметь значительную прозрачность, при которой будет полностью использована приспособляемость и рабочий диапазон оборотов двигателя для расширения диапазона регулирования передачи.

На рис. 9, а приведена каноническая характеристика гидротрансформатора, который примем за прототип. Активный диаметр этого гидротрансформатора $D_{(n)} = 0,364$ м, $k_{GT \min} = -1$, $k_{GT \max} = -5$, $M_{H \min} = 16$ кгм и $M_{H \max} = 33$ кгм (при $n_H(n) = 1700$ об/мин = const). Коэффициент прозрачности

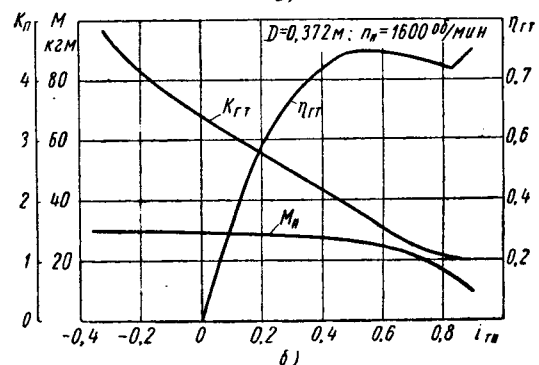
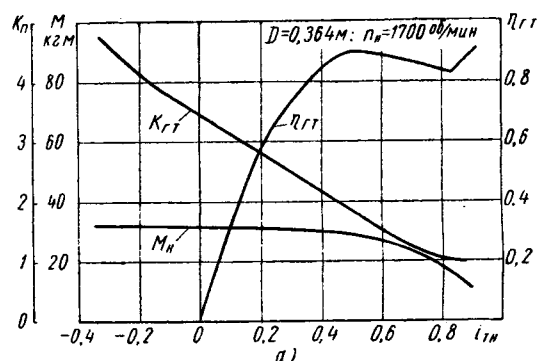


Рис. 9. Каноническая характеристика гидротрансформаторов.

$\varphi_{GT} = 2,03$, т. е. несколько выше расчетного. Поэтому такой гидротрансформатор не удовлетворяет полностью необходимым требованиям. Однако точно подобрать характеристику прототипа трудно.

На расчетном режиме ($i_{TH(n)} = 0,5$) при $n_H(n) = 1700$ об/мин крутящий момент данного гидротрансформатора $M_{H(n)} = 29$ кгм.

Определим активный диаметр гидротрансформатора по законам подобия:

$$D = D_{(n)} \sqrt[5]{\frac{\gamma_{(n)}}{\gamma} \cdot \frac{M_H}{M_{H(n)}} \left(\frac{n_H(n)}{n_H} \right)^2}, \quad (20)$$

где γ — объемный вес рабочей жидкости.

Принимаем $n_H = 1600$ об/мин = const. Подставляя данные прототипа в формулу (20), получим $D = D_{(n)} \cdot 1,01 = 0,368$ м.

Определяем момент на насосном колесе:

$$M_H = \left(\frac{D}{D_{(n)}} \right)^5 \frac{\gamma}{\gamma_{(n)}} \left(\frac{n_H}{n_H(n)} \right)^2 M_{H(n)}. \quad (21)$$

Зная M_H и $M_T = k_{GT} \cdot M_H$, строим каноническую характеристику гидротрансформатора для проектируемого ГМТ (рис. 9, б).

5. Строим каноническую характеристику гидромеханического трансформатора.

Имеем следующие расчетные формулы, полученные совместным решением уравнений силового потока:

$$i_{21} = \frac{1 - i'_{12c} i_{TH}}{1 - i'_{12c}}; \quad (22)$$

$$M_1 = \left(1 + \frac{k_{GT}}{\eta_{c'12c}} \right); \quad (23)$$

$$M_2 = k_{GMT} M_1; \quad (24)$$

$$k_{GMT} = 1 - \alpha_T (1 + k_{GT}), \quad (25)$$

где α_T — коэффициент нагрузки гидротрансформатора по моменту; для ГМТ типа РМ коэффициент $\alpha_T = \varepsilon_T$, а для ГМТ типа МР они имеют различные значения.

$$\eta_{GMT} = 1 - \varepsilon_T (1 - \eta_{GT}). \quad (26)$$

Формулы (25) и (26) являются общими для всех схем гидромеханических передач.

Результаты вычислений параметров характеристики гидромеханического трансформатора приведены в таблице. Здесь

Параметры характеристики ГМТ	Передающее число между валом турбины и насоса i_{TH}						
	-0,358	0	0,25	0,50	0,75	0,83	0,90
i_{21}	0	0,264	0,447	0,632	0,816	0,875	0,927
ε_T	0,347	0,439	0,502	0,600	0,711	0,727	0,727
M_1	86,5	66,5	55,4	44,0	26,8	21,0	13,8
M_2	207	139	102	65	29	21	13,8
$k_{GMП}$	2,39	2,12	1,85	1,48	1,03	1	1
$\eta_{GMП}$	0	0,561	0,830	0,940	0,886	0,877	0,949

принято $n_1 = n_{H(p)} = 1600$ об/мин. Коэффициент $\varepsilon_T = \alpha_T$ определяем по формуле (14).

По данным таблицы строим каноническую характеристику гидромеханического трансформатора (рис. 10).

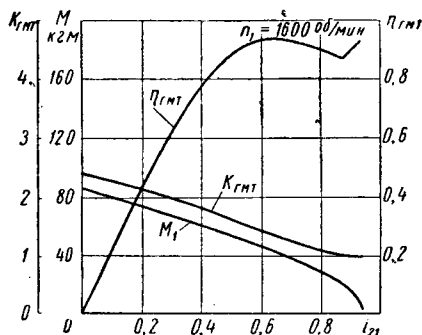


Рис. 10. Каноническая характеристика гидромеханического трансформатора.

6. Исследуем совместную работу двигателя и гидромеханического трансформатора. Эта работа характеризуется оборотами вала двигателя при различной нагрузке на ведомый вал трансформатора. Обороты вала двигателя могут быть определены по следующей приближенной формуле:

$$n_D = \left[\sqrt{\left(\frac{A}{2} \cdot \frac{M_{\min}}{M_1} \cdot \frac{n_1}{n_{\max}} \right)^2 + (1+A) \frac{M_{\min}}{M_1}} - \frac{A}{2} \cdot \frac{M_{\min}}{M_1} \cdot \frac{n_1}{n_{\max}} \right] n_1, \quad (27)$$

где

$$A = \frac{k_{GT} - 1}{1 - \frac{1}{q_D}}; \quad (28)$$

n_1 — число оборотов ведомого вала ГМТ на каноническом режиме (в данном примере $n_1 = 1600$ об/мин);

$n_{D \max}$ — максимально допустимое число оборотов двигателя (для двигателя ЯАЗ-204 $n_{D \max} = 2000$ об/мин);

M_{\min} — минимальный момент двигателя, соответствующий оборотам $n_{D \max}$: $M_{\min} = 36$ кгм;

M_1 — момент на ведущем валу гидромеханического трансформатора (берется из канонической характеристики рис. 10).

Рассчитываемый гидромеханический трансформатор должен работать внутри диапазона передаточных чисел $i_{21} = 0 \div 1$.

Определим обороты двигателя n_D для режимов:

$$i_{21} = 0, i_{21} = 0,38, i_{21} = 0,632 \text{ и } i_{21} = 0,90.$$

Из формулы (27) определяем $n_{D1} = 1150$ об/мин, $n_{D1a} = 1300$ об/мин, $n_{D2} = 1600$ об/мин и $n_{D3} = 2000$ об/мин.

На рис. 7 точки совместной работы двигателя и гидромеханического трансформатора ($1', 1'a, 2', 3'$) нанесены на кривую момента.

Диапазон оборотов при совместной работе с гидромеханическим трансформатором несколько расширен (1150—2000 об/мин, а было принято 1200—1900 об/мин). Это объясняется тем, что выбранная характеристика прототипа не точно соответствует заданным условиям совместной работы.

Однако, как уже отмечалось, точно подобрать характеристику прототипа трудно. Чтобы получить трансформатор с точно заданной характеристикой, его необходимо рассчитать (а не подбирать по законам подобия).

7. Определяем передаточные числа в дополнительной коробке передач (КП).

Число передач зависит от диапазона регулирования гидромеханического трансформатора d_{GMT} и диапазона скоростей движения автомобиля d_A .

Кинематический диапазон регулирования гидромеханического трансформатора d_{GMT} равен

$$d_{GMT} = \frac{i_{21(\max)}}{i_{21(\eta)}}, \quad (29)$$

где $i_{21(\max)}$ — максимальное эксплуатационное значение передаточного отношения гидромеханического трансформатора; принимаем $i_{21(\max)} = 0,90$

$i_{21(\eta)}$ — минимальное допустимое в эксплуатационных условиях значение передаточного отношения гидромеханического трансформатора.

Из рис. 10 находим, что $i_{21(\eta)} = 0,38$ при $\eta_{GMT \min} = 0,75$.

$$\text{Тогда } d_{GMT} = \frac{0,90}{0,38} = 2,36.$$

Вместе с тем потребный кинематический диапазон скоростей движения автомобиля МАЗ-200 равен

$$d_A = \frac{v_{\max}}{v'_{\min}} = \frac{55}{4} = 13,8.$$

Таким образом, для обеспечения заданного d_A дополнительная коробка передач должна иметь минимум три передачи. Принимаем три передачи.

Передачные числа дополнительной коробки передач определяем по следующим условиям:

1) передаточное число 1-й передачи находим по минимальной скорости v'_{\min} (в данном примере $v'_{\min} = 4$ км/час), которая определяется из условия обеспечения движения автомобиля с прицепом в тяжелых дорожных условиях (подъем $\alpha'_{\max} = 10 \div 15^\circ$, коэффициент сопротивления качению $f = 0,06 \div 0,08$). При этом $i_{21} = 0,38$, $\eta_{GMT \min} = 0,75$ и $n_{D(p)} = 1300$ об/мин;

2) передаточное число 2-й передачи определяем по максимальной скорости движения груженого автомобиля с прицепом v'_{\max} в хороших дорожных условиях ($f=0,02 \div 0,03$). При этом $i_{21}=0,9$, $\eta_{ГМТ}=0,9$ и $n_{Д(р)}=2000$ об/мин;

3) передаточное число 3-й передачи определяется по максимальной скорости движения одиночного автомобиля без груза v_{\max} в хороших дорожных условиях ($f=0,02 \div 0,03$). При этом $i_{21}=0,9$, $\eta_{ГМТ}=0,9$ и $n_{Д(р)}=2000$ об/мин. В данном примере $v_{\max}=55$ км/час.

Зная из тягового расчета расчетные скорости на передачах, определяем передаточные числа по формуле

$$i_{КП} = \frac{0,377 \cdot n_{Д(р)} i_{21} r_k}{i_{ГП} v_p}, \quad (30)$$

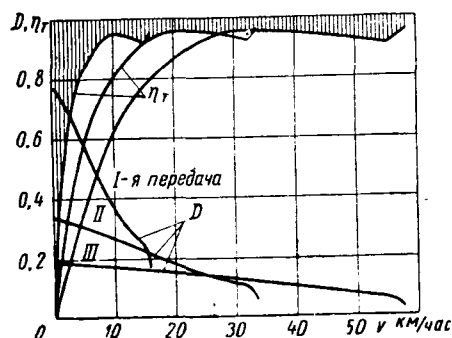


Рис. 11. Тягово-экономическая характеристика автомобиля с гидромеханической передачей.

где $n_{Д(р)}$ — расчетные обороты вала двигателя в минуту;

v_p — расчетная скорость движения автомобиля на данной передаче: $v_{p1}=v'_{\min}=4$ км/час, $v_{p2}=v'_{\max}=32$ км/час, $v_{p3}=v_{\max}=55$ км/час;

$i_{ГП}$ — передаточное отношение главной передачи (в автомобиле МАЗ-200 $i_{ГП}=8,21$).

По формуле (30) находим: $i_{КП1}=2,72$, $i_{КП2}=1,24$, $i_{КП3}=0,72$.

Правильность выбора передач окончательно устанавливается после построения тягово-экономической характеристики.

8. Тягово-экономическая характеристика строится по следующим формулам:

$$D = \frac{i_{ГП} i_{КП} \eta_M}{r_k G} \left(\frac{n_{Д}}{n_1} \right)^2 M_2; \quad (31)$$

$$v = \frac{0,377 r_k i_{21} n_{Д}}{i_{ГП} i_{КП}}; \quad (32)$$

$$\eta_{ГТ} = \frac{(1 - i'_{12c}) k_{ГТ} i_{21}}{k_{ГТ} + i'_{12c}}, \quad (33)$$

где η_M — механический к.п.д. (ориентировочно его можно принять равным 0,9);

$\eta_{ГТ}$ — к.п.д. гидромеханического трансформатора без учета потерь в суммирующем механизме, характеризующий только потери в системе охлаждения гидротрансформатора;

D — динамический фактор.

На рис. 11 приведена тягово-экономическая характеристика, построенная по приведенным выше формулам. Здесь изобра-

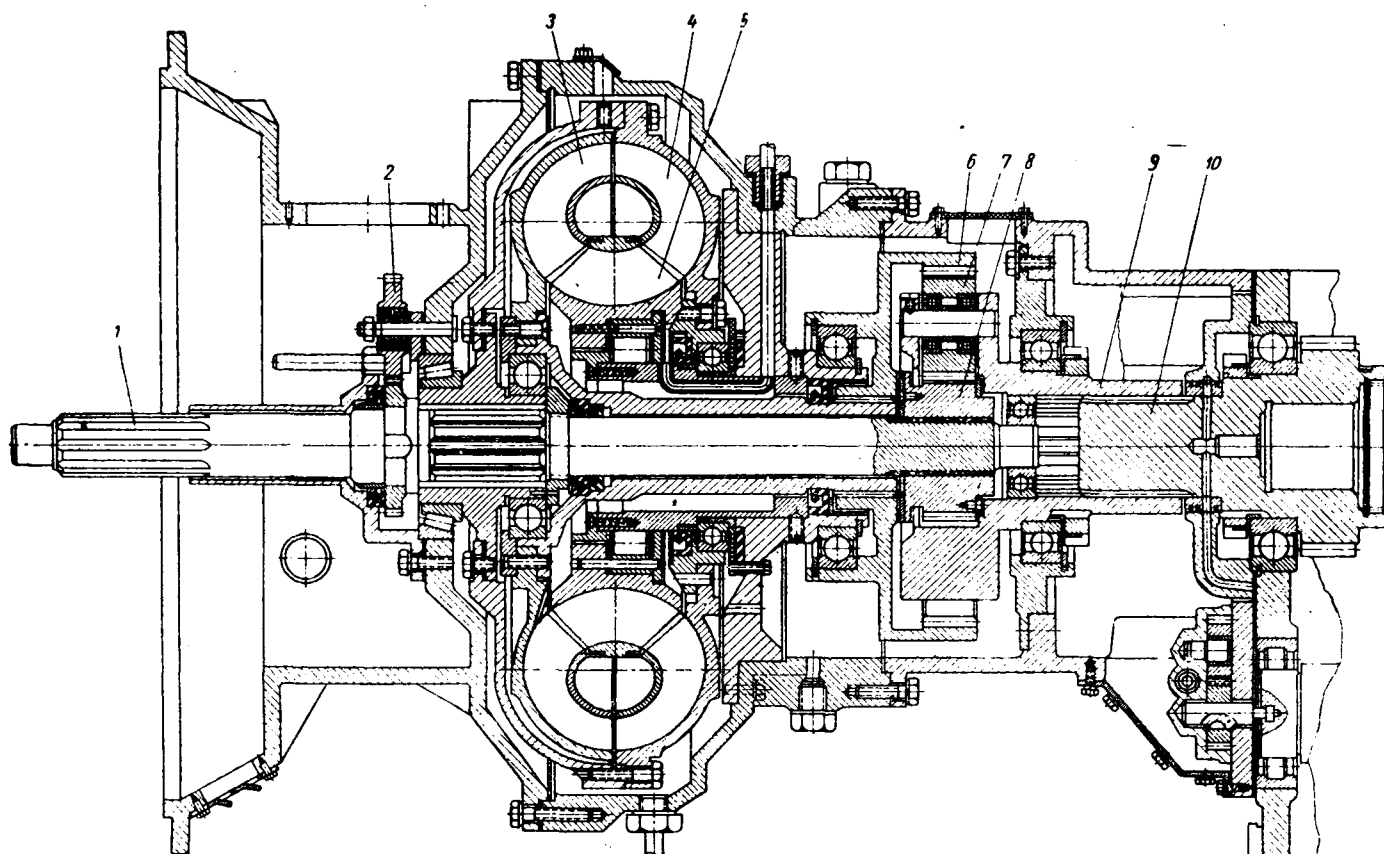


Рис. 12. Опытный гидромеханический трансформатор:

1 — ведущий вал; 2 — шестерня привода масляной системы подпитки и охлаждения ГТ; 3 — турбинное колесо; 4 — насосное колесо; 5 — колесо направляющего аппарата; 6 — эпициклическая шестерня; 7 — сателлит; 8 — солнечная шестерня; 9 — водило суммирующего планетарного механизма; 10 — ведомый вал.

жены кривые динамического фактора (D) и к.п.д. гидромеханического трансформатора (η_T).

Ординаты заштрихованной площади определяют ту часть подводимой мощности двигателя, которая превращается в гидротрансформаторе в тепло.

Из тягово-экономической характеристики следует, что в широком диапазоне скоростей (4,5—55 км/час) к.п.д. гидромеханической передачи не падает ниже 0,8, т. е. выделяющаяся в трансформаторе мощность составляет менее 20%. На эту мощность ведется расчет системы охлаждения гидротрансформатора.

Тягово-экономическая характеристика позволяет судить о тяговых качествах автомобиля, об условиях работы гидротрансформатора и его системы охлаждения, а также о правильности или неправильности выбора передач в дополнительной коробке. Изменяя передаточные числа в коробке передач, можно изменять в нужном направлении тягово-экономическую характеристику.

Проверка метода расчета на опытной гидромеханической передаче. При использовании изложенного выше метода был рассчитан, а в дальнейшем сконструирован и построен гидромеханический трансформатор — основной элемент всякой гидромеханической передачи с параллельно силовым потоком. Трансформатор спроектирован для двигателя ЯАЗ-204 канд. техн. наук Л. В. Григоренко под руководством автора.

Гидромеханический трансформатор (рис. 12) состоит из комплексного гидродинамического трансформатора и однорядного эпициклического механизма (см. рис. 8), связанных между собой параллельным силовым потоком типа РМ.

Гидромеханический трансформатор после лабораторных испытаний и доводки имел характеристику, близкую к расчет-

ной, и вполне удовлетворительные тягово-экономические показатели: максимальный к.п.д. гидротрансформатора 0,88, гидромеханического трансформатора 0,93, максимальный коэффициент трансформации заторможенного гидротрансформатора 3,4 и гидромеханического трансформатора 2,4.

После лабораторных испытаний гидромеханическая передача (гидромеханический трансформатор с дополнительной коробкой передач) была установлена на автомобиль, который подвергся ходовым испытаниям. Одновременно испытывался однотипный автомобиль с обычной зубчатой коробкой передач. Ходовые испытания проводились с целью получить сравнительные данные по динамическим и топливно-экономическим показателям обоих автомобилей (с обычной зубчатой и гидромеханической силовыми передачами) и проверить метод расчета гидромеханических передач. В результате было установлено, что основные показатели соответствуют расчетным. Автомобиль с гидромеханической передачей имел лучшую динамику, плавность хода и легкость управления. Несмотря на более низкую (в сравнении с автомобилем, имеющим механическую передачу) максимальную скорость, средняя скорость автомобиля оказалась выше на 5—7%, что объясняется уменьшением времени переключения передач и лучшей приспособляемостью автомобиля к дорожным условиям движения.

Топливная экономичность автомобиля с гидромеханической передачей на 3—11% ниже топливной экономичности автомобиля с механической передачей. В средних и тяжелых условиях передвижения автомобиля (при которых и велся расчет передачи) перерасход топлива, как и предполагалось, не превысил 3—5%.

Таким образом, в результате лабораторных и ходовых испытаний полностью подтвердились расчетные данные и тем самым был апробирован изложенный выше метод расчета гидромеханических передач.

Исследование гидрообъемной трансмиссии

Канд. техн. наук С. Ф. КОМИСАРИК, Н. А. ИВАНОВСКИЙ

ЕЩЕ в начале развития автомобилестроения были попытки использовать на автомобилях различного назначения гидрообъемные передачи.

Однако низкий к. п. д. первых образцов, необходимость высокой точности изготовления, большие габариты и вес, неработоспособность насосов при высоких числах оборотов, трудности с обеспечением уплотнения, отсутствие гибких шлангов, выдерживающих высокие давления, высокая стоимость — все это препятствовало применению гидрообъемных передач, и они были вытеснены механическими ступенчатыми трансмиссиями.

За последнее десятилетие в авиационной промышленности, дорожном машиностроении, станко- и судостроении, где требовался бесступенчатый привод с простым управлением, были созданы объемные гидropередачи сравнительно простой конструкции, надежные в работе и недорогие в производстве. Благодаря совершенной технологии производства, а также применению маслястоких уплотнительных фторопластовых поршневых колец, к. п. д. гидрообъемных передач серийного производства удалось поднять до 0,75—0,85, а у лучших образцов до 0,9. Точность изготовления основных рабочих пар снизилась до 3-го класса, и лишь незначительная часть деталей изготавливается по 2-му классу точности, что существенно уменьшило стоимость гидроагрегатов.

Химической промышленностью стали изготавливаться маслястокие гибкие шланги высокого давления. Повышение числа оборотов гидроагрегатов и применение легких сплавов снизило удельный вес гидропривода. Освоение новых сортов масел обеспечило работоспособность гидropередач в условиях низких температур окружающего воздуха. Все это способствовало тому, что возобновились работы по использованию гидрообъемных передач.

В английском национальном институте механизации сельского хозяйства на базе трактора Фордзон создан экспериментальный трактор с гидрообъемной силовой передачей мощностью 38 л. с. [1]. Трактор развивает скорость до 10 км/час. Регулируемый масляный насос фирмы Виллис подает масло к высокомоментным гидравлическим двигателям, вмонтированным в колеса. Трактор успешно прошел испытания на сельскохозяйственных работах.

В ФРГ создан экспериментальный автобус ТК-115 с гидростатической силовой передачей мощностью 175 л. с. [2]. Автобус развивает скорость до 125 км/час. Гидравлические двигатели героторного типа расположены в колесах, а двигатель с регулируемым насосом — в задней части автобуса. Управление трансмиссией автоматическое в зависимости от условий движения.

В настоящее время в ФРГ фирма Гюльдер-Моторен-Верке выпускает автокар Гидрокар грузоподъемностью 2 т с одноклиндровым двигателем с воспламенением от сжатия и гидрообъемной трансмиссией [3]. Мощность двигателя 6 л. с. при 2200 об/мин. Вес автокара в ненагруженном состоянии 906 кг. Максимальная скорость 14,5 км/час при прямом движении и заднем ходе.

Возможность применения гидрообъемной передачи в качестве трансмиссии исследовалась и в Советском Союзе. В 1949 г. была опубликована статья В. Н. Прокофьева по материалам работы НАМИ [4], где рассматривался вопрос создания гидрообъемной трансмиссии для автомобиля М-1, и в 1950 г. работа Н. К. Куликова по вопросам анализа гидрообъемных трансмиссий.

Во ВНИИСтройдормаше, НАТИ и на Уральском автозаводе проводятся работы по созданию высокомоментных гидравлических двигателей для гидрообъемной трансмиссии.

Основными достоинствами гидрообъемных передач являются:

- 1) бесступенчатость регулирования и плавность передачи крутящего момента;
- 2) возможность замены не только коробки передач, но и всей трансмиссии; простота создания трансмиссии с большим передаточным числом при том же числе агрегатов;
- 3) независимость компоновки агрегатов трансмиссии и соединения их трубопроводами или гибкими шлангами;
- 4) легкость изменения передаточного числа, реверсивность, а также возможность полной автоматизации управления;
- 5) возможность осуществления торможения без использования двигателя и специальных тормозных устройств;
- 6) возможность объединения (для некоторых схем) трансмиссии с механизмом поворота;

7) устойчивость работы гидравлических двигателей при малых числах оборотов;

8) легкость унификации гидроагрегатов;

9) возможность управления трансмиссией персоналом низкой квалификации.

К недостаткам гидрообъемной передачи следует отнести более низкий к. п. д. серийных образцов по сравнению с обычной механической ступенчатой трансмиссией; необходимость в дополнительных устройствах для обеспечения движения накатом; высокую стоимость; повышенные требования к культуре производства, особенно сборке; необходимость в персонале высокой квалификации для ремонта.

Для обеспечения надежности в работе (исключение пенообразования и разрыва струи на всасывании) силовая гидропередача выполняется по замкнутой схеме. Такая передача состоит из насоса и гидравлического двигателя, соединенных трубопроводами.

Для исключения кавитационных явлений и пополнения утечек рабочей жидкости в контуре циркуляции в систему включается вспомогательный насос, который подает жидкость через фильтр и клапанную коробку в магистраль низкого давления, где поддерживается некоторое избыточное давление (до 10—12 кг/см²). Лишняя жидкость через редукционный клапан сливается в корпус блока насоса. При вращении насос создает гидростатический напор рабочей жидкости и подает ее к гидравлическому двигателю, который, пропуская через себя жидкость, вращается с определенной скоростью. При практической несжимаемости жидкости и герметичности системы получается жесткая кинематическая связь между насосом и гидравлическим двигателем.

Регулирование числа оборотов и момента на выходе передачи при постоянной мощности на входе может осуществляться дросселированием, изменением производительности насоса, изменением расхода рабочей жидкости гидравлическими двигателями и одновременным изменением производительности насоса.

В случае применения гидрообъемной передачи в качестве автотракторной трансмиссии наиболее приемлем способ регулирования изменением производительности насоса. При постоянной мощности автотракторного двигателя между числом оборотов и моментом на выходе гидрообъемной трансмиссии в данном случае будет существовать гиперболическая зависимость, которая наиболее целесообразна для трансмиссии тяговой машины. При больших скоростях давление в гидросистеме будет невысоким, а при большой силе тяги оно возрастет. Однако по условиям эксплуатации транспортных машин время работы на тяжелых режимах незначительно и поэтому такая система регулирования обеспечивает длительный срок службы гидропривода.

Производительность насоса может регулироваться водителем или автоматическим устройством.

Рассмотрим ряд принципиальных схем гидрообъемных передач.

Гидрообъемная трансмиссия с раздельной установкой гидроагрегатов на шасси автомобиля, имеющего заднюю ведущую ось (рис. 1, а). Двигатель приводит в движение регулируемый насос. Гидравлические двигатели связаны непосредственно или через бортовые передачи (колесные редукторы) с ведущими колесами. Такая трансмиссия позволяет устанавливать двигатель с насосом в любом месте шасси, где это удобнее по условиям компоновки автомобиля. При-

вод ведущих колес обладает гидродифференциальной связью, которая обеспечивает разность скоростей вращения колес на повороте. Для повышения проходимости такая схема требует блокировки с применением дросселей или других устройств.

Схема гидрообъемной передачи, обладающая свойствами механизма поворота для гусеничных и трехколесных машин (рис. 1, б). Двигатель вращает блок, состоящий из двух регулируемых насосов. Каждый насос питает свой гидравлический двигатель, установленный на ведущем колесе. При одинаковой подаче насосов скорости правого и левого ведущих элементов одинаковы, а при разной подаче — различны, вследствие чего осуществляется поворот. Такая схема, благодаря отсутствию рулевого управления, позволяет наиболее просто создать реверсивную гусеничную и трехколесную машины с одинаковыми скоростями движения вперед и задним ходом.

Схема гидрообъемной трансмиссии для автомобиля с колесной формулой 4×4. Четыре гидравлических двигателя, установленные в колесах, питаются от одного насоса. В схему включен кран, при помощи которого можно отключить передний мост. Скорость на одном ведущем мосту в 2 раза выше, чем на двух. Недостатком схемы является гидродифференциальная связь между всеми колесами. Сила тяги лимитируется колесом, имеющим наименьшее сцепление. Поэтому во время движения, например на крутом подъеме, когда передний мост значительно разгружается, при такой схеме трансмиссии суммарная сила тяги автомобиля будет равна удвоенной силе тяги, создаваемой передним наименее нагруженным мостом. Следовательно, такая схема трансмиссии не обеспечивает высокой проходимости автомобиля.

Схема гидрообъемной трансмиссии для автомобиля с отдельными насосами на каждый ведущий мост. Двигатель вращает блок регулируемых насосов, каждый из которых питает гидравлические двигатели одного моста. На дорогах высокого качества некоторые мосты отключаются, и все насосы переключаются на работающие ведущие мосты. В этой схеме дифференциальная связь остается лишь между колесами каждого моста. Схема трансмиссии пригодна для многоприводных автомобилей.

Схема гидрообъемной трансмиссии для короткобазного автомобиля с колесной формулой 4×4, обладающая свойствами механизма поворота. Данная схема аналогична схеме, изображенной на рис. 1, б, и отличается от нее только тем, что каждый насос питает два гидравлических двигателя, расположенных в колесах одной стороны. При наличии управления, позволяющего раздельно регулировать правый и левый насосы, такой автомобиль может управляться путем изменения скорости ведущих колес.

Приведенные схемы не исчерпывают всех возможных комбинаций, однако они показывают, что с помощью гидропривода могут быть созданы автомобили различного назначения.

Из известных в настоящее время гидрообъемных агрегатов шестеренные и винтовые агрегаты — нерегулируемые. Лопастные агрегаты могут быть регулируемы, но допускают работу на сравнительно низких давлениях. Наиболее перспективными для трансмиссии являются поршневые агрегаты, которые могут создавать давления около 200—300 кг/см². Эти агрегаты имеют высокий объемный и механический к. п. д. и наиболее совершенны по конструкции. В настоящее время наиболее распространены осевые поршневые агрегаты различных мощностей.

Основными рабочими характеристиками гидроагрегата независимо от их типа являются постоянная гидроагрегата q , максимальное число оборотов n_{\max} и максимальное давление P_{\max} .

Постоянная гидроагрегата (рабочий объем, описываемый рабочими органами агрегата за один оборот) определяется геометрическими размерами агрегата.

Мощность, передаваемая агрегатом, равна

$$N_m = \frac{pQ_m}{45 \cdot 10^4} \text{ л. с.},$$

где Q_T — теоретическая производительность насоса.

Постоянная гидравлического двигателя равна

$$q_m = \frac{M_m}{0,159 p_{\max}} \text{ см}^3/\text{об},$$

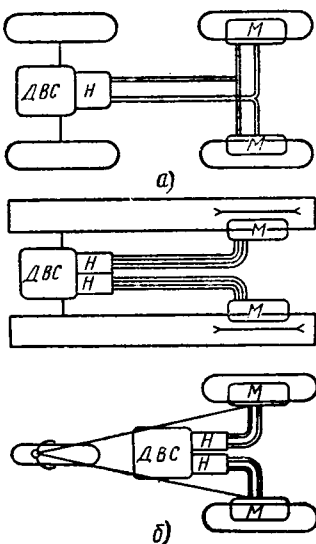


Рис. 1. Схема гидрообъемных трансмиссий:

а — трансмиссия автомобиля 4×2 с раздельной установкой гидроагрегатов; б — гидрообъемная передача, заменяющая трансмиссию и механизм поворота; Н — насос; М — гидравлический двигатель; ДВС — двигатель.

где $M_m = \frac{M_k}{i_{\delta n} \cdot \eta_m \cdot \eta_{\delta n}}$ — максимальный момент на валу гидравлического двигателя;
 M_k — тяговый момент автомобиля, приходящийся на одно ведущее колесо;
 $i_{\delta n}$ и $\eta_{\delta n}$ — передаточное число и к. п. д. колесного редуктора в ведущем колесе (если он имеется);
 η_m — к. п. д. гидравлического двигателя.

Постоянная гидронасоса

$$q_{n \max} = \frac{Q_{n \max}}{n_n} \text{ см}^3/\text{об},$$

где n_n — число оборотов вала насоса в минуту.

Минимальное давление в гидросистеме при максимальной скорости движения автомобиля v_{\max}

$$P_{\min} = \frac{M_{m \min}}{0,159 q_m \eta_m},$$

где $M_{m \min}$ — момент на валу гидравлического двигателя при v_{\max} .

По величинам q_m и $q_{n \max}$ подбираются гидроагрегаты, корректируется расчет и определяются окончательные тяговые и динамические характеристики автомобилей.

Таблица 1

Параметры	Тип гидравлического двигателя				
	M1	M2,5	M5	M.0	M20
Постоянная гидравлического двигателя в $\text{см}^3/\text{об}$	10	32	64	123	256
Номинальный крутящий момент на валу в кгм	0,33	1,25	2,5	5	10
Максимальный крутящий момент на валу в кгм	1,12	6,25	12,5	25	50
Рекомендуемые размеры соединительных трубопроводов в мм	12×16	16×22	20×23	30×40	43×62
Вес с рабочей жидкостью в кг	4,66	16,5	24,5	43	50

В табл. 1 приведены данные из отечественных каталогов на нерегулируемые гидравлические двигатели осевого типа. Максимальная скорость вращения коленчатого вала двигателей 1500 об/мин; скольжение при номинальном моменте и максимальной скорости вращения 2%; общий к. п. д. при номинальном моменте и максимальной скорости вращения не менее 0,92; максимальная скорость вращения вала при использовании его в качестве насоса 1000 об/мин.

Все параметры (кроме веса) регулируемых насосов этого типа аналогичны.

Для составления тяговой и динамической характеристик необходимо выразить скорость движения v и силу тяги P_k через параметры гидрообъемной трансмиссии. После преобразования

$$v = \frac{0,754 R_k q_{n \max} \sin \gamma \eta_{\delta n} \eta_{\delta m} n_{\delta v}}{i_{\delta n} z q_m} \text{ км/час};$$

$$P_k = \frac{M_{\delta v} z q_m i_{\delta n} \eta_{\delta n} \eta_{\delta m} \eta_{\delta p}}{2 R_k q_{n \max} \sin \gamma} \text{ кг},$$

где R_k — радиус качения ведущего колеса в м;
 γ — угол отклонения люльки насоса в град.;
 $\eta_{\delta n}$ и $\eta_{\delta m}$ — объемные к.п.д. насоса и гидродвигателя;
 $n_{\delta v}$ — число оборотов двигателя внутреннего сгорания в минуту;
 i_p — передаточное число редуктора привода насоса;
 z — количество гидродвигателей, питаемых от насоса;
 $M_{\delta v}$ — крутящий момент приводного двигателя внутреннего сгорания;

$\xi_{m \text{тр}}$ — механический к. п. д. всей трансмиссии (гидропривода и механической части трансмиссии).

Задаваясь рядом значений угла γ отклонения люлек насоса, определяют значения v и P_k , а также динамический фактор, по которым строятся тяговые характеристики.

Для исследования тяговых и эксплуатационных качеств автомобиля с гидрообъемной передачей изготовлен колесный макет весом 1300 кг и максимальной скоростью 39 км/час. В качестве гидроагрегатов использовались осевые насосы типа Н 2,5 и гидравлические двигатели М5.

Насосы форсированы по оборотам и давлению. Принято число оборотов валов насоса 3200 в минуту и давление 300 кг/см², что позволило получить от них производительность 102 л/мин вместо 46 л/мин по техническим условиям.

Макет автомобиля выполнен по трехколесной схеме с двумя задними ведущими колесами и передним поддерживающим свободным колесом. Управление поворотом макета осуществляется регулированием скоростей ведущих колес с помощью гидропривода (рис. 2). В связи с этим гидропривод выполнял функцию трансмиссии и механизма поворота.

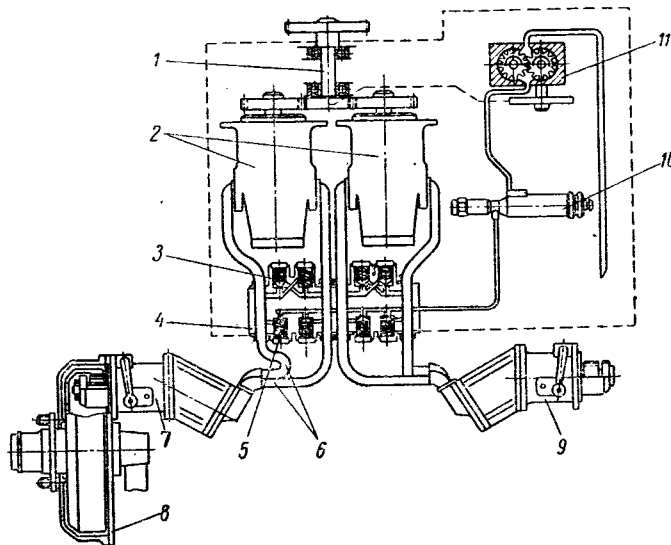


Рис. 2. Схема трансмиссии макета автомобиля:

1 — приводной вал; 2 — основные насосы; 3 — предохранительные клапаны; 4 — клапанная коробка; 5 — клапаны системы питания; 6 — магистральные трубы; 7 и 9 — гидравлические двигатели; 8 — бортовые передачи; 10 — фильтр; 11 — насос системы питания.

В схему гидропривода входят два насоса 2, которые приводятся в действие от карбюраторного двигателя ($N_e = 18,5$ л. с. при 4300 об/мин).

Для пополнения системы циркуляции имеется вспомогательный шестеренный насос 11, который через фильтр подает жидкость из масляной ванны блока насосов в магистраль питания клапанной коробки. Этот насос создает давление 10—11 кг/см².

Гидравлический двигатель — нерегулируемый, максимальный крутящий момент 30 кгм при давлении 300 кг/см². Благодаря бортовой передаче $i_{\delta n} = 5,18$ на ведущем колесе может быть создан крутящий момент около 155 кгм.

Скорость движения и управление поворотом регулируются отклонением люлек насосов.

Торможение автомобиля осуществляется уменьшением отклонения люлек, а резкое торможение — установкой подачи на нуль. При этом жидкость в гидравлических двигателях и трубопроводах запирается; ведущие колеса полностью затормаживаются. В этот момент система предохраняется от перегрузок предохранительными клапанами 3.

Макет подвергался стендовым и ходовым испытаниям. При стендовых испытаниях определялся к. п. д. гидрообъемной трансмиссии на различных режимах работы гидропривода.

При ходовых испытаниях определялись разгонные характеристики, режим работы гидропривода в дорожных условиях и эксплуатационные показатели (удобство управления, экономичность и надежность работы).

Параллельно испытывался аналогичный автомобиль со ступенчатой механической трансмиссией.

Исследование гидрообъемной трансмиссии на стенде показало, что мощность, затрачиваемая на вращение передачи вхолостую, интенсивно растет с увеличением оборотов и подачи насосов, что объясняется увеличением затрат мощности на перекачивание жидкости в системе циркуляции. При $n_e = 4400$ об/мин и полной подаче на холостое вращение затрачивается около 12 л. с. Объемный к. п. д. испытываемого гидропривода на полной подаче равен 0,92—0,93, с уменьшением подачи и увеличением давления он снижается.

Зависимость к. п. д. гидрообъемной передачи на полной подаче насосов от числа оборотов при постоянной нагрузке на ведущих колесах приведена на рис. 3. Данный режим работы

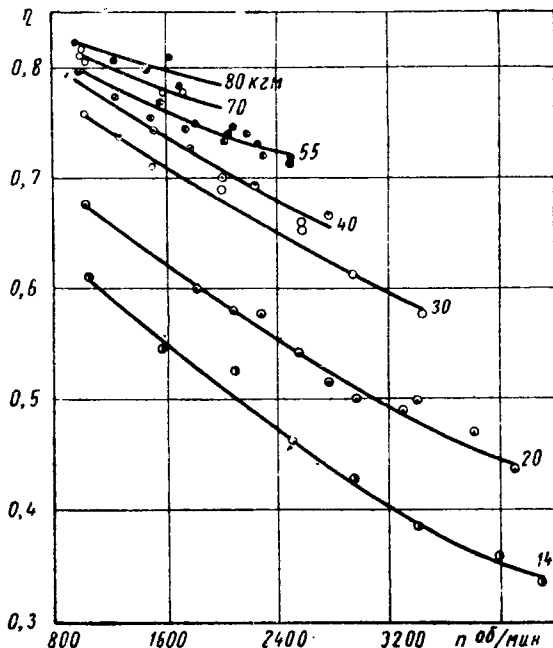


Рис. 3. Общий к. п. д. гидрообъемной передачи при полной подаче насосов и постоянной нагрузке на ведущих колесах.

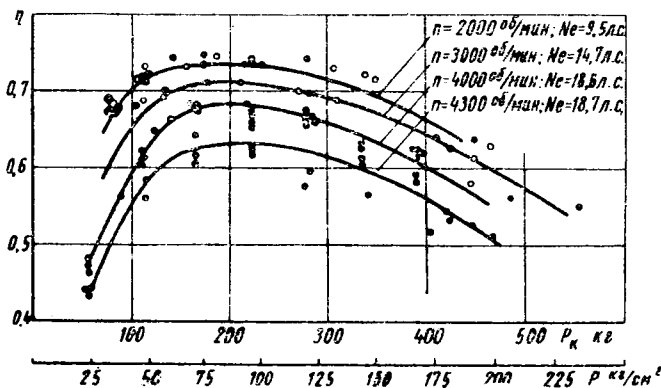


Рис. 4. Общий к. п. д. гидрообъемной трансмиссии при передаче постоянной мощности

гидропривода характерен для движения по хорошей дороге, как бы на «прямой передаче», когда скорость движения регулируется оборотами двигателя. Общий к. п. д. уменьшается с увеличением оборотов и увеличивается с увеличением нагрузки. Уменьшение к. п. д. с увеличением оборотов объясняется ростом гидравлических потерь, а увеличение к. п. д. с увеличением нагрузки — снижением отношения потерь на вращение гидропривода к полезной нагрузке в трансмиссии.

Зависимость к. п. д. от давления p при нагрузке трансмиссии постоянной мощностью приведена на рис. 4. В различных дорожных условиях гидропривод дает возможность регулировать скорость и тяговое усилие P_k на ведущих колесах при постоянном режиме работы двигателя, например, на режиме максимальной мощности или наибольшего момента. Каждая

кривая, изображенная на рис. 4, соответствует определенной мощности и оборотам трансмиссии.

При данной мощности с увеличением тягового усилия (давления) к. п. д. сначала увеличивается, а затем падает. Наиболее выгодные значения к. п. д. относятся к давлению в диапазоне от 50 до 150 кг/см², а наивысшие значения — к давлению 85—90 кг/см² на всех оборотах.

Снижение левых ветвей кривых к. п. д. объясняется увеличением скорости жидкости в трубопроводах, а правых — уменьшением объемного к. п. д. на малых подачах и больших давлениях.

Оптимальное значение давления в гидроприводе с точки зрения к. п. д. примерно одинаково для любой мощности (оборотов) и составляет 85—90 кг/см².

Таким образом к. п. д. гидрообъемной трансмиссии имеет значительные колебания в зависимости от режима работы гидропривода. Поэтому при тяговом расчете необходимо обоснованно выбирать обороты и давление, на которых должен работать гидропривод.

Для получения удовлетворительного к. п. д. трансмиссии необходимо, чтобы максимальные обороты валов насосов были не более 2500 в минуту и максимальное рабочее давление 200 кг/см². При этом полный к. п. д. трансмиссии (гидропривода и механической части) будет порядка 0,7, что можно считать удовлетворительным для трансмиссий многоприводных и специальных автомобилей. Трансмиссия должна быть рассчитана для работы в основных дорожных условиях в диапазоне давлений от 50 до 150 кг/см².

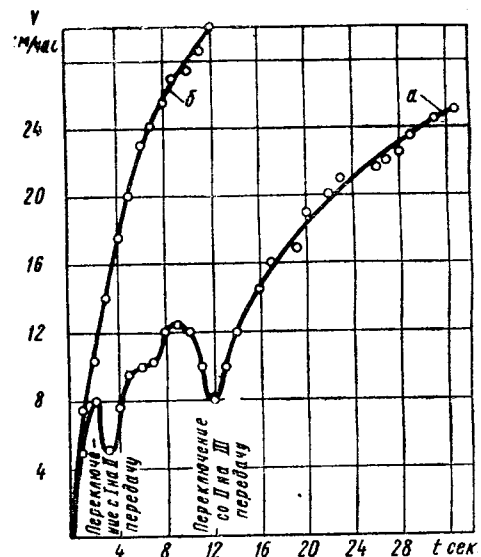


Рис. 5. Сравнительный график времени разгона t автомобилей с механической (а) и гидрообъемной (б) трансмиссиями по заснеженному укатанному шоссе.

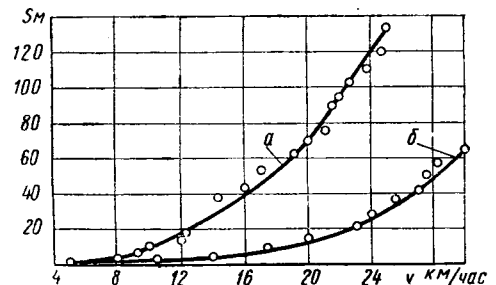


Рис. 6. Сравнительный график пути разгона S в зависимости от скорости разгона v (а и б то же, что на рис. 5).

В среднем в зависимости от тягового усилия к. п. д. гидрообъемной трансмиссии ниже, чем к. п. д. механической, на 10—14%.

Сравнительные графики времени и пути разгона автомобилей с гидрообъемной и механической трансмиссиями, полученные по данным ходовых испытаний, приведены на рис. 5 и 6. Время разгона до скорости $v = 25$ км/час у автомобиля с гид-

рообъемной трансмиссией составляет 7,6 сек., а у автомобиля с механической трансмиссией — 33 сек. Путь разгона до той же скорости составляет соответственно 64 и 136 м. Такая разница в разгоне объясняется способностью объемной силовой передачи изменять тяговое усилие ведущих колес бесступенчато при сохранении постоянного режима работы двигателя. Приведенные опытные данные согласуются с теоретическими расчетами, выполненными для испытанных автомобилей.

Режим давлений в гидроприводе исследовался с помощью специального прибора в течение всего периода ходовых испытаний. Результаты исследования режима работы гидропривода за пробег 1000 км по зимним дорогам сводятся к следующему. Основную часть времени (64%) передача работала в диапазоне давлений 15–60 кг/см², 26% от общего времени эксплуатации — в диапазоне 60–100 кг/см² и лишь 10% — на давлениях выше 100 кг/см².

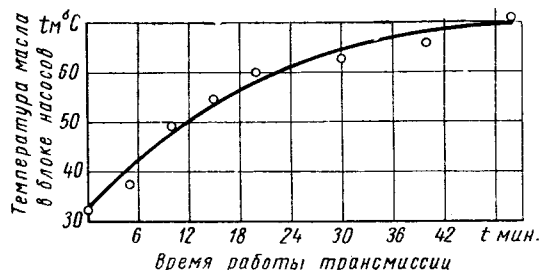


Рис. 7. Зависимость температуры масла в гидрообъемной трансмиссии от времени движения (масло—смесь АГМ с веретенным АУ).

В период ходовых испытаний насосы основную часть времени работали на оборотах 2600–3100 в минуту. Гидропривод исследуемого макета работал в целом около 200 час.

На рис. 7 показана зависимость температуры масла в гидроприводе от времени движения по заснеженной шоссейной дороге при температуре воздуха — 4°.

Удельный вес гидрообъемной трансмиссии в макетном исполнении составляет 8,5 кг/л.с. (блок насосов, гидравлические двигатели, бортовые передачи). Удельный вес механической трансмиссии равен 5,5 кг/л.с. (коробка передач).

Сравнительные данные по расходу горючего, полученные на испытаниях в июле 1959 г., приведены в табл. 2.

Таблица 2

Тип дороги	Средний расход топлива на 1 км пути в см ³		$\frac{q_1 - q_2}{q_2} \cdot 100\%$	Средняя скорость движения на участке измерения, в км/час		$\frac{v_1 - v_2}{v_2} \cdot 100\%$
	с гидро-объемной трансмиссией q_1	с механической трансмиссией q_2		с гидро-объемной трансмиссией v_1	с механической трансмиссией v_2	
Бульварное шоссе . . .	200,9	187,6	+7,1	24,5	29,4	-16,7
Полевая песчаная рыхлая сухая	245	264,8	-7,5	19,6	16,3	+20
Цельная песчаная сухая с травяным покровом	303	331	-8,4	14,1	11,5	+22,5

Как видно из приведенных данных (средние результаты взяты по десяти измерениям на каждом участке), экономичность автомобиля с гидрообъемной трансмиссией, в сравнении с экономичностью автомобиля с механической трансмиссией, изменяется в зависимости от вида пути.

На дороге с твердым покрытием, где движение происходит на повышенной скорости и гидропривод работает на режиме невыгодного к. п. д., экономичность автомобиля с гидрообъемной трансмиссией хуже, чем у автомобиля с механической трансмиссией.

На грунтовых участках пути (песчаная дорога, целина), где гидропривод работает на повышенном давлении при меньшей производительности насосов, с более высоким к. п. д., экономичность автомобиля с гидрообъемной трансмиссией лучше, несмотря на то, что общий к. п. д. гидрообъемной трансмиссии ниже к. п. д. механической. Это объясняется тем, что бесступенчатая трансмиссия позволяет более эффективно загружать двигатель в зависимости от дорожного сопротивления и получать более высокую скорость движения.

С точки зрения экономичности гидрообъемную трансмиссию целесообразно применять на автомобилях, предназначенных для работы на плохих дорогах и грунтах.

ЛИТЕРАТУРА

1. «Фарм имплемент энд машинери ревью», т. 83, № 993, 1958, стр. 1394.
2. «АТЦ», № 3 и 8, 1953.
3. «Отомотив индустри», т. 116, № 5, 1957.
4. Прокофьев В. Н., Применение объемных гидропередач к автомобилю, Труды НАМИ, вып. 56, Машгиз, 1949.

О теплопередаче в карбюраторном двигателе

А. Г. МОРОЗОВ

Свердловский сельскохозяйственный институт

ПРОЦЕСС передачи тепла горячих газов охлаждающей жидкости состоит из теплопередачи от газов к внутренней поверхности цилиндра, теплопроводности стенки и теплопередачи от наружной поверхности цилиндра к охлаждающей жидкости.

Теплопередача от газов к внутренней поверхности цилиндра. Коэффициент теплопередачи от газов к стенке цилиндра можно определить по формуле Н. Р. Брилинга¹.

Для карбюраторных двигателей эта формула имеет вид

$$\alpha_1 = a \sqrt{p^2 T (1 + b c_m)} + C \frac{\left(\frac{T}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{cm}}{100}\right)^4}{T - T_{cm}} \text{ ккал/м}^2\text{С час,}$$

где $a=0,99$; $b=0,185$ — коэффициенты, постоянные для всех двигателей;

c_m — средняя скорость поршня в м/сек;

p и T — давление и абсолютная температура в данной точке индикаторной диаграммы;

C — постоянный коэффициент, равный 0,362;

T_{cm} — абсолютная температура стенки.

Произведем расчет теплопередачи Q по формуле Н. Р. Брилинга и данным Московского института механизации и элект-

рификации сельского хозяйства для двигателя ЗИЛ-120 (табл. 1).

Таблица 1

Показатели	Впуск	Сжатие	Сгорания	Расширение	Выпуск
Давление в конце процесса в кг/см ²	0,85	11	30	3	1,3
Температура в °абс.: в конце процесса	400	600	2750	1670	1150
средняя за процесс	775	500	1675	2210	1410
$\Delta t = T - T_{cm}$	355	50	1255	1750	950
Площадь поверхности, участвующей в теплообмене (средняя за процесс), в м ²	0,262	0,262	0,153	0,262	0,262

В табл. 2 сравниваются результаты, полученные экспериментально и расчетным путем.

Расчетные величины составляют 55–60% действительной теплопередачи в двигателе с Г-образными камерами. Такое резкое расхождение можно объяснить тем, что в этих двигателях большее количество тепла передается газами вследствие завихрений, возникающих в результате движения порш-

¹ Н. Р. Брилинг. Исследование рабочего процесса и теплопередачи в двигателе Дизель. ГОНТИ, 1931.

Таблица 2

n в об/мин	Теплопередача в ккал/час	
	расчетная	действительная
1200	27 911	45 400
1600	31 466	55 000
2200	37 036	63 000
2800	42 576	77 000

ня. При входе в цилиндр и выходе из него газы резко изменяют направление своего движения, что приводит к значительной турбулизации потока. Кроме того, при этом возникает поток, направленный почти перпендикулярно днищу камеры сгорания, что увеличивает теплопередачу, так как угол атаки, т. е. угол между направлением потока и поверхностью теплопередачи, значительно влияет на теплопередачу. Например, при поперечном омывании труб с изменением угла атаки от 90 до 10° коэффициент теплопередачи снижается более чем вдвое. В результате в двигателях с Г-образными камерами увеличивается теплопередача от вихревого движения газов.

Теплопередача газов, имеющих вихревое движение, в формуле Н. Р. Брилинга учитывается коэффициентом b .

Из приведенных экспериментальных данных следует, что для двигателей с Г-образными камерами коэффициент b должен быть равен не 0,185, а 0,55.

Введенная поправка коэффициента b обеспечивает совпадение расчетов по формуле Н. Р. Брилинга с экспериментальными данными на режимах работы двигателя до 2400 об/мин. В случае работы двигателя при более чем 2400 об/мин расчетные данные получаются выше экспериментальных. Это свидетельствует о непостоянстве коэффициента b .

При устойчивой нормальной работе двигателя теплопередача газов, имеющих вихревое движение, зависит непосредственно от средней скорости движения поршня, т. е. от числа

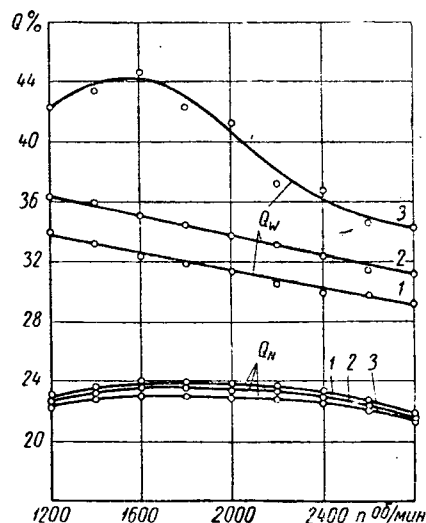


Рис. 1. Количество тепла, передаваемого двигателем охлаждающей жидкости (Q_w) и преобразуемого в эффективную работу (Q_N) (1—3—различные скорости циркуляции воды).

оборотов коленчатого вала двигателя. При нормальных скоростях циркуляции воды в системе охлаждения количество тепла Q , переданное охлаждающей жидкости, в процентах от всего введенного в двигатель тепла топлива изменяется в зависимости от числа оборотов прямолинейно, уменьшаясь с увеличением числа оборотов вследствие сокращения длительности процессов (рис. 1). Только при значительном увеличении скорости циркуляции воды в системе нарушается прямолинейная зависимость вследствие возрастания коэффициента теплопередачи от наружной поверхности цилиндра к воде.

Для данного двигателя, а также, очевидно, и для других

двигателей подобной конструкции при нормальной скорости воды в водяной рубашке зависимость теплопередачи в процентах от всего введенного в двигатель с топливом тепла можно выразить в виде уравнения прямой

$$q_x = q_0 - a(n_x - n_0),$$

где q_x — количество тепла, ушедшего в воду, в % от всего введенного тепла для данных чисел оборотов двигателя;

q_0 — тепло, ушедшее в воду, для числа оборотов, при которых теплопередача известна;

a — коэффициент пропорциональности для данного двигателя и, очевидно, для других двигателей с Г-образными камерами, равный 0,00312;

n_x — число оборотов, для которых необходимо определить теплопередачу;

n_0 — число оборотов, для которых теплопередача известна.

Теплопроводность стенки. Как теплопроводность стенки цилиндров и камер сгорания, так и их толщина незначительно влияют на общий коэффициент теплопередачи от газов к жидкости и не требуют отдельного рассмотрения.

Теплопередача от наружной поверхности цилиндра к охлаждающей жидкости. В большинстве исследований влияние скорости воды на работу

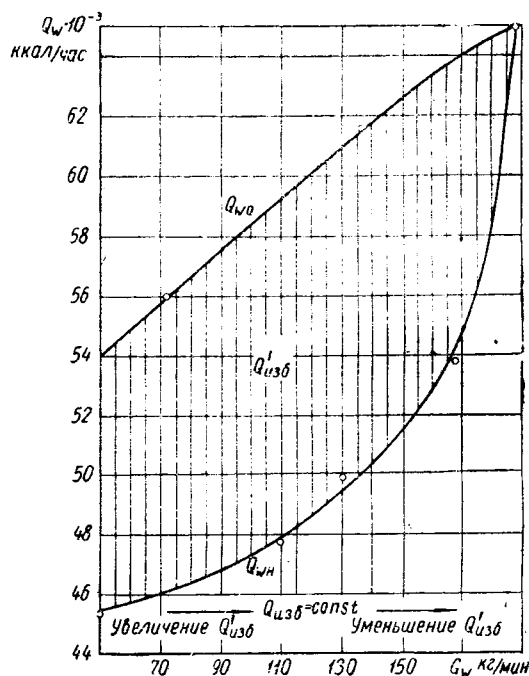


Рис. 2. Зависимость теплопередачи двигателя Q_{wn} и радиатора Q_{wo} от производительности водяного насоса Q_w ($t_{w1} = 90^\circ$; $t_{L1} = 30^\circ$).

системы охлаждения учитывается только при расчете теплопередачи радиатора. При этом, несмотря на различие рекомендуемых скоростей движения жидкости в трубках радиатора, все же можно заметить на практике тенденцию их увеличения.

Однако теплопередача радиаторов, как правило, изучалась в аэродинамических трубах, и влияние увеличения скорости воды на теплопередачу в самом двигателе не учитывалось. Обычно влияние скорости воды на работу двигателя оказывается незначительным и поэтому не принимается во внимание. Но после определенного значения скорости воды ее влияние на теплопередачу резко возрастает.

На рис. 2 представлена зависимость теплопередачи двигателя Q_{wn} и радиатора Q_{wo} от производительности водяного насоса, т. е. от скорости воды в рубашке двигателя и трубках радиатора. Зависимость построена для теплопередачи двигателя ЗИЛ-120 самоходного комбайна, с числом оборотов 1600 в минуту при мощности 50 л. с., т. е. 70% максимальной для данных оборотов. Система охлаждения двигателя была оборудована экспериментальными наиболее эффективными радиатором и вентилятором.

Для суждения о влиянии скорости воды на теплопередачу двигателя и радиатора производительность насоса изменялась от 50 до 18 кг/мин, что соответствовало скоростям, указанным в табл. 3.

Таблица 3

Производительность водяного насоса в кг/мин	Скорость воды в м/сек		
	в блоке ¹	в головке ²	в радиаторе
50	0,322	0,261	0,112
109	0,7	0,57	0,246
130	0,84	0,63	0,293
170	1,1	0,89	0,383
187	1,2	0,975	0,421

¹ Рассчитана для самого узкого проходного сечения, т. е. при выходе из отверстий водораспределительной трубы.

² Скорость воды в отверстиях, соединяющих рубашку блока с головкой.

Как видно из рис. 2, скорость воды оказывает незначительное влияние только до производительности насоса 110—130 кг/мин. При дальнейшем увеличении производительности водяного насоса теплопередача радиатора замедляется. При рассматриваемых двигателе и радиаторе для более надежной работы системы охлаждения производительность водяного насоса не должна превышать 110—120 кг/мин. Дальнейшее увеличение ее ухудшает работу системы, так как разность между количеством отводимого тепла и подлежащего отводу ($Q_{изб}$) не увеличивается, а уменьшается. Повышение производительности насоса допустимо лишь при условии, что часть воды будет направляться в радиатор, минуя двигатель. Работа системы охлаждения по указанной схеме должна привести к тому, что скорость циркуляции воды в двигателе будет возрастать значительно медленнее, чем в радиаторе; в результате теплопередача последнего увеличится, не вызвав повышения теплопередачи двигателя.

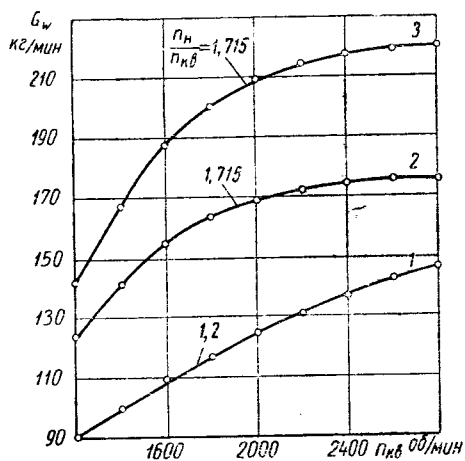


Рис. 3. Зависимость производительности водяного насоса от числа оборотов коленчатого вала (обозначения те же, что на рис. 1, $t_{w1} = 90^\circ$).

На рис. 3 представлена зависимость производительности водяного насоса от числа оборотов коленчатого вала двигателя. Соответствующая этой производительности теплопередача двигателя показана на рис. 1. Кривые на рис. 1 свидетельствуют, что двигатель работает нормально, т. е. теплопередача имеет определенную закономерность в условиях, когда скорость циркуляции не превышает величины, соответствующей производительности водяного насоса 150—170 кг/мин. При больших скоростях теплопередача резко возрастает и закономерность ее изменения нарушается. Отсюда следует, что увеличивать скорость воды в водяной рубашке двигателя выше 0,8—0,9 м/сек не рекомендуется, так как это приведет к ухудшению работы системы охлаждения в целом.

Анализ показывает, что резкое увеличение теплопередачи в охлаждающую жидкость не особенно сильно отражается на эффективной мощности двигателя, хотя это влияние заметно. Например, при скоростном режиме 1600 об/мин и максимальной мощности изменение производительности водяного насоса от 109 до 187 кг/мин увеличивает теплопередачу в охлаждающую жидкость с 32,1 до 44,5%, в то время как количество тепла, превращенного в эффективную работу, уменьшается с 24 до 22,9%.

Теплопередача в охлаждающую жидкость увеличивается в основном за счет уменьшения отвода тепла с отработавшими газами. Примерно такое же перераспределение тепла происходит и на других скоростных режимах.

Известно, что на теплопередачу от стенки к жидкости при постоянной температуре той и другой основное влияние оказывает характер движения жидкости. Ввиду целого комплекса влияний (скорости движения, формы каналов для потока, чистоты поверхности и др.) трудно судить о характере движения жидкости в водяной рубашке двигателя. Еще труднее установить зависимость теплопередачи от производительности водяного насоса, так как число факторов, влияющих на теплопередачу, еще больше.

Однако рис. 1 и 2 показывают, что резкое изменение теплопередачи возможно только при переходном режиме движения жидкости от ламинарного к турбулентному. При этом чем выше число Рейнольдса, при котором происходит этот переход, тем более резким увеличением теплопередачи он сопровождается. Ввиду неустойчивости переходного режима пока не может быть установлена закономерность теплопередачи для этого режима.

Можно полагать, что представленная на рис. 2 кривая теплопередачи двигателя, характеризующая переходный режим, при дальнейшем увеличении скорости воды должна иметь точку перегиба, после которой интенсивность возрастания теплопередачи будет резко уменьшаться, подчиняясь закону теплопередачи при турбулентном движении жидкости. Возможно, что этот переход осуществляется одновременно на различных участках потока: в первую очередь там, где скорость наибольшая и больше возмущающих факторов, а в последнюю — там, где образуются некоторые застойные жидкости.

Исходя из изложенного выше, произведем приближенный расчет теплопередачи от стенки к охлаждающей жидкости.

Предположим, что теплопередача от стенок цилиндра соответствует теплопередаче при поперечном омывании труб, а теплопередача от стенки камеры сгорания — теплопередаче при движении жидкости вдоль плоской стенки. При этом для обоих случаев критические числа Рейнольдса, при которых происходит переход от ламинарного к турбулентному режиму, будут различны: для первого случая $Re_{кр} = 10^3 \div 10^4$, для второго $Re_{кр} = 10^5 \div 4,85 \cdot 10^5$.

Формулы для расчета имеют следующий вид:

для ламинарного режима при поперечном омывании труб

$$Nu_f = 0,59 Re_f^{0,47} Pr_f^{0,33} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25},$$

при движении жидкости вдоль плоской стенки

$$Nu_f = 0,76 Re_f^{0,5} Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25},$$

для турбулентного режима при поперечном омывании труб

$$Nu_f = 0,21 Re_f^{0,62} Pr_f^{0,38} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25},$$

при движении жидкости вдоль плоской стенки

$$Nu_f = 0,037 Re_f^{0,8} Pr_f^{0,43} \left(\frac{Pr_f}{Pr_w} \right)^{0,25},$$

где Nu_f — критерий Нуссельта, равный $Nu_f = \frac{\alpha l}{\lambda}$;

α — коэффициент теплопередачи в ккал/м²°С·час;

l — геометрические размеры (диаметр, длина) обтекаемого тела в м;

λ — теплопроводность жидкости в ккал/°С·м·час;

¹ М. А. Михеев, Основы теплопередачи, Госэнергоиздат, 1956.

Re_f — критерий Рейнольдса, равный $Re_f = \frac{wd}{\nu}$;

w — скорость движения жидкости в м/сек;

d — гидравлический диаметр в м;

ν — коэффициент кинематической вязкости в м²/сек;

Pr_f и Pr_w — критерии Прандтля, взятые по таблице из справочников, соответственно для $t_w = 90^\circ$ и $t_w = 110^\circ$.

Критерий Рейнольдса рассчитывался для самого узкого проходного сечения, т. е. для выхода жидкости из водораспределительной трубы и перехода из блока в головку.

Коэффициент теплопередачи от стенки к жидкости определялся из уравнения

$$\alpha_2 = \frac{Nu_f \lambda}{l} \text{ ккал/м}^2\text{°С час.}$$

Ввиду того что этот расчет имеет целью только подтвердить возможность значительного увеличения теплопередачи за счет скорости воды, проведем его только для двух значений производительности насоса, а именно для $G_w = 109 \text{ кг/мин}$ и $G_w = 187 \text{ кг/мин}$. Предположим, что в указанном диапазоне режим движения жидкости изменяется от ламинарного к турбулентному. Произведем расчет теплопередачи при $G_w = 109 \text{ кг/мин}$ по формулам для ламинарного движения жидкости и при $G_w = 187 \text{ кг/мин}$ — для турбулентного.

Расчеты по формуле Н. Р. Брилинга показывают, что основное количество тепла (85—87%) передается за такт рабочего хода, т. е. за процесс сгорания и расширения, 11—12% — за такт выпуска и остальное — за такт впуска и сжатия.

Коэффициент теплопередачи α_1 от газов к стенке вычислим по формуле Н. Р. Брилинга, исправленной для двигателей с Г-образными камерами. Ввиду того, что основное количество тепла передается за процесс сгорания и расширения, при расчете общего коэффициента теплопередачи коэффициент взят именно для этих процессов, т. е. равным $670 \text{ ккал/м}^2\text{°С час.}$

Увеличение теплопередачи определим из отношения общих коэффициентов теплопередачи

$$Q_{187} = Q_{109} \frac{K_{187}}{K_{109}} \text{ ккал/час.}$$

Исходные данные для расчета и полученные результаты для сравнения с экспериментальными данными приведены в табл. 4.

Таблица 4

Детали двигателя	Re_f	α_1	α_2	K	$Q_{расч}$ для		$Q_{дейст}$ для		
					$N_{e\max}$	$N_{e=50\%}$	$N_{e\max}$	$N_{e=50\%}$	
Ламинарный режим движения, $G_w=109 \text{ кг/мин}$									
Блок . . .	$2,6 \cdot 10^4$	} 670	485	272	55 000	47 800	} 55 000	47 800	
Головка .	$2,16 \cdot 10^4$		638	326	55 000	47 800			
Турбулентный режим движения, $G_w=187 \text{ кг/мин}$									
Блок . . .	$4,45 \cdot 10^4$	} 670	1100	395	80 000	69 500	} 76 200	65 000	
Головка .	$3,71 \cdot 10^4$		1050	389	66 000	57 500			

Приведенные данные показывают, что если вести расчет по формулам для поперечного омывания труб, то вычисленное количество тепла для турбулентного режима получается выше, чем действительное. Если определять изменение теплопередачи по формулам при движении жидкости вдоль плоской стенки, то оно будет ниже.

Произведенные расчеты, конечно, нельзя считать точными. Однако они показывают, что при резком увеличении скорости воды в водяной рубашке двигателя возможно значительное увеличение теплопередачи, что будет ухудшать работу двигателя и системы охлаждения. Следовательно, нельзя резко увеличивать скорость воды в радиаторе даже при увеличении его теплопередачи, если это значительно повысит скорость воды в водяной рубашке двигателя. Поэтому для расчета радиатора необходимо заранее знать, для какого двигателя он предназначен и какая скорость воды будет в рубашке двигателя.

Влияние положения ведущего моста на нагрузки в трансмиссии

В. М. СЕМЕНОВ, Р. Г. АРМАДЕРОВ

НАМИ

В РЕЗУЛЬТАТЕ испытаний автомобилей, проводимых НАМИ в различных дорожных условиях, есть основание предполагать наличие влияния изменения положения ведущего моста относительно кузова на нагрузки, действующие в трансмиссии.

На рис. 1 изображена схема зубчатой передачи, состоящей из валов, имеющих жесткости C_1, C_2, C_3 и шестерен z_1, z_2, z_3, z_4 , заключенных в картере, который через упругую связь (подвеску) соединен с заделкой. Пусть вал жесткостью C_2 соединен с заделкой 1.

Предположим, что данная система через вал жесткостью C_1 нагружена крутящим моментом $M_1 = \text{const}$, после чего этот вал

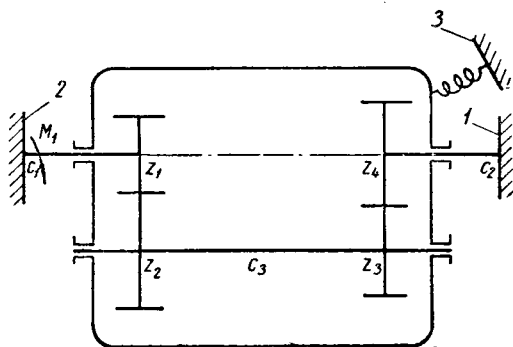


Рис. 1. Схема зубчатой передачи с упругой подвеской картера.

соединен с заделкой 2. Картер нагружен реактивным моментом, который через упругую связь воспринимается заделкой 3.

Если к картеру прикладывать какой-то внешний момент, меняя тем самым его положение относительно заделки (вращать относительно валов жесткостью C_1, C_2), то крутящий момент M_1 , подведенный к системе, будет меняться на определенную величину.

Таким образом, поворачивая картер вокруг валов, имеющих жесткости C_1, C_2 , на какой-то угол α относительно опоры 3, получим изменение подведенного к системе момента M_1 в зависимости от изменения этого угла.

Аналогичное явление происходит с нагрузками в трансмиссии автомобиля при изменении положения ведущего моста относительно кузова в вертикальной плоскости. На рис. 2, а изображена схема зубчатой передачи ведущего моста. При перемещении картера вокруг валов, имеющих жесткости C_2 (полуосей), крутящий момент M_1 будет изменяться.

Опыты проводились на грузовом автомобиле ЗИЛ-164 с применением тензометрической аппаратуры. В процессе экспериментов определялось влияние изменения положения заднего ведущего моста относительно кузова в вертикальной плоскости на момент, подведенный к ведущим колесам, а также влияние углового поворота заднего ведущего моста вокруг оси колес на величину подведенного к ведущим колесам момента.

На рис. 2, б изображена схема проведения экспериментов по выявлению влияния изменения положения ведущего моста относительно кузова на величину крутящего момента в трансмиссии.

Трансмиссия автомобиля нагружалась крутящим моментом

через храповик двигателя с помощью самотормозящейся ручной тали и троса, намотанного на шкив. Таль прикреплялась к специальной стойке, относительно которой автомобиль был неподвижен. Шкив жестко соединялся скалкой с храповиком коленчатого вала двигателя. Свечи двигателя вывертывались. В коробке передач устанавливалась первая передача.

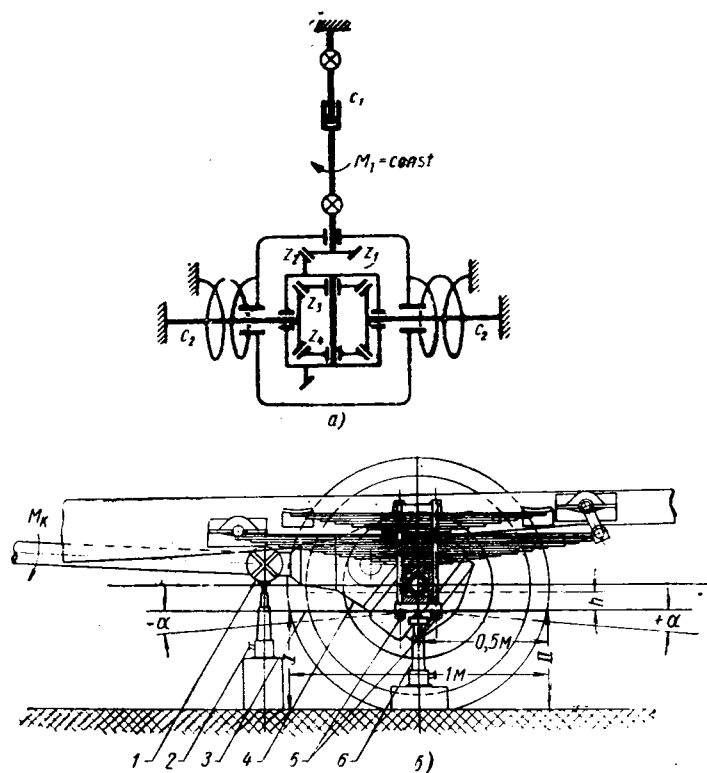


Рис. 2. Схемы главной передачи и проведения экспериментов:

1 — шарнир карданного вала; 2, 6 — домкраты; 3 — пластина; 4 — картер ведущего моста; 5 — гайки стремянок.

Крутящий момент, подведенный описанным выше способом к ведущим колесам, регистрировался на полуосях с помощью тензометрической аппаратуры¹.

Датчиками являлись проволочные тензометры сопротивлением 240 Ом (диаметр проволоки 30 мк). Эти датчики наклеивались на полуоси под углом 45° к их осевой линии и соединялись в виде полумоста Уитстона. Такое соединение обуславливалось тем, что в качестве усиливающего устройства применялся шестиканальный усилитель ЦНИИ МПС выпуска 1957 г. В этом усилителе имела другая регулируемая половина моста Уитстона.

Ступицы ведущих колес затормаживались с помощью специальных рычагов, одни концы которых прикреплялись к дискам колес, с которых снимались шины (диски не касались опорной поверхности).

Рычаги занимали вертикальное положение, а их свободные концы скользили в специально сделанных направляющих — швеллерных балках, привернутых поперек к лонжеронам рамы. Этим предотвращалось проворачивание ведущих колес под действием подводимого момента и сохранялась возможность перемещения заднего моста в вертикальной плоскости. Задний мост перемещался двумя домкратами со специальными головками-призмами под площадками левой и правой рессор.

На рис. 3 приведена полученная зависимость изменения суммарного крутящего момента, измеренного на обеих полуосях ведущего моста, от перемещения последнего в вертикальной плоскости. Ведущий мост перед началом экспериментов занимал положение, соответствующее рабочему положению, когда платформа автомобиля не нагружена. Затем трансмиссия с помощью приспособления, соединенного с храповиком двигателя, нагружалась до суммарного крутящего момента на полуосях, равного 350 кгм. После нагружения трансмиссия вы-

ходной вал коробки передач блокировался относительно рамы автомобиля.

Из рис. 3 видно, что перемещение ведущего моста грузового автомобиля ЗИЛ-164 на 90 мм в направлении сближения с кузовом увеличивает суммарный крутящий момент на полуосях почти вдвое (до 620 кгм).

Проводились также опыты при предварительном нагружении трансмиссии автомобиля, когда ведущий мост находился в крайнем верхнем положении к кузову. Затем мост постепенно опускался до полного вывешивания на рессорах. Суммарный крутящий момент полуосей с 350 кгм уменьшался до нуля.

Влияние изменения положения в вертикальной плоскости ведущего моста относительно кузова на нагрузки в трансмиссии грузового автомобиля ЗИЛ, очевидно, объясняется угловым поворотом картера моста при перемещении последнего в указанной плоскости.

Угловой поворот картера ведущего моста можно объяснить защемлением в шлицевом соединении карданного вала при передаче последним крутящего момента.

Явление защемления было обнаружено еще в 1954 г. и описано А. К. Фрумкиным.

Так, при перемещении ведущего моста вниз из-за имеющих-ся больших сил трения в шлицевом соединении карданного вала от передачи крутящего момента картер моста поворачивается по часовой стрелке, а при перемещении ведущего моста вверх картер поворачивается против часовой стрелки.

При исследовании влияния углового перемещения ведущего моста на изменение суммарного крутящего момента полуосей поворот моста вокруг полуосей осуществлялся подниманием и опусканием заднего шарнира 1 карданного вала с помощью домкрата 2 (рис. 2, б). Во время опускания шарнира 1 домкрат 2 располагался сверху над шарниром 1, упираясь головкой в днище кузова.

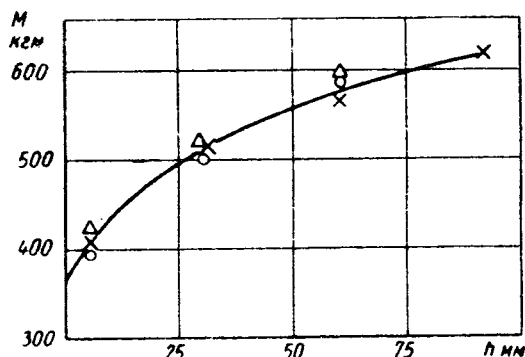


Рис. 3. Зависимость изменения суммарного крутящего момента M на двух полуосях ведущего моста от перемещения последнего в вертикальной плоскости h .

Балка заднего моста располагалась правым и левым чужками на домкратах 6, допускающих поворот этого картера по часовой стрелке и против нее.

Эксперимент проводился при трех значениях суммарного крутящего момента полуосей: 250, 800, 1040 кгм.

Угол изменения положения ведущего моста фиксировался с помощью пластины 3, прикрепленной к площадке рессоры вдоль оси автомобиля с помощью гаек 5 стремянок (рис. 2). После каждого изменения положения ведущего моста измерялись расстояния от концов пластины до опорной поверхности (расстояния I и II на рис. 2, б), после чего определялся тангенс угла наклона заднего моста относительно опорной поверхности ($\pm \tan \alpha$).

При отсутствии подводимого момента угол был постоянен и равнялся — 1°.

Вертикальные линии АА, ВВ, ВВ (рис. 4) являются исходными положениями ведущего моста под действием суммарных крутящих моментов полуосей, соответственно равных 250 (а), 800 (б) и 1040 кгм (в).

Крайние положения шарнира 1 (рис. 2) ограничивались геометрией трансмиссии и ходовой части, а промежуточные положения располагались равномерно между крайними.

В результате были получены зависимости, приведенные на рис. 4. Исходное положение ведущего моста относительно ку-

¹ В. Л. Марковников, А. И. Яковлев, Н. М. Куликовская, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 10, 1957.

зова соответствовало положению для полностью груженного грузового автомобиля ЗИЛ-164.

Из рис. 4 видно, что угловое перемещение картера ведущего моста значительно влияет на изменение суммарного крутящего момента полуосей.

Аналогичный график был получен при исследовании влияния хода ведущего моста в вертикальной плоскости на суммарный крутящий момент полуосей при подведенных крутящих моментах 250, 800 и 1040 кгм.

Из рис. 4 также следует, что благодаря угловому повороту ведущего моста возможны случаи перегрузки, полной разгруз-

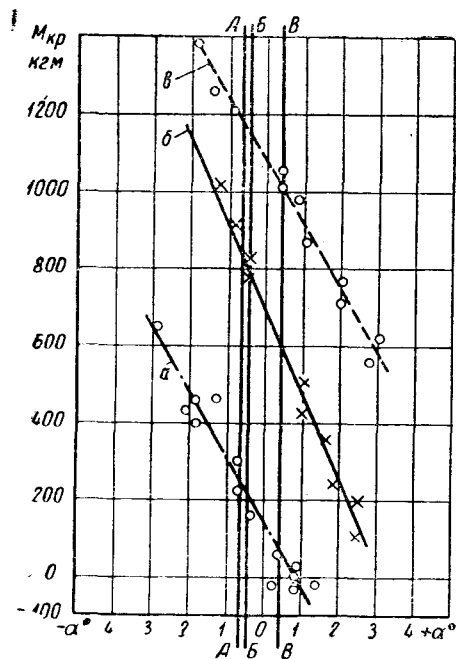


Рис. 4. Зависимость изменения суммарного крутящего момента M на двух полуосях ведущего моста от угла α изменения положения последнего.

ки трансмиссии и даже нагружения трансмиссии отрицательным крутящим моментом.

Таким образом, при движении автомобиля по сильно переосеченной проселочной дороге вследствие большого хода ведущего моста в вертикальной плоскости в трансмиссии возможны не только положительные, но и отрицательные динамические нагрузки.

Результаты опытов, полученных в процессе дорожных испытаний грузового автомобиля ЗИЛ-164, свидетельствуют о том, что даже при движении последнего на установившихся режимах по ровным твердым дорогам (асфальт, бетонное шоссе, укатанные грунтовые дороги) в его трансмиссии возникают переменные динамические нагрузки с частотой колебаний 3—4 гц, крутящим моментом на полуоси, достигающим 200 кгм.

При движении автомобиля на установившемся режиме по горизонтальному участку шоссе практически всегда возникают колебания неподдрессоренных масс ходовой части.

Источником этих колебаний могут быть незначительные неровности дороги, дисбаланс колес, неравномерность радиусов шин (особенно с рисунком протектора «вездеход»), нерегулярное открытие водителем дроссельной заслонки.

Автомобиль ЗИЛ-164 испытывался как на ровном горизонтальном асфальтированном шоссе, так и на суглинистом проселке при блокировке задней подвески и без блокировки. Шины применялись 9,00—20" с рисунком протектора «вездеход». Испытания показали, что на определенных режимах движения автомобиля осциллограммы крутящих моментов полуосей, записанные осциллографом при блокированной подвеске, отличались от осциллограмм, записанных при неблокированной подвеске ведущего моста автомобиля.

Эти режимы в основном относятся к испытаниям на проселке, профиль которого близок к синусоидальному со следующей зависимостью между шагом последнего и базой автомобиля:

$$B = nS \pm 0,5S,$$

где B — база автомобиля в м;

n — целое число;

S — шаг профиля проселка в м.

При профиле неровности, близком к вышеуказанному, сила, необходимая для преодоления сопротивления движения автомобиля, на установившемся режиме с малой скоростью (~ 5 км/час) незначительно колеблется по времени движения. Колебания цеподдрессоренных масс автомобиля значительны.

При условии большого коэффициента сопротивления качению колес поверхности, т. е. при реализации двигателем значительных крутящих моментов, разница в осциллограммах крутящих моментов трансмиссии, записанных с блокированной и неблокированной подвеской ведущего моста, в этом случае существенна. Размах колебаний крутящего момента полуосей при блокированной подвеске уменьшался до 25% по сравнению с размахом при неблокированной подвеске ведущего моста.

Однако в реальных условиях движения автомобиля при бездорожье профиль местности, как правило, нельзя подчинить какому-либо закону и поэтому можно не получить существенной разницы в нагрузках трансмиссии автомобиля с блокированной и неблокированной подвесками. Иначе, при испытании

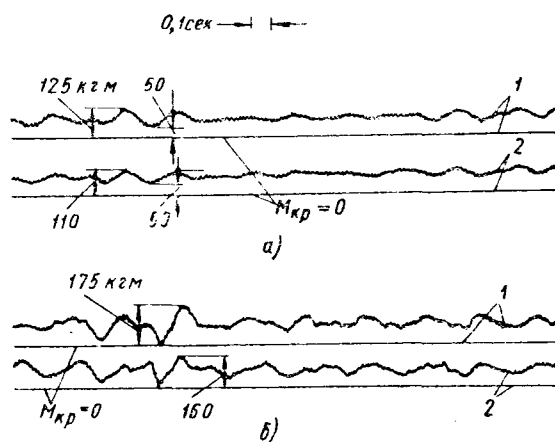


Рис. 5. Изменение крутящего момента на полуосях трансмиссии автомобиля при движении по асфальту с блокированной (а) и неблокированной (б) подвесками ведущего моста: 1 — правая полуось; 2 — левая полуось.

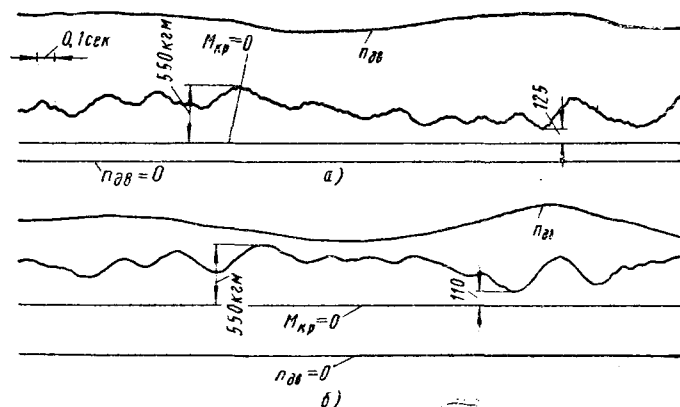


Рис. 6. Изменение крутящего момента на полуоси трансмиссии автомобиля при движении по проселку произвольного профиля с блокированной (а) и неблокированной (б) подвесками ведущего моста.

автомобиля в реальных условиях бездорожья трудно установить значение подвески в возникновении динамических крутящих моментов трансмиссии. Следует также учитывать, что блокировка подвески несколько увеличивает крутильную жесткость всей трансмиссии, а следовательно и динамические нагрузки.

На рис. 5 и 6 приведены осциллограммы крутящих моментов трансмиссии автомобиля ЗИЛ-164 при движении по асфальтированному шоссе и проселку произвольного профиля с блокированной и неблокированной подвесками ведущего моста.

По проселку автомобиль двигался на первой передаче с равномерной скоростью 5 км/час; по асфальтированному шоссе — на прямой передаче с равномерной скоростью 30 км/час.

Из этих осциллограмм видно, что даже при движении автомобиля по асфальтированному ровному шоссе и проселку произвольного профиля наблюдается разница в нагрузках трансмиссии автомобиля с блокированной и неблокированной подвесками.

Кроме указанной работы, в НАМИ проводились также работы по выявлению влияния блокировки дифференциалов ав-

томобиля на возникновение нагрузок в трансмиссии. Результаты этих работ свидетельствуют о том, что блокировка дифференциалов в ряде случаев движения автомобиля в условиях бездорожья ведет к увеличению нагрузок в трансмиссии.

Связь между ходом ведущего моста и закручиванием валов трансмиссии автомобиля приводит к необходимости учета упругих свойств и свойств гашения колебаний трансмиссией при расчете подвески на вертикальные колебания. Чем тяжелее дорожные условия, в которых эксплуатируется автомобиль, тем сильнее указанное влияние на подвеску.

Расчет и выбор параметров гидравлической системы усилителя рулевого управления

Л. Л. ГИНЦБУРГ

НАМИ

СУЩЕСТВУЮТ два вида систем гидравлических усилителей рулевого управления автомобилей: с аккумулятором давления (с распределителем с открытым центром) и с постоянной циркулирующей жидкостью (с распределителем с закрытым центром). Более распространены системы с открытым центром (рис. 1).

При нейтральном положении золотника 1 жидкость от насоса через распределитель поступает на слив. Во время вращения рулевого колеса сошка, перемещаясь вперед или назад в зависимости от направления поворота, сдвигает золотник. Гребешки золотника закрывают соответствующие каналы и направляют поступающую от насоса жидкость в силовой цилиндр.

Поршень цилиндра, перемещаясь, поворачивает управляемые колеса и одновременно передвигает корпус 2 золотника так, что распределитель прекращает подачу жидкости в силовой цилиндр. Чтобы продолжить поворот, водитель дополнительно должен сместить золотник относительно корпуса распределителя, поворачивая рулевое колесо дальше. Смещаясь в правую или левую сторону относительно корпуса, золотник распределителя должен преодолевать сопротивление деталей 3, определяемое силой предварительного сжатия пружин 4 и давлением жидкости в полостях за деталями 3.

С увеличением усилия сопротивления колес повороту повышается давление в рабочей полости силового цилиндра и в напорной магистрали насоса, связанной с полостями за деталями 3. Давление в этих полостях также увеличивается, что приводит к необходимости приложить большее усилие к рулевому колесу для смещения золотника. Это свойство усилителей назовем реактивным действием.

Распределители гидравлических усилителей рулевого управления могут быть выполнены: 1) с центрирующими пружинами 4 (рис. 1), но без реактивных элементов, в виде деталей 3; 2) с реактивными элементами, но без центрирующих пружин; 3) с центрирующими пружинами и реактивными элементами.

В первом случае усилитель включается после того, как к рулевому колесу будет приложена нагрузка, достаточная для преодоления усилия центрирующих пружин. При дальнейшем увеличении сопротивления колес повороту нагрузка на рулевое колесо остается постоянной.

Во втором случае усилитель включается сразу после приложения нагрузки к рулевому колесу, и последняя увеличивается пропорционально сопротивлению колес повороту за счет повышения давления в каналах между плунжерами.

В третьем случае до начала сжатия центрирующих пружин механизм рулевого управления работает, как без усилителя, а затем как в предыдущей схеме.

Расчет гидравлического усилителя рулевого управления состоит из статического, динамического и гидравлического расчетов.

Статический расчет определяет геометрические размеры силового цилиндра усилителя, предварительный натяг центрирующих пружин и размеры площадей реактивных элементов распределителя.

Динамический расчет выявляет плавность включения и устойчивость работы усилителя, а гидравлический — производительность насоса, а также размеры проходных сечений в распределителе и трубопроводах.

В работе [1] изложена методика статического расчета для случая, когда усилитель проектируется для существующего

автомобиля и известны усилия, действующие в его рулевом приводе. Если расчет усилителя производится для вновь проектируемого автомобиля, у которого известны только основные параметры, эти усилия необходимо выявить расчетным путем или по результатам испытаний аналогичных конструкций.

В зависимости от условий поворота следует выделить три наиболее характерных значения момента сопротивления колес: 1) максимальный момент, который необходимо приложить к

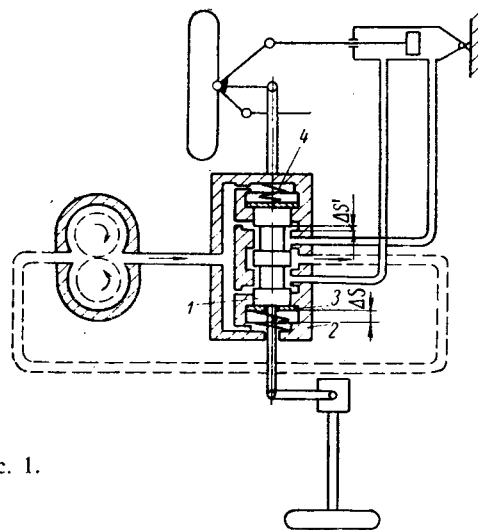


Рис. 1.

цапфам управляемых колес для их поворота из одного крайнего положения в другое на сухом асфальте при полностью нагруженном автомобиле; 2) тот же момент, но при повороте, управляемых колес на угол, допускаемый упругой деформацией шин до начала скольжения шины по дороге; 3) момент, часто встречающийся при движении автомобиля в нормальных дорожных условиях. Наибольшим является первый момент, наименьшим — третий. Мощный усилитель, позволяющий повернуть управляемые колеса на месте в крайнее положение, значительно облегчает управление автомобилем, но способствует повышенному износу шин передних колес и может повредить тяги рулевого привода. При очень легком рулевом управлении водитель излишне часто прибегает к повороту на месте. Во избежание этого на английском самосвале Фоден грузоподъемностью 25 т установлено приспособление, не позволяющее усилителю включаться при неподвижном автомобиле.

Рулевые управления современных английских автобусов [2] проектируются так, что водитель может полностью повернуть на месте управляемые колеса нагруженного автобуса. При эксплуатации автобусов и троллейбусов в условиях интенсивного городского движения это требование вполне обосновано, но не всегда удовлетворяется. Так, например, рулевое управление с усилителем конструкции Ц. Ф. Геммер, установленное на автобусе Бюссинг ТУ-11, позволяет повернуть управ-

ляемые колеса на месте в крайнее положение после приложения к рулевому колесу усилия 15—20 кг, а у французского автобуса Шоссон для этого необходимо усилие 30—40 кг.

Фирма Локхид рекомендует регулировать свои усилители таким образом, чтобы для грузовых автомобилей средней грузоподъемности указанное усилие не превышало 15 кг на ободе рулевого колеса, а для легковых автомобилей — 7 кг.

Усилитель «Клейтон-Девандр» для грузовых автомобилей позволяет ограничить усилие, прилагаемое к рулевому колесу, до 15—18 кг.

Для автомобилей ФРГ усилители выбираются так, чтобы при повороте на месте усилие на рулевом колесе грузового автомобиля составляло 30—35 кг [3], а автобуса — 14—16 кг [4] (допускается усилие до 25 кг).

На американских легковых автомобилях это усилие обычно не превышает 3—5 кг.

Опыт эксплуатации отечественных автомобилей показывает, что усилитель автомобиля МАЗ-525 имеет недостаточную мощность, а автобуса ЗИЛ-127 — излишнюю.

На основании изложенного можно рекомендовать для грузовых автомобилей принимать за расчетный момент на поворотной цапфе момент, соответствующий угловой деформации шины на пределе скольжения по сухому асфальту. При необходимости повернуть управляемые колеса на месте полностью к рулевому колесу прикладывают дополнительное усилие, доводя его до 30—35 кг.

Для городских автобусов и троллейбусов, у которых часто приходится поворачивать колеса на месте, расчетный момент следует выбирать так, чтобы усилитель мог обеспечить поворот колес в крайнее положение при величине усилия на ободе рулевого колеса 15—20 кг. У легковых автомобилей это усилие должно составлять 3—5 кг.

Момент, необходимый для поворота колес во время движения автомобиля, можно принять в качестве расчетного только тогда, когда мощность усилителя нельзя изменить. В этом случае усилитель будет частично облегчать рулевое управление.

Достаточно полной методики расчета указанных моментов еще нет. Попытка разработать ее была осуществлена в Минском политехническом институте.

В качестве приближенной можно пользоваться полуэмпирической формулой, рекомендуемой для случая поворота на месте [5],

$$M_p = \frac{\mu G^{3/2}}{3p^{1/2}},$$

где M_p — момент на поворотной цапфе;

μ — коэффициент трения шины о дорогу;

G — вес, приходящийся на управляемые колеса;

p — давление воздуха в шинах.

Формула учитывает только трение шины о дорогу.

Проверка этой формулы для автомобилей МАЗ-502, ЯАЗ-210 и ГАЗ-51 показала, что ошибка при решении не превышает 10%. Для проектируемого экспериментального образца такой результат достаточно точен.

Чтобы перейти от момента, полученного по этой формуле, к расчетному, необходимо для грузовых автомобилей уменьшить его на 10—15%, а для автобусов и легковых автомобилей принять без изменения и учесть трение в цапфах, если оно существенно.

Для расчета распределителя следует найти усилие на рулевом колесе, соответствующее началу включения усилителя или предварительному сжатию пружин, центрирующих золотник.

Известно, что чем меньше усилие на рулевом колесе, необходимое для включения усилителя, тем более плавно работает усилитель и тем в большем диапазоне режимов облегчает рулевое управление.

Минимальная величина этого предварительного натяга определяется для гидроусилителя из условия необходимости обеспечить возврат управляемых колес в нейтральное положение после поворота без помощи водителя.

Если пружины, центрирующие золотник, слабы, а трение в рулевом механизме значительно, то управляемые колеса под действием стабилизирующего момента включают усилитель (кроме того случая, когда распределитель расположен до рулевого механизма у рулевого колеса), и он будет препятствовать возвращению колес в нейтральное положение. Если предварительное сжатие центрирующих пружин больше сил трения в рулевом механизме, то стабилизирующий момент будет возвращать рулевое колесо в нейтральное положение, не включая усилителя.

Следовательно, сила предварительного сжатия центрирующих пружин должна быть минимальной, но большей, чем сила трения в рулевом механизме.

О величине силы трения в различных рулевых механизмах можно судить по данным испытаний [6], проведенных в НАМИ.

При значительных реактивных площадях и хорошо обратимом рулевом механизме возможна конструкция распределителя без центрирующих пружин. В этом случае при включении усилителя стабилизирующим моментом управляемых колес давление в реактивных камерах увеличивается, за счет чего центрируется золотник распределителя, и усилитель выключается.

При достаточно больших реактивных площадях и стабилизирующем моменте не наблюдается заметного ухудшения возврата колес в нейтральное положение.

У легковых американских автомобилей, имеющих усилители с пружинами центрирующими золотник, натяг пружин соответствует 1—1,5 кг на ободе рулевого колеса.

Фирма Виккерс применяет центрирующие пружины для усилителя в зависимости от грузоподъемности автомобиля. Предварительный натяг этих пружин колеблется от 4,5 до 90 кг.

Величина предварительного натяга центрирующих пружин усилителя автомобиля ЯАЗ-214 соответствует 10 кг на ободе рулевого колеса.

Для расчета распределителя необходимо знать величину реактивной площади, основное назначение которой — создать на рулевом колесе «чувство дороги». При управлении автомобилем с усилителем, создающим «чувство дороги», у водителя сохраняются те же ощущения, что и без усилителя. Если усилители не имеют реактивного действия, у водителя возникает некоторая неуверенность, так как он не чувствует на рулевом колесе сопротивления повороту управляемых колес. На некоторых автомобилях применяются еще усилители без реактивного действия, например усилители Виккерс, устанавливаемые на тяжелых американских автомобилях с 1931 г.

Другое назначение реактивных камер — увеличивать устойчивость рулевого привода.

Опыты, проведенные в НАМИ в 1958 г., показали, что усилители, не имеющие в распределителях реактивных площадей, в большей степени склонны к возбуждению колебаний управляемых колес, чем усилители с реактивным действием.

В случае раздельного расположения распределителя и силового цилиндра усилители без реактивного действия вызывают устойчивые автоколебания управляемых колес.

При выборе величины реактивных площадей проектируемых усилителей можно ориентироваться на следующие данные.

У усилителя фирмы Сайгинау, устанавливаемого на легковом автомобиле Студебекер модели 1954 г., площадь реактивных плунжеров 4,65 см². Это соответствует увеличению усилия на ободе рулевого колеса на 4,5 кг с увеличением давления в системе от 0 до 60 кг/см².

Площадь реактивных плунжеров экспериментального усилителя автомобиля МАЗ-502, изготовленного в НАМИ, составляет 3,4 см² при расположении распределителя в продольной тяге, что соответствует увеличению усилия на рулевом колесе на 10 кг.

У экспериментального усилителя автобуса ЗИЛ-158 при расположении распределителя в продольной тяге площадь реактивных плунжеров составляла 3,9 см², а реактивное усилие на ободе рулевого колеса — 12 кг.

В усилителе Сайгинау (автомобиль Кадиллак выпуска 1956 г.) усилие на ободе рулевого колеса увеличивалось от 1 до 2,5 кг с ростом давления в системе до 18 кг/см². При дальнейшем увеличении давления реактивные камеры выключались.

После определения величины расчетного момента на поворотной цапфе, площади реактивных плунжеров и предварительного сжатия центрирующих пружин по расчетным формулам М. И. Лысова [1] могут быть определены геометрические размеры силового цилиндра.

Динамический расчет

Плавность включения усилителя. Для плавного включения усилителя необходимо, чтобы за промежуток времени t_1 , пока водитель выбирает зазор ΔS (рис. 1), скорость поворота управляемых колес под действием усилителя стала соответствовать скорости поворота рулевого колеса.

Если это условие не будет соблюдено, то при большой скорости поворота водитель, выбрав люфт в рулевом приводе, начнет поворачивать управляемые колеса автомобиля до того, как давление в гидродвигателе успеет увеличиться настолько,

чтобы способствовать повороту. Поворот будет происходить как без усилителя

$$t_1 = t'_1 + t''_1 = \frac{\Delta S''}{v_s} + \frac{\int_0^{t'_2} v_0 dt}{v_s}, \quad (1)$$

где v_s и v_0 — соответственно скорости перемещения золотника (определяются скоростью вращения рулевого колеса) и корпуса распределителя (определяются скоростью поворота управляемых колес);

t'_2 — время увеличения скорости поворота управляемых колес вокруг шкворней до заданной; $\Delta S'' = \Delta S - \Delta S'$ — величина максимального перекрытия кромок золотника и корпуса (рис. 1).

Время, необходимое усилителю, чтобы начать поворачивать управляемые колеса с заданной скоростью, равно

$$t_2 = t'_2 + t''_2 = \frac{\Delta v}{Q\eta_n - \Delta Q} + \int_0^{\omega_0} \frac{J}{M - M_1} d\omega, \quad (2)$$

где Δv — увеличение объема гидравлической системы, соответствующее росту давления от режима холостого хода до давления, возникающего во время крутых поворотов на сухом асфальте при движении (при-

близительно $\frac{P_{\max}}{2}$);

Q — производительность насоса;

η_n — объемный к.п.д. насоса;

ΔQ — утечки через золотник насоса, соответствующие давлению $\frac{P_{\max}}{2}$;

ω и ω_0 — угловые скорости соответственно поворота управляемых колес и заданная рулевым колесом;

J — момент инерции масс, поворачивающихся вокруг шкворней;

M — момент относительно шкворней, развиваемый усилителем;

M_1 — момент сопротивления колес повороту;

t'_2 — время изменения скорости поворота от 0 до ω_0 .

Элементарный расчет и проведенные в НАМИ опыты показывают, что время заполнения гидросистемы до заданного рабочего давления t'_2 приблизительно в 10 раз больше времени увеличения скорости поворота t''_2 . Поэтому величину t'_2 можно не учитывать.

Условие плавности включения определится неравенством

$$t_1 > t_2. \quad (3)$$

Подставив в выражение (3) равенства (1) и (2) и приняв t'_2 равным нулю, получим

$$\frac{\Delta S''}{v_s} \geq \frac{\Delta v}{Q\eta_n - \Delta Q}. \quad (4)$$

Скорость перемещения золотника v_s может быть определена через скорость вращения рулевого колеса:

$$v_s = \frac{2\pi R n}{60 i_3}, \quad (5)$$

где R — радиус рулевого колеса;

i_3 — передаточное отношение между перемещением золотника в мм (если $\Delta S''$ и R также выражены в мм) и поворотом рулевого колеса в радианах;

n — максимально возможная скорость вращения рулевого колеса в об/мин.

По опытам, проведенным на автомобиле МАЗ-502 и на стенде в НАМИ, максимальная скорость вращения рулевого колеса, развиваемая водителем, достигала 90—100 об/мин, а по американским данным — 90 об/мин [7].

Подставив в выражение (4) значение v_s из равенства (5), получим условие плавности включения:

$$\frac{\Delta S'' i_3 \cdot 60}{2\pi \cdot R \cdot n} \geq \frac{\Delta v}{Q\eta_n - \Delta Q}.$$

Проверка рулевого привода на отсутствие колебаний, вызываемых усилителем [8]. В рулевых приводах с усилителями, при расположении распределителя между рулевым механизмом и управляемыми колесами, возможно возникновение автоколебаний управляемых колес с малой амплитудой ($1-2^\circ$).

Как показали опыты, проведенные в НАМИ, неустойчивость рулевого привода, вызываемая наличием гидроусилителя, наиболее вероятна при неподвижном или медленно движущемся автомобиле.

Условие отсутствия автоколебаний в системе в этом случае определяется неравенством

$$\frac{D}{2J} - \frac{Fl}{\pi} \cdot \frac{\sin \nu \Delta t}{J\nu} \cdot \frac{p}{\theta} > 0, \quad (6)$$

где D — коэффициент, характеризующий трение в системе механизма рулевого привода и резине, пропорциональное первой степени скорости угла поворота управляемых колес, в кг·см·сек;

$\frac{p}{\theta}$ — отношение давления в силовом цилиндре усилителя

к углу поворота управляемых колес, вызывающего это давление, в кг/см²·радиан (рулевое колесо считается закрепленным неподвижно);

Δt — время запаздывания срабатывания усилителя относительно момента включения распределителя в сек.;

l — плечо приложения силы гидравлического двигателя усилителя относительно поворотного шкворня;

ν — частота колебаний управляемых колес в 1/сек.

Указанные величины для различных автомобилей могут быть получены только экспериментальным путем. Так, например, по данным НАМИ для автомобиля МАЗ-502 $D = 29\,600$ кг·см·сек; $\nu = 47$ 1/сек; $J = 668$ кг·см·сек²; $\frac{p}{\theta} = 1110$ кг/см²·радиан.

Гидравлический расчет

Определение производительности насоса. Производительность гидравлического насоса системы усилителя с непрерывной циркуляцией потока жидкости определяется исходя из условия, что силовой цилиндр должен успевать поворачивать управляемые колеса автомобиля быстрее, чем это может сделать водитель. Иначе во время быстрых поворотов водителю придется преодолевать не только сопротивление колес повороту, но и перекачивать рабочую жидкость из одной полости силового цилиндра в другую, так как насос не будет успевать заполнять объем увеличивающейся полости. Это условие выражается формулой

$$\frac{Q \cdot \eta_n - \Delta Q}{F} = \frac{2\pi \cdot n}{60} \cdot \frac{i\theta}{i_s}, \quad (7)$$

где Q — расчетная производительность насоса, т. е. производительность, соответствующая срабатыванию клапана ограничителя расхода, в см³;

F — площадь поршня гидродвигателя в см²;

ΔQ — утечки в золотнике (не должны превышать 5—10%);

n — максимальная кратковременная скорость вращения рулевого колеса водителем в об/мин;

η_n — объемный к.п.д. лопастного насоса гидроусилителя руля (по данным экспериментального цеха Московского автозавода имени Лихачева составляет 0,75—0,8 при давлении 60 ат);

i_0 — передаточное отношение между перемещением штока силового цилиндра в см и углом поворота управляемых колес в радианах;

i_s — общее угловое передаточное отношение рулевого привода.

Отношение $\frac{i_0}{i_s}$ можно заменить в формуле (7) отноше-

нием $\frac{l}{\varphi}$, здесь l — ход штока в см; φ — угол поворота рулевого колеса в радианах (эти величины соответствуют повороту управляемых колес из одного крайнего положения в другое). Учитывая эту замену, из уравнения (7) имеем

$$Q = Fl \frac{2\pi n}{60 \eta_n} - \frac{\Delta Q}{\eta_n}. \quad (8)$$

Как правило, расчетная производительность гидронасоса должна быть достигнута при оборотах двигателя, не превышающих холостые на 25% [9]. При дальнейшем увеличении оборотов расход насоса должен ограничиваться клапаном.

Схема устройства клапана расхода изображена на рис. 2. С увеличением производительности насоса растут гидродинамические потери в жиклере 1 и разность давлений над клапаном 2 и под ним. При увеличении производительности насоса 3 более расчетной разность давлений окажется настолько

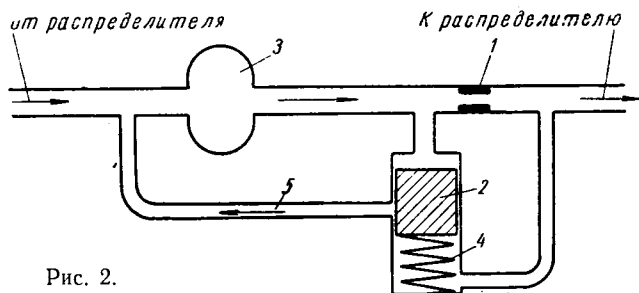


Рис. 2.

велика, что пружина 4 будет сжата клапаном 2 и часть жидкости по каналу 5 вернется во всасывающую магистраль.

Расчет проходных сечений распределителя и трубопроводов. Размеры проходных сечений и зазоры распределителя назначаются из следующих соображений:

1. Распределитель должен обеспечивать максимальное рабочее давление в силовом цилиндре при условии, что утечки через золотник не превысят 5—10% производительности насоса.

2. Ход золотника не должен увеличивать люфт рулевого управления до 6° при работающем усилителе и выше 35—45° при неработающем усилителе.

3. Распределитель не должен оказывать значительного сопротивления перетеканию жидкости на «холостом ходу» усилителя. Опыты, проведенные в НАМИ с усилителями Сайгинау и конструкции Ц. Ф. Геммер, показали, что потери в рабочих щелях золотника составляют 0,3—0,4 ат.

Диаметры трубопроводов гидросистемы назначаются таким образом, чтобы давление на холостом ходу в гидросистеме было минимальным. Повышенное давление ведет к непропорциональному расходу мощности на перекачивание масла в гидросистеме, его излишнему нагреву, уменьшению его вязкости и повышению утечек через радиальные зазоры в распределителе. Величины суммарных потерь на перетекание жидкости на холостом ходу у усилителей различных конструкций приведены в таблице.

Марка автомобиля	Усилитель	Производительность гидронасоса в л/мин	Гидродинамические потери в кг/см ²
Студебекер (легковой выпуска 1954 г.)	Сайгинау	8	1,6
Автобус Бюссинг ТУ-11	Конструкция Ц. Ф. Геммер	10	1,6
Лесовоз Хейс (Канада)	Виккерс S-23R	9,5	2,4
Паккард (выпуска 1956 г.)		~8	3
ЗИЛ-130	ЗИЛ-130	16	1,6
МАЗ (экспериментальный)	НАМИ (экспериментальный)	20	3

Для проверки правильности выбранного рабочего хода золотника и максимального допустимого радиального зазора можно использовать формулу, известную из гидравлики трубопроводов [10],

$$\Delta Q = \frac{\Delta r^3 p_{\max} \pi d}{12 \mu \Delta S''}, \quad (9)$$

Δr — максимальный радиальный зазор между золотником и корпусом золотника, подсчитанный с учетом допусков, в см;

p_{\max} — максимальное давление в системе в кг/см²;

d — диаметр золотника в см;

η — динамический коэффициент вязкости рабочей жидкости в пуазах;

$\Delta S''$ — перекрытие кромок золотника и корпуса в см.

Поскольку величина Δr определяется технологическими возможностями производства, можно из формулы (1) определить величину $\Delta S''$.

Потери давления в золотнике на «холостом ходу» определяются из соотношения, известного из гидравлики,

$$\Delta p = \gamma \xi \frac{v^2}{2g} = \gamma \cdot \xi \left(\frac{Q}{\pi \cdot d \cdot \Delta S'} \right)^2 2g, \quad (10)$$

где γ — объемный вес рабочей жидкости (в данном случае $\gamma = 0,9$ г/см³);

ξ — коэффициент местных потерь;

v — скорость жидкости в сечении золотника;

$\Delta S'$ — осевой зазор между кромками золотника в нейтральном положении золотника.

По имеющимся данным [11] для потоков с числом Рейнольдса $Re = \frac{2 \Delta p v}{\nu}$, большим 260, величина $\xi = 3,10$, а меньшим 260

величина ξ пропорциональна $\lg Re$ (здесь Δ — зазор между кромками золотника; v — скорость жидкости в зазоре; ν — кинематический коэффициент вязкости).

Учитывая, что Δp не должно превышать 0,3—0,4 ат, можно из выражения (10) определить величину $\Delta S'$.

Согласовав значение $\Delta S'$ с технологическими возможностями, определим общий ход золотника от среднего положения до упора:

$$\Delta S = \Delta S'' + \Delta S'.$$

Величина $2\Delta S'$ требует проверки. Она не должна создавать люфта на ободе рулевого колеса более чем 35—45°.

Гидродинамические потери в каналах золотника и трубопровода остальной части гидросистемы могут быть определены для случая турбулентного течения жидкости по трубопроводам по следующим формулам гидравлики:

для потерь по длине

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \lambda \frac{L}{d} \cdot \frac{v^2}{2g};$$

для местных потерь

$$\frac{\Delta p}{\gamma} = \xi \frac{v^2}{2g},$$

где L — длина трубопровода;

d — диаметр трубопровода;

v — скорость потока.

Значения коэффициентов потерь по длине λ и местных потерь ξ могут быть найдены в справочниках по гидравлическим расчетам.

ЛИТЕРАТУРА

1. Лысов М. И., «Автомобильная промышленность» № 12, 1958.
2. Мартин Г., «Пассажирский транспорт», 9. IV, 1956.
3. Кениг Х. А., «АТИ» № 1, 1955.
4. Бодэ О., Бодэ Г., «Пайтшифт фау Де И», № 115, 1958.
5. Гаух В. Е., «ЭСЭМИ просидингс», Дискасион, 1953—1954.
6. Лысов М. И., «Автомобильная промышленность» № 7, 1959.
7. Таборек Дж., «Машин Дезайн», 27. VI, 1957.
8. Гинцбург Л. Л., «Известия Высшей школы». Машиностроение № 7 и 8, 1958.
9. Коннер Р. К., «Отомотив индастриз», 15. V, 1956.
10. Башта Т. М., Самолетные гидравлические устройства и агрегаты, Машгиз, 1951.
11. Хохлов В. А., «Автоматика и телемеханика» № 1, 1956.

Зависимость гидравлической плотности от зазора между плунжером и втулкой

Ю. Н. ВОРОНЦОВ, Б. А. КРУК

Филиал НАМИ по топливной аппаратуре

ОТЕЧЕСТВЕННЫЕ заводы, изготавливающие топливную аппаратуру для двигателей с воспламенением от сжатия, выпускают плунжерные пары как с одним, так и с двумя дополнительными топливными отверстиями во втулке.

В настоящее время появились модификации плунжерных пар, отличающиеся друг от друга лишь числом дополнительных отверстий (одно или два) и соответственно расположением отсечных кромок на плунжере.

Гидравлическая плотность плунжерной пары одного вида может в десятки раз превышать плотность плунжерной пары другого вида при прочих равных условиях.

Работами, проведенными Филиалом НАМИ по топливной аппаратуре, установлено, что выпускаемые Ленинградским карбюраторным заводом им. Куйбышева (Ленкарз) плунжерные пары насос-форсунок АР-20 с двумя отверстиями во втулке отличаются по гидравлической плотности от насос-форсунок АР-20А2 с одним топливным отверстием во втулке (при прочих равных условиях) в 4 раза и более (9 сек. для АР-20 и 40 сек. для АР-20А2).

Для исследования этого вопроса в цехе топливной аппаратуры Магаданского комбината изготовлены опытные образцы плунжерных пар для топливной аппаратуры двигателя ЗД6 (рис. 1).

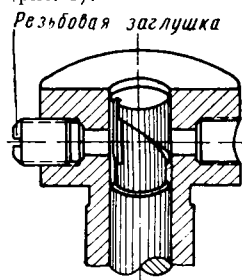


Рис. 1.

В результате испытаний было установлено, что плотность плунжерной пары с двумя топливными отверстиями диаметром 3 мм составляет 25 сек., а плунжерной пары с одним отверстием — 360 сек. (вязкость топлива $\nu_{20} = 1,9$, давление 200 ат).

Все отмеченные выше факты, а также проведенные опыты указывают на то, что у плунжерных пар рассмотренных модификаций характер процесса перетекания топлива по зазорам различен. Это возможно только при асимметричном положении плун-

жера во втулке. Из рис. 2 видно, что гидравлическая плотность пары должна значительно меняться, если плунжер 1 при каждом повторном измерении будет устанавливаться во втулке 2 в разные положения (а, б, в). Поскольку разброс точек, полученный при экспериментах, незначителен, можно утверждать, что при опрессовке плунжерных пар на гиревом стенде, под действием результирующей радиальной сил, плунжер однообразно прижимается к втулке. Для пар с одним топливным отверстием сила прижима возникает за

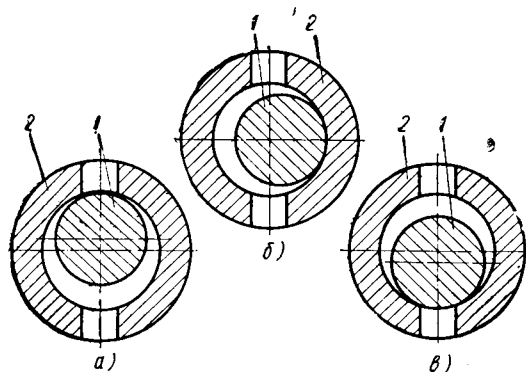


Рис. 2.

счет того, что на часть поверхности втулки не действует гидростатическое давление, создаваемое стендом (топливное отверстие сообщено с атмосферой). Поэтому радиальная сила T

при всех взаимных расположениях плунжера и втулки направлена по оси топливного отверстия:

$$T = \frac{\pi d^2}{4} p,$$

где p — давление при опрессовке;

d — диаметр топливного отверстия.

Из опыта известно, что в плунжерных парах с двумя топливными отверстиями плунжер при опрессовке также прижимается к одному из двух топливных отверстий. Радиальная

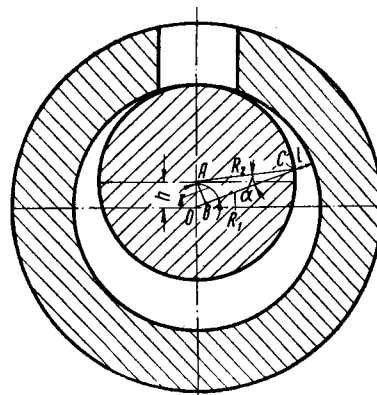


Рис. 3.

сила в этом случае определяется несимметричными вырезами на плунжере и топливными отверстиями во втулке.

Чтобы выяснить, как влияет наличие топливного отверстия в паре с одним отверстием на ее гидравлическую плотность в случае прижима плунжера к отверстию, рассмотрим закон изменения зазора по углу (рис. 3):

$$l = R_1 - OC; OC = OB + BC; BC = R_2.$$

Так как

$$\sin \alpha = \frac{h \sin \gamma}{R_2} = 10^{-3},$$

то

$$l = h(1 - \cos \gamma). \quad (1)$$

Для большинства выпускаемых пар отношение диаметра отверстия к диаметру плунжера $\frac{d}{D}$ таково, что $l_{\max} = 0,1$ мм (l_{\max} — зазор на краю отверстия d).

В подобных случаях можно пренебречь просачиванием топлива через щель из-за ее малого размера по сравнению с размером основной щели. Следовательно, большинство конструкций пар можно при расчете рассматривать как конструкции с одним топливным отверстием во втулке, причем пару с двумя отверстиями как пару с плунжером, отжатым от отверстия; пару с одним отверстием как пару с плунжером, прижатым к отверстию. Такое рассмотрение делает весьма простым приближенный расчет гидроплотности пар обоих видов (предполагается, что погрешности геометрической формы пары малы по сравнению с величиной зазора).

Так, гидравлическая плотность плунжерных пар с одним топливным отверстием определяется следующим образом.

Известно, что количество топлива, вытекающего за единицу времени через серповидный зазор, равно

$$Q_c = 2,5 \frac{\pi D h^3 p}{12 \mu L}, \quad (2)$$

где μ — вязкость топлива;
 L — длина зазора.

Имеем

$$Q_c = \frac{\pi D^2 S}{4 t_0},$$

где S — геометрический активный ход плунжера;
 t_0 — время опрессовки пары с одним отверстием.

Поэтому

$$t_0 = \frac{1,2 S D L_0 \mu}{p h^3}, \quad (3)$$

где L_0 — длина поршневой части плунжера.

Гидравлическая плотность плунжерных пар с двумя топливными отверстиями определяется следующим образом.

Скорость протекания топлива через серповидный зазор равна

$$v = \frac{2,5 \pi h^2 p}{12 \mu L}.$$

Прходную площадь F для топлива, идущего в отверстие, согласно исследованиям канд. техн. наук Д. Ф. Гуревича можно приближенно записать так:

$$F \approx 2 d h. \quad (4)$$

Средняя длина щели при учете, что отверстие круглое, равна

$$\bar{L} = \left[S + \frac{d}{2} \left(1 - \frac{\pi}{4} \right) \right] \frac{1}{2k}$$

(k — число контуров, питающих отверстие).

Тогда

$$\frac{\pi D^2 S}{4 t_g} = \frac{2,5 h^2 p}{12 \mu} \cdot \frac{4 d h k}{S + 0,107 d},$$

где t_g — время опрессовки пары с двумя топливными отверстиями (без учета утечек через поршневую часть).

$$t_g = \frac{1,2 \pi S D^2 (S + 0,107 d) \mu}{p h^3 d k}. \quad (5)$$

Из выражения (5) следует, что для пар, у которых топливные отверстия расположены на разной высоте, гидравлическая

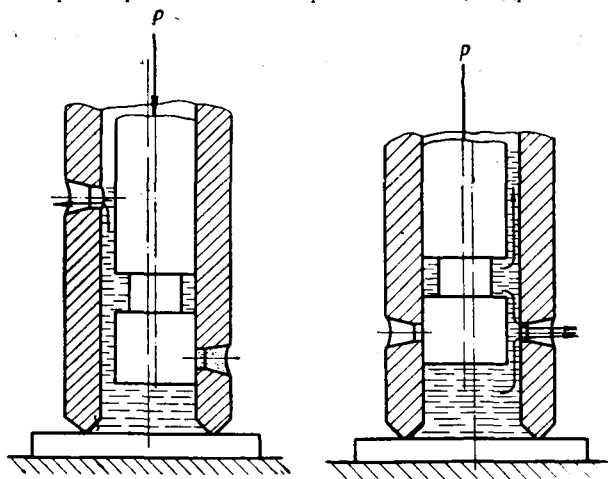


Рис. 4.

Рис. 5.

плотность имеет различную величину в зависимости от того, к какому отверстию (верхнему или нижнему) прижат плунжер.

Если плунжер прижат к нижнему отверстию (рис. 4), то

$$\frac{t_0}{(t_g)_1} = \frac{4 L_0 d}{\pi (S + 0,107 d) D}. \quad (6)$$

Если плунжер прижат к верхнему отверстию или имеет два отверстия, расположенных на одной высоте (рис. 5), то

$$\frac{t_0}{(t_g)_2} = 1 + \frac{8 L_0 d}{\pi (S + 0,107 d) D}, \quad (7)$$

где $(t_g)_1$ и $(t_g)_2$ — соответствующие гидравлические плотности.

Воспользуемся полученными выражениями для определения величин гидравлических плотностей двух модификаций плунжерных пар, выпускаемых Ленкарзом, и опытной пары Магаданского комбината.

Для плунжерной пары Ленкарза: $D = 6,35$ мм; $L_0 = 13$ мм; $\mu = 4,9 \cdot 10^{-10}$ кг·сек/мм²; $p = 2,5$ кг/мм².

Тогда из уравнения (3) имеем

$$t_0 = \frac{45}{h^3}.$$

Следовательно, время вытекания топлива из подплунжерного пространства при радиальном зазоре, равном 1 мк, составляет 45 сек., что совпадает с результатами опыта.

В таблице приведены экспериментальные и расчетные данные по гидравлическим плотностям и зазорам для указанных плунжерных пар с одним отверстием во втулке.

Для пар с двумя отверстиями во втулке

$(t_g)_1 \approx 22$ сек. и $(t_g)_2 \approx 9$ сек.

Так как для этих пар радиальный зазор, равный 1 мк, соответствует гидравлической плотности 9 сек., то очевидно, что при опрессовке плунжер прижат к верхнему отверстию.

Полученный результат косвенно подтверждается некоторыми данными ускоренных износных испытаний, проведенных в филиале НАМИ по топливной аппаратуре. Оказалось, что плунжерная пара АР-20 в основном изнашивается около отсечного отверстия. Согласно работам Д. Ф. Гуревича, износ при прочих равных условиях пропорционален местной скорости топлива, поэтому очевидно, что плунжер при испытании прижимался к верхнему отверстию.

Для опытной плунжерной пары, изготавливаемой Магаданским комбинатом, по t_0 определим $(t_g)_2$:

$$(t_g)_2 = \frac{360}{1 + \frac{8 \cdot 34 \cdot 3}{\pi \cdot 10 \cdot 2,6}} \approx 33 \text{ сек.}$$

Принимая во внимание постепенное заполнение топливом микронеровностей поверхностей деталей плунжерной пары, которое увеличивает t_0 , можно считать, что данные опыта почти совпадают с расчетными.

Необходимо отметить пределы применимости полученных выражений (3), (6), (7).

Согласно ГОСТу 6892-58 чистота обработки сопрягающихся поверхностей плунжера и втулки должна быть не ниже 116 разряда по ГОСТу 2789-51. Поскольку чистота поверхности плунжеров и втулок, выпускаемых в массовом производстве, находится в пределах от 116 до 13а разряда, то максимальная средняя глубина микронеровностей в паре составляет 0,2—0,5 мк. Следовательно, для сопряжения плунжер—втулка радиальный зазор увеличивается из-за микронеровностей на 0,2—0,5 мк.

Это обстоятельство сказывается на плотности пары при малых зазорах, так как благодаря наличию микронеровностей при малых зазорах необходимо учитывать утечки топлива в отверстие втулки, перекрытое боковой поверхностью плунжера, и, кроме того, необходимо учитывать утечки по микронеровностям сопряжения при радиальных зазорах, сравнимых со средней величиной микронеровностей.

Оба этих фактора определяют предел возрастания плотности с уменьшением зазора и применимости полученных выражений при диаметральных зазорах (1—2 мк) в зависимости от чистоты поверхности. Постепенное увеличение времени опрессовки при повторных испытаниях пар с малыми зазорами объясняется постепенным заполнением (зарастанием) топливом микронеровностей поверхностей деталей плунжерной пары.

Анализ полученных уравнений дает возможность выяснить причины различия в характере падения гидравлической плотности при одинаковой величине износа пар рассматриваемых модификаций.

Известно, что при эксплуатации плунжерных пар в основном изнашиваются рабочие кромки спиралей плунжера и топливных отверстий втулки, при этом чем больше первоначальный зазор пары, тем скорее она приходит в негодность. По-

№ плунжерной пары	Плотность пары в сек.	Диаметральный зазор в мк	
		расчетный	экспериментальный
1	20—18	2,7	3,0
2	23—20	2,6	3,5
3	26	2,4	2,1
4	30	2,4	2,3
5	33—36	2,3	2,5
6	34	2,2	3,0
7	34—38	2,2	2,2
8	44	2,0	2,1
9	45—50	2,0	2,5
10	65—70	1,6	0,8

этому при опрессовке изношенных пар топливо вытекает через отверстие, к которому прижат плунжер. Изменение первоначальной плотности по указанной выше причине будет различным у пар рассматриваемых модификаций. Для одинаково изношенных пар насос-форсунки АР-20 первоначальная плотность изменится меньше чем в 2 раза, а у плунжерных пар АР-20А2 более чем в 4 раза [см. выражения (3) и (7)]. Из этого примера видно, что при определении износов пар различных конструкций по сравнительному падению первоначальных гидравлических плотностей необходимо учитывать их

конструктивные особенности, а выбраковку изношенных пар обеих модификаций необходимо производить по одному, и тому же пределу плотности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Любинецкий В. С., «Дизелестроение» № 8, 1940.
2. Гуревич Д. Ф., «Автомобильная и тракторная промышленность» № 7, 1957.
3. Гуревич Д. Ф., «Автомобильная промышленность» № 2 и 10, 1958.

Прибор для записи мгновенного расхода топлива

Канд. техн. наук М. И. ЛУРЬЕ, В. В. АЛЕШИН, К. Ю. СЫТИН

НАМИ

Для исследования топливной экономичности автомобиля на режиме разгона необходимо иметь прибор, непрерывно записывающий мгновенный расход топлива в функции времени. В процессе разгона автомобиля, помимо топлива, поступающего в поплавковую камеру карбюратора извне, расходуется также топливо, которое заимствуется из самой поплавковой камеры. Поэтому, чтобы иметь полное представление о топливной экономичности при разгоне, на было предложено одновременно использовать два прибора: записывающий количество топлива, которое поступает в поплавковую камеру извне, и записывающий мгновенное изменение уровня в поплавковой камере.

Первый из этих приборов создан в лаборатории разработки методов испытаний автомобилей НАМИ. Состоит он из мерной колбы, имеющей форму конуса с шаром в верхней части, соответствующих топливных коммуникаций и электрической части. Конусообразная форма мерной колбы обеспечивает достаточно крупный масштаб при записи малых расходов топлива (разгона на первой передаче) и дает возможность записывать относительно большие расходы без перегрузки вибратора (шлейфа) осциллографа.

Прибор может быть использован при испытаниях автомобилей с карбюраторными двигателями как на стенде с беговыми барабанами, так и на дороге, а также при стендовых испытаниях карбюраторных двигателей на неустановившихся режимах. Диапазон измерений прибора в отношении расхода топлива (в л на 100 км или в кг/час) практически не ограничен, поскольку вопрос сводится лишь к рациональному выбору объема мерной колбы.

Принцип работы прибора основан на изменении электрического сопротивления нагреваемой током медной нити (датчика) в зависимости от ее температуры. Нить натягивается внутри мерной колбы, которая заполняется топливом; по мере расхода последнего нить постепенно обнажается. Различие в охлаждающей способности топлива и воздуха вызывает изменение температуры нити, что приводит к изменению ее электрического сопротивления.

В стационарных условиях (например, при испытании автомобиля на стенде с беговыми барабанами или при испытании двигателя на стенде) все переключения в системе топливного трубопровода осуществляются трехходовым и одноходовым кранами. При этом для подкачки топлива может быть использован коловратный насос от двигателя ЯАЗ-204 с электроприводом.

Электрическая схема прибора приведена на рис. 1. Ток от аккумуляторной батареи поступает на зажимы четырехплечего мостика сопротивлений. Для регулировки напряжения на зажимах мостика используется реостат R_5 . В схему введена контрольная лампа L_1 , сигнализирующая о наличии напряжения на зажимах мостика. Напряжение измеряется вольтметром. Одним из плеч мостика является датчик R_1 , который представляет собой тонкую медную проволоку диаметром 0,05 мм, вертикально натянутую внутри мерной колбы.

Установка и крепление датчика 1 (рис. 2) осуществляются при помощи центрального стержня-держателя 2 с упором 3 и устройства для регулирования натяжения нити, состоящего из пружины 4 и винта 5 с гайками 6 и 7. Центральный стержень и нить крепятся в шайбах 8 и 9.

Для обеспечения достаточной чувствительности прибора при использовании шлейфа осциллографа, рассчитанного на максимальный ток 2 мА, сопротивление медной нити должно составлять около 3,5 ом.

Сопротивления остальных трех плеч моста определяются, исходя из заданного сопротивления $R_1 = 3,5$ ом. Расчет производится на основании уравнения

$$R_1 \cdot R_3 = R_4 \cdot R_2. \quad (1)$$

Чтобы иметь возможность использовать угольные радиосопротивления, плечи R_2 и R_3 должны обладать сопротивлениями не менее 30 ом, поскольку угольные сопротивления на меньшее число ом не выпускаются. Приняв $R_2 = R_3 = 30$ ом, находим, что R_4 должно составлять около 3,5 ом.

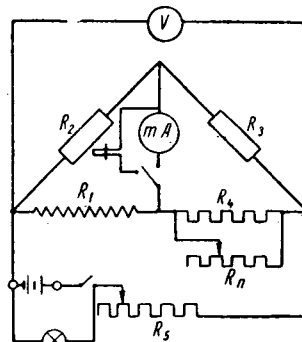


Рис. 1.

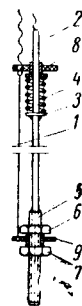


Рис. 2.

В связи с возможным изменением температуры окружающей среды, а также в связи с возможной нестабильностью переходных сопротивлений (выключателей и штепсельных вилок) сопротивление R_4 должно быть выполнено регулируемым, для чего в качестве последнего можно использовать проволочный потенциометр, обладающий полным сопротивлением $R_n = 5 \div 8$ ом.

В случае, если потенциометр окажется слишком грубым, последний следует подключить параллельно к сопротивлению R_4 . В этом случае сопротивление R_4 определяется из уравнения

$$R_4 = \frac{R_n \cdot R_1}{R_n - 2R_1}. \quad (2)$$

Напряжение, подводимое к зажимам мостика, не должно быть слишком большим, так как это может вызвать перегрев нити и кипение топлива, вместе с тем напряжение должно быть достаточным, чтобы обеспечить необходимую чувствительность прибора.

При рекомендуемом значении $R_1 = 3,5$ ом и шлейфе, рассчитанном на максимальный ток 2 мА, напряжение на клеммах мостика должно составлять около 3 в.

Балансировка мостика производится при наполненной мерной колбе. Во время первоначальной балансировки во избежание возможной перегрузки шлейфа в диагональ мостика вклю-

дует включить не шлейф, а миллиамперметр (см. рис. 1). Точная балансировка мостика производится визуально по экрану осциллографа. Мостик считается сбалансированным в том случае, если при попеременном включении и выключении шлейфа луч последнего остается неподвижным.

Тарировка прибора сводится к установлению взаимосвязи между уровнем топлива в колбе и величиной отклонения луча

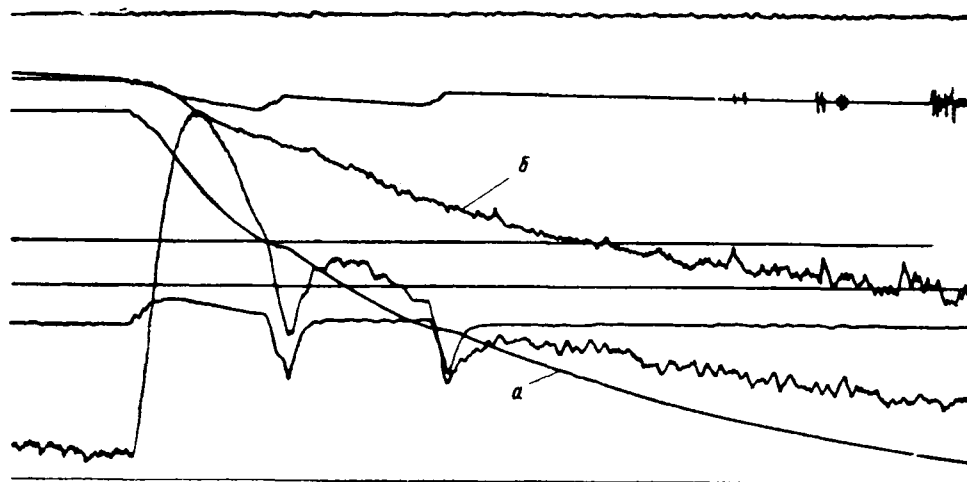


Рис. 3.

шлейфа осциллографа. Для этого по восьми—десяти точкам определяется зависимость между уровнем топлива в конусообразной колбе и количеством последнего. На колбу наклеивается соответствующая шкала. Затем колба наполняется то-

ливом до отметки «Нуль» (исходное положение), причем эта отметка находится на высоте верхнего конца датчика. Исходное положение записывается на ленту осциллографа. После этого сливают топливо до ближайшей метки на шкале и вновь производят запись на ленту осциллографа. Подобным образом записывают все намеченные точки шкалы.

Зная на основании предварительно проведенной тарировки колбы количество топлива, находящегося в интервале между точками, строят тарировочный график, выражающий зависимость количества топлива в колбе Q_0 от отклонения луча шлейфа осциллографа a_{00} . Тарировку прибора рекомендуется производить для каждого данного сорта топлива, так как возможно изменение коэффициента теплопередачи.

На основании опытов установлено, что при изменении температур окружающей среды в пределах от $+5$ до $+35^\circ$ отклонение от показаний прибора при $+20^\circ$ составляет $\pm 2,5\%$.

С учетом погрешностей обработки максимальная ошибка в определении расхода топлива при температуре, близкой к $+20^\circ$, не превышает $\pm 3\%$; помимо влияния температуры и погрешностей при обработке других существенных ошибок не возникает.

Пример записи расхода топлива из бака при разгоне автомобиля на мерном участке дороги с твердым покрытием приведен на рис. 3 [скорость (а) и расход топлива (б) откладываются вниз]. Из рис. 3 следует, что хотя имеются колебания уровня топлива, вызываемые неровностями дороги, можно выбрать среднее значение кривой расхода топлива без существенных погрешностей.

Технология

Механизация литья по выплавляемым моделям и пути его автоматизации¹

С. Е. БОГДАНОВ

Гипроавтопром

ДЛЯ УДОВЛЕТВОРЕНИЯ растущих потребностей автомобильной промышленности в точном литье создаются крупные механизированные цехи с годовым выпуском мелких отливок 400—1000 т и более.

До недавнего времени механизации подготовки песка и маршалита уделялось мало внимания и не было удовлетворительной установки для сушки песка в небольших количествах (2—3 м³ в смену). В настоящее время Гипротракторосельхозмашем сконструирована печь для сушки песка и прокаливания маршалита, значительно снижающая трудоемкость операции и позволяющая механизировать технологический процесс.

Приготовление керамических составов производится обычно в механических мешалках конструкции НИИТАвтопрома и НИИТтракторосельхозмаша. Опыт работы заводов показал, что эти машины удовлетворяют требованиям производства. Их производительность 50 л/час (емкость бака 75 л), что достаточно для цеха с выпуском до 1000 т литья в год на одно, два или три покрытия. В то же время загрузка маршалита, а также транспортировка готовых керамических составов являются трудоемкими операциями и сопровождаются обильными

пылеобразованием и выделением вредных газов. Подача песка, маршалита и готовых керамических составов должна производиться пневмотранспортом. Транспортное устройство для этих целей сконструировано Московским трестом «Союзпром-механизация» для цеха точного литья Ногинского завода топливной аппаратуры.

Одной из ответственных операций является приготовление модельной массы.

Модельная масса готовится или в отдельном агрегате или непосредственно в установке для изготовления моделей. Та и другая схемы применимы и должны выбираться в зависимости от местных условий и принятого технологического процесса. Но предпочтение следует отдать первому способу. В этом случае один агрегат может обслуживать несколько установок для изготовления моделей. Производство маэобразной смеси централизуется, что дает возможность получать маэ автоматическим и с постоянными технологическими параметрами.

Наиболее удачным агрегатом нужно считать установку для приготовления маэобразной смеси конструкции НИИТАвтопрома, которая хорошо зарекомендовала себя в заводских условиях. Производительность ее 600 кг/час, емкость бака вместе с мерной нижней частью 175 л. Длина установки при расположении всех агрегатов по прямой линии ~6 м.

Машины для запрессовки модельной массы в пресс-формы можно разделить на две группы: универсальные шприц-маши-

¹ В настоящей статье даются сравнительные характеристики основных видов оборудования для комплексно-механизированных цехов литья по выплавляемым моделям.

Приводимые рекомендации помогут технологам и проектировщикам правильно подобрать типаж оборудования для вновь создаваемых и реконструируемых цехов литья по выплавляемым моделям. (Ред.)

ны для запрессовки модельной массы в пресс-формы любой конструкции (при мелкосерийном производстве) и автоматы и полуавтоматы, использующие преимущественно специальные многоступенчатые пресс-формы (при серийном и крупносерийном производстве).

Из универсальных агрегатов наиболее удачным является машина, в которой шприц соединен с прессующим устройством гибким шлангом, что делает эту машину незаменимой при наличии парка разногабаритных и тяжелых пресс-форм. Прессующее давление создается шестеренчатым электронасосом, который обеспечивает всегда одинаковые условия работы в отличие от машин, использующих для создания прессующего давления сжатый воздух.

Карусельные полуавтоматы конструкции НИИТАвтопрома, установленные на Подольском механическом заводе, Минском автозаводе и других предприятиях, имеют много недостатков, основным из которых является ручная разборка и сборка пресс-форм. В то же время стоимость пресс-форм не ниже, чем автоматических.

Известны два типа конструкций автоматов: НИИТАвтопрома и НИИТтракторосельхозмаша. Десятипозиционный автомат НИИТАвтопрома имеет ряд преимуществ перед автоматом НИИТтракторосельхозмаша. Главные из них — простота конструкции и обслуживания (очистка пресс-форм, осмотр и замена их). Производительность автомата 3—6 звеньев в минуту. Автомат хорошо зарекомендовал себя в производственных условиях на Московском заводе малолитражных автомобилей в течение 2 лет.

На автоматах и полуавтоматах устанавливаются, как правило, многоступенчатые секционные пресс-формы. Модели в таких пресс-формах образуются в виде секций или звеньев, имеющих общее кольцо. Секционное изготовление моделей позволяет свести операцию их сборки в блоки к простому наизыванию секций на специальный металлический столик.

Механизация нанесения покрытий и обсыпки заключается в основном в создании различных мешалок для поддержания постоянной вязкости керамического состава, машин для обсыпки, блоков-пескосыпов и приспособлений для перемещения и вращения блоков при обмозке и обсыпке.

Наибольшее распространение получили мешалки конструкции НИИТАвтопрома. Опыт работы многих заводов показывает их полное соответствие своему назначению. При емкости рабочего сосуда 50 л (глубина 600 мм) мешалка допускает обмозку елок диаметром до 200 мм.

Существует несколько конструкций пескосыпов, отличающихся между собой способом подъема песка.

Наиболее удачную конструкцию имеет элеваторный пескосып ЗИЛ. Этот пескосып снабжен специальным устройством для очистки песка от капель керамического состава (барбанное сито со шнеком). Отсутствие такого устройства у пескосыпов НЗТА и НИИТтракторосельхозмаша приводит к частому засорению рабочего сита и сопла.

Пескосып НИИТАавтопрома имеет ряд недостатков: слабый поток песка, периодичность загрузки песка в верхний бункер и пр.

Самым простым является барабанный пескосып. Благодаря малым габаритам и простой конструкции он может быть рекомендован для небольших участков мелкосерийного производства литья. Недостатком барабанного пескосыпа следует считать засорение песка каплями керамического состава.

Для крупносерийного производства нужно рекомендовать карусельный полуавтомат для обмозки и обсыпки конструкции НИИТАавтопрома. Преимущества этого полуавтомата заключаются в освобождении рабочего от тяжелого физического труда, связанного с окуном и обсыпкой елок, а также в изоляции рабочего от обильного выделения паров ацетона и песчаной пыли. Производительность его регулируется настройкой и составляет 960—1440 елок в смену. Крепление елки осуществляется быстродействующим зажимом.

Наиболее эффективным методом сушки, как показали многочисленные опыты, является принудительный обдув. Существуют две конструкции камер: НИИТАавтопрома и НИИТтракторосельхозмаша. Производительность камеры НИИТАавтопрома 190 елок в час при скорости транспортера 62,7 м/час. Продолжительность сушки 3 часа. В камере одновременно находятся 582 елки. Недостатком этих камер являются относительно большие габаритные размеры.

НИИТтракторосельхозмашем для Ногинского завода топливной аппаратуры спроектирована и изготовлена проходная сушильная камера с сильным искусственным обдувом, произ-

водительностью 120 блоков в час при общем времени сушки обмозок на этилсиликате 3 часа. По сравнению с подобной камерой НИИТАавтопрома она занимает меньшую площадь и более компактна. Еще меньшую площадь занимает камера, если она имеет вертикальное исполнение. Недостатком камеры является сложность обслуживания и ремонта. При устранении этого недостатка камера НИИТтракторосельхозмаша может быть рекомендована для производства литья по выплавляемым моделям. Выбор той или иной камеры должен увязываться с конкретными условиями цеха.

В зависимости от принятой технологии и местных условий выплавка модельной массы может производиться горячим воздухом, водой и паром. Как показали последние исследования НИИТАавтопрома, наиболее целесообразна выплавка горячей водой (при использовании этилсиликата).

Применение жидкого стекла без специальной обработки керамических покрытий хлористым аммонием исключает использование для выплавки воды и пара, так как жидкое стекло достаточно широко распространено в производстве литья по выплавляемым моделям, выплавку горячим воздухом не всегда можно заменить водяной. Для такого производства следует рекомендовать установку НИИТтракторосельхозмаша, зарекомендовавшую себя в работе на Ногинском заводе топливной аппаратуры. Автоматическое вращение подвесок с елками, наклоненными под углом 45°, обеспечивает высокий (до 90%) выход возврата модельной массы.

Засыпка блоков опорным материалом в большинстве цехов производится на машинах НИИТАавтопрома, так называемых формовочных столах. Эти установки переконструированы с учетом модернизации подобных машин, проведенной на Горьковском автозаводе. Установка имеет вибрирующий стол и не связанный с ним большой бункер для песка с щелевым секторным затвором. Производительность установок рассчитана на обслуживание цеха мощностью до 1000 т литья в год.

В механизированных литейных обжиг форм производится чаще всего в конвейерных или толкательных электрических печах. Эти печи имеют два недостатка: при обжиге форм на спиралах оседает сажа, после чего они быстро выходят из строя; механизмы загрузки и разгрузки громоздки и плохо работают.

Хорошо зарекомендовали себя конвейерные и толкательные печи на газовом топливе конструкции Московского автозавода имени Лихачева.

Механизация подачи форм после прокаливания под заливку осуществляется двумя способами: непосредственная выдача раскаленных форм на рольганг, литейный конвейер производится или при помощи вытаскивателя, или при помощи промежуточного транспортного механизма (кран-балки, тельферы). Предпочтение следует отдавать первому способу, при котором ликвидируется транспортная операция.

Для выбивки формы (опроки) опрокидывают вверх дном; при этом происходит разделение песка и блоков отливков. Наиболее удачна конструкция выбивного устройства ГАЗ. Однако эта конструкция требует доработки. Установка производит много шума, опрокидывание осуществляется вручную.

Очистка блоков от керамики почти везде производится на машинах «Вудод». Лучшей из них является машина конструкции НИИТтракторосельхозмаша, в которой шкаф снабжен вытяжной вентиляцией, уборка керамики осуществляется через днище шкафа, станки шкафа имеют звукопоглощающую изоляцию. Производительность машины 60 елок в час.

Существует несколько способов отделения отливок от стояка.

В последние годы большое распространение получил способ отделения деталей на установках «Вудод». Время отделения деталей от стояка 3—5 мин. На установках «Вудод» могут отделяться только детали простой конфигурации, так как в процессе вибрации в деталях могут возникать значительные напряжения и даже трещины.

На Московском заводе малолитражных автомобилей отливки отделяются на гидравлическом прессе усилием 60 т. Этот способ весьма производителен.

НИИТАавтопром спроектировал специальный пресс (усилие врезания 25 т) с нижним выталкивателем, который может быть рекомендован для отделения деталей от стояка.

Выбор способа механизации процесса отделения отливок от стояка должен производиться применительно к каждой конкретной детали и местным условиям.

Наиболее удобной операцией окончательной очистки является

ся выщелачивание в 50%-ном растворе щелочи КОН. Из существующих машин для этой цели может быть рекомендована полуавтоматическая установка производительностью 660 кг/час. Длительность щелочения на установке 1 час. Установка работает на газовом топливе, температура раствора щелочи 140—150°.

Для нормализации и отжига литья целесообразно применять конвейерные печи с защитной и восстановительной атмосферой. Такие печи работают на Московском автозаводе имени Лихачева и других предприятиях.

Установки для создания защитной атмосферы конструкции НИИТА хорошо зарекомендовали себя в работе. На 1 т литья при нормализации расходуется 200 м³ газа. Стоимость 1 м³ защитного газа 34 коп.

Заслуживает внимания сконструированный НИИТАвтопром агрегат выщелачивания и нормализации отливок производительностью 300 кг/час. Этот агрегат может применяться в массовом производстве.

Опыт работы заводов показывает, что доделочные операции очень трудоемки. Исправление дефектов отливок и контроль их, как правило, осуществляются вручную. Представляет интерес работа, проводимая на Горьковском автозаводе по отделению остатков питателей на отливках обрезкой в штампах с одновременной правкой отливок.

Обеспечение контрольных постов быстродействующими автоматическими контрольными приборами — задача конструкторов, работающих в области совершенствования процесса литья по выплавляемым моделям.

Рассмотренная в настоящей статье механизация литья по выплавляемым моделям проведена применительно к технологическому процессу, каким он был 7—8 лет назад. Этот процесс практически не изменился со дня его основания и остался таким же трудоемким, дорогим и длительным. Дальнейшая механизация и автоматизация литья по выплавляемым моделям невозможна без новых технологических решений.

Работы, проведенные в 1958—1959 гг. НИИТАвтопром, наметили направления упрощения технологического процесса и пути его автоматизации.

Установлено, что применение блока прямоугольной формы, а не круглой, как было до сих пор, снижает расход металла на литниковую систему на 30%, расход наполнителя при отжиге вдвое, расход электроэнергии на 28%, уменьшает трудо-

емкость на 28% и позволяет увеличить количество деталей в блоке (елке). Прямоугольная форма блока дает возможность также полностью автоматизировать производство восковых моделей блока, упразднив ручную операцию напильничания восковых секций блока на стойке. Это позволяет значительно упростить автомат для изготовления восковых моделей блока и заменить сложный многопозиционный автомат однопозиционным, снизив его стоимость и упростив обслуживание.

Благодаря совмещенному способу приготовления гидролизованного раствора и обмазки можно получать сразу обмазку, не готовя отдельно гидролизированный раствор. Для этого используют обычные мешалки, в которые материалы загружают последовательно. Исследования показали, что прочность получаемой обмазки в 3 раза превышает прочность обмазки, изготовляемой раздельным способом. Это нововведение позволяет сократить на одну операцию технологический цикл и, что особенно важно, снизить расход дорогостоящего этилсиликата, не уменьшая прочности покрытия.

Существуют два основных способа прокаливания форм: прокаливание необожженного блока, засыпанного холодным наполнителем в опоке, при температуре 900° и отдельное прокаливание блока в специальных кассетах с последующей засыпкой его холодным наполнителем и нагревом засыпанного блока до температуры 600°. Наиболее экономичный из них — последний способ.

Новая технология обжига керамики без наполнителя в факеле газовой горелки позволяет сократить длительность операций формовки, обжига, заливки и выбивки с 5—7 час. до 30—40 мин., освободиться от опок и громоздких печей обжига. Ориентировочная экономия от внедрения новой технологии составляет 80 руб. на 1 т годного литья. Такой обжиг блока можно проводить в обычных толкательных печах, а также в специальной карусельной автоматической установке, проектируемой НИИТАвтопром.

Охлаждение выбитых из опок елок в нейтральной среде является обязательным условием получения точных отливок, так как только при этом обеспечивается отсутствие окалины. Для охлаждения в нейтральной среде может быть использовано любое оборудование, позволяющее создать нейтральную атмосферу в камере охлаждения.

Рассмотренные направления развития процесса литья по выплавляемым моделям являются лишь первыми технологическими решениями.

Механизация транспортировки блока цилиндров

Б. И. КУХОВАРЕНКО, М. И. ПАПЕЕВ

Горьковский автозавод

ТРАНСПОРТИРОВКА обработанных блоков цилиндров двигателей ГАЗ-51 осуществляется на Горьковском автозаводе подвесным цепным конвейером с двумя автоматическими действующими устройствами для снятия блоков с конвейера и передачи их с рольганга на сборочный конвейер.

Подвеска 1 цепного конвейера (рис. 1) снабжена закрепленным на шарнире балансирым крючком 2 с противовесом, для захвата блоков за крышку третьего коренного подшипника. Если приподнять блок, то балансирым крючок повернется против часовой стрелки и освободит его.

Для автоматического снятия обработанных блоков с конвейера и установки их на рабочее место под сборки применяется специальное устройство, при помощи которого за один цикл осуществляются снятие блока с конвейера, поворот его на 90° и подача на рольганг рабочего места под сборки.

Установка работает следующим образом. Подвесной конвейер перемещает находящиеся на крючках 2 блоки цилиндров. На каждой подвеске установлен упор 3, который, двигаясь вместе с цепью, нажимает на конечный выключатель 4, подающий сигнал на электропневматический переключатель 5, открывающий доступ воздуху из сети в нижнюю полость цилиндра 6.

К штоку цилиндра 6 прикрепляется приемная площадка-рольганг 7 и рубашка 8 с прорезью 9. Последняя вместе с роликком 10, закрепленным на стенке цилиндра 6, поворачивает площадку 7 на 90°.

Сжатый воздух, поступивший в нижнюю полость цилиндра, перемещая в крайнее верхнее положение поршень 11 и шток 12 и поворачивая одновременно площадку рольганга на 90°, в конце хода приподнимает проходящий над ней блок цилиндров. При этом балансирым крючок, поворачиваясь против часовой стрелки, выходит из зацепления с блоком. Упор 13, расположенный на рубашке, нажимает на конечный выключатель 14, дающий сигнал на электропневматический переключатель, который меняет направление подачи сжатого воздуха в цилиндр, и площадка-рольганг вместе с блоком цилиндров двигается вниз. При движении вниз прорезь в рубашке и ролик поворачивают площадку в исходное положение.

Упор 15 на площадке при ее перемещении вниз нажимает на конечный выключатель 16, который переключает электропневматический переключатель 17 на подачу сжатого воздуха в заднюю полость цилиндра 18, шток которого сталкивает блок из положения I в положение II.

Поршень цилиндра 18, дойдя до крайнего правого положения, давит на упор 19, нажимающий на конечный выключатель 20. Этот выключатель подает сигнал на электропневматический переключатель 17, который открывает доступ сжатого воздуха в переднюю полость цилиндра 18. Шток цилиндра, возвращаясь в исходное положение, завершает цикл работы установки.

В описанном устройстве предусмотрен конечный выключатель, заблокированный с кнопкой «Пуск», которая монтирует-

ся непосредственно у рабочего места под сборки 23. При нажатии кнопки «Пуск» включается сигнальная лампочка.

Проходящий блок цилиндров нажимает рычаг 22, от которого срабатывает конечный выключатель 21, подготавливая установку к совершению рабочего цикла.

Когда на рабочем месте скапливается достаточное количество блоков, оператор, нажимая кнопку «Стоп», выключает ток,

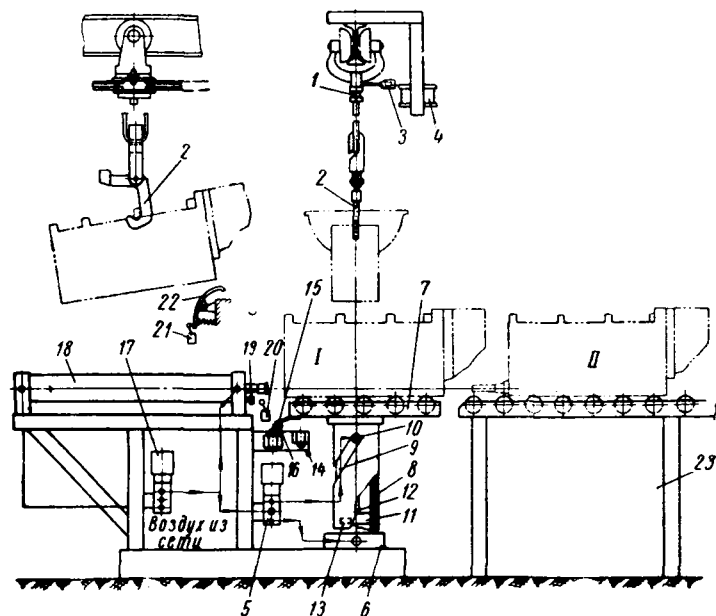


Рис. 1.

и блоки не снимаются с конвейера. При этом выключается сигнальная лампочка.

Такая блокировка исключает холостую работу установки и обеспечивает гибкую связь ее с рабочим местом под сборки на рольганге, откуда блоки цилиндров передаются на сборочный конвейер I, при помощи второй автоматической установки

(рис. 2), состоящей из пневматического цилиндра 2, штока которого связан через кронштейн 3 со штангой 4, имеющей качающиеся упоры 5; электропневматического переключателя 6; конечных выключателей 7 и 8.

На установке размещается не более трех блоков, которые могут легко передвигаться вдоль установки по роликам.

Установка работает в следующем порядке. Тележка 9 сборочного конвейера при движении нажимает на конечный выключатель 8, дающий сигнал на электропневматический переключатель 6, который открывает доступ сжатому воздуху в переднюю полость цилиндра 2. Шток цилиндра и связанная с ним через кронштейн 3 штанга 4 с качающимися упорами 5 перемещаются вместе с блоками справа налево. При этом блок из положения I сдвигается с установки на тележку 9 сборочного конвейера, а следующие блоки из положений II и III перемещаются на один шаг.

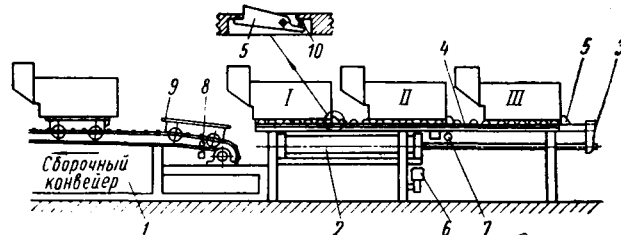


Рис. 2.

Когда блок из положения I перемещается на тележку 9, кронштейн 3 нажимает на конечный выключатель 7, подающий сигнал на электропневматический переключатель 6, который меняет направление подачи сжатого воздуха в цилиндр 2, в результате чего шток цилиндра вместе со штангой 4 возвращается в исходное положение. При этом упоры 5 входят (при встрече с блоками) в пазы штанги. В рабочее положение упоры возвращаются с помощью пружин 10.

На освободившемся месте III установки подается очередной блок, снятый с подвесного конвейера при помощи описанной ранее автоматической установки.

Внедрение в производство этих двух установок дало основную годовую экономию в размере 40 тыс. руб.

Инструменты для обработки точных отверстий

Л. Г. ЭРЕНКРАНЦ

Горьковский автозавод

НА ГОРЬКОВСКОМ автозаводе созданы высокопроизводительные конструкции режущего инструмента, обладающего большой стойкостью и обрабатываемой поверхности с высокой степенью чистоты.

Развертки. Для обработки точных отверстий в стальных, чугунных и алюминиевых деталях применялись развертки из быстрорежущей стали, которые быстро теряли размер. Было принято решение перейти на работу развертками, изготовленными из твердых сплавов. При первом же опробовании установили, что стойкость этих разверток в 10 раз выше быстрорежущих. Твердосплавные развертки позволили увеличить скорость резания и подачу развертки, благодаря чему производительность оборудования увеличилась в несколько раз.

В качестве примера можно привести развертку для обработки отверстия втулки клапана в блоке цилиндров.

Материал блока цилиндров — серый чугун твердостью $H_B = 169 \div 207$, диаметр отверстия $9^{+0,027}_{-0}$ мм. Длина обрабатываемого отверстия 70 мм. Обработка ведется на многшпиндельном станке со скоростью резания $v = 10$ м/мин и подачей $s = 0,4$ мм/об с охлаждением керосином.

Четырехзубая развертка (рис. 1) с передним и задним направлениями имеет следующую геометрию: передний угол $\gamma = 0^\circ$, задний угол по заборному конусу $\alpha = 4^\circ$ на длине

0,3 мм, дополнительный угол равен 10° на длине 0,8 мм, задний угол по калибрующей части равен 10° на длине 0,6 мм и дополнительный угол 25° на длине 2,4 мм. Контрольная цилиндрическая ленточка на калибрующей части равна 0,2 мм. Заборный конус развертки равен 5° на длине 5 мм.

Корпус развертки изготовлен из стали У8А, а пластинки из твердого сплава ВК6. Твердость направляющих $R_C = 56 \div 62$.



Рис. 1.

Технические условия на развертку следующие. Чистота обработки на задней грани 4° заборного конуса, на двух переходных режущих кромках на длине 0,5 мм и на контрольной ленточке шириной 0,2 мм в пределах 0,15—0,2 мк. Чистота обработки на передней грани 0,2—0,25 мк, на задней (под углом 10°) 0,4—0,6 мк.

Биение режущей части в обоих направляющих между собой не должно превышать $0,015$ мм, а по отношению к хвостовику — $0,02$ мм.

Проверять допустимые биения и производить доводку следует как у новых, так и у переточенных разверток.

Четырехзубая развертка обладает стойкостью между переточками 3000 блоков, при этом чистота обработки поверхности в отверстиях детали достигает 9а класса.

Другим примером может служить развертка для обработки двух соосных отверстий под поршневой палец в поршне грузового автомобиля (рис. 2).

Поршень изготовлен из алюминиевого сплава АЛ-4. Диаметр двух соосных последовательно расположенных отверстий $22-0,020$ мм, длина 19 мм. Обработка ведется на специальном станке, где закрепляется развертка, а деталь подается вручную на вращающуюся развертку. Скорость резания $v = 14$ м/мин, подача $s = 10,8$ мм/об, глубина резания $a = 0,018$ мм. Для охлаждения применяется специальный водный раствор, содержащий 2% мылонафта (ГОСТ 3853-47), 1% олеиновой кислоты (ГОСТ 7680-55), 0,5% триэтаноламина (ТУ 1931-49).

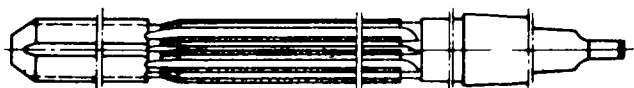


Рис. 2.

Восьмизубая развертка (рис. 2) с передним и задним направлениями имеет следующую геометрию: передний угол $\gamma = 8^\circ$, задний угол $\alpha = 6^\circ$ по заборной части на длине 0,4 мм и дополнительный задний угол равен 10° на длине 2,1 мм, задний угол по калибрующей части $\alpha_1 = 10^\circ$. Контрольная цилиндрическая ленточка на калибрующей части $f = 0,1^{+0,05}$ мм. Заборный конус развертки выполнен под углом $\phi = 2^\circ$ на длине 4 мм.

Для получения правильного отверстия развертка имеет удлиненную переднюю направляющую, которая позволяет ей перед началом резания войти в оба отверстия детали. Допуск на изготовление обеих направляющих по диаметру $0,005$ мм. Износ передней направляющей по диаметру допускается не более $0,01$ мм, а задней — $0,015$ мм.

До первоначального размера направляющие восстанавливаются хромированием. Для быстрого и плавного попадания в обрабатываемые отверстия передняя направляющая имеет большой угол заходной части, которая для предупреждения надиров имеет скругленные уголки и отполированную поверхность до 10-го класса чистоты.

Чистота обработки задних и передних граней, а также контрольной ленточки 9-го класса. Биение направляющих и цилиндрической части развертки по отношению к хвостовику не более $0,015$ мм, биение заборного конуса по отношению к хвостовику не более $0,020$ мм. Доводка режущих кромок осуществляется пастой карбида бора. Корпус развертки изготовлен из стали У8А, твердосплавные пластинки — из твердого сплава ВК8. Твердость направляющих $R_C = 60 \div 62$. Данная развертка работает без заточки до полного износа и обрабатывает 12 500 деталей.

Аналогичная конструкция развертки применяется и для развертывания в линию двух бронзовых втулок, запрессованных в поворотный кулак (предварительная обработка производится протяжкой до диаметра $24,9 \pm 0,04$ мм).

Развертки производятся на вертикально-сверлильном станке «Кольбури». Число оборотов шпинделя $n = 250 \div 280$ об/мин; подача — до 8 мм/об. Чистота поверхности после обработки разверткой $0,1-0,25$ мк.

До полного износа развертка может обработать 15 000 деталей. После развертывания 4000 деталей для восстановления диаметра развертки производится подчеканка по впадине на всей длине пера.

Примером развертывания на вертикальных полуавтоматах отверстий больших диаметров может служить плавающая наборная развертка (рис. 3).

На вертикальных полуавтоматах, как известно, деталь последовательно перемещается от загрузочной позиции до последнего шпинделя и вращается на планшайбе, а инструмент имеет только поступательное движение. Ось предварительно обработанного отверстия на одном из шпинделей станка, падая для развертывания на следующий шпиндель, будет отклоняться по отношению к оси шпинделя, а следовательно, и к оси развертки. На Горьковском автозаводе для корректирования этого отклонения при развертывании больших отверстий применяются указанные выше развертки.

Развертка состоит из корпуса, в котором закреплены при помощи насечки и клина ножи. Корпус в центре имеет коническое отверстие, через которое проходит цилиндрический конец оправки для крепления развертки на станке. Это отверстие на наружной стороне развертки на длине 5 мм расшлифовано на цилиндр, диаметр которого на 2 мм больше диаметра проходящей через него цилиндрической оправки. В пределах этого зазора развертка может радиально перемещаться. Плавание осуществляется посредством шипов и пазов, расположенных взаимно-перпендикулярно в корпусе развертки, поводка и оправки. Оба торца корпуса развертки и поводка должны быть параллельны между собой и перпендикулярны к оси отверстия в пределах $0,01$ мм. В этих же пределах должна быть выполнена и перпендикулярность торца опорной части оправки к ее оси. Трущиеся плоскости развертки, поводка и оправки должны быть шлифованы не ниже 8-го класса чистоты. Размеры пазов, толщины поводка, корпуса и длины посадочной части (для развертки) оправки взяты по скользящей посадке.

Для работы развертки данной конструкции на обрабатываемом отверстии необходимо иметь технологическую фаску под углом 45° на длине 0,5—1,0 мм.

Коническое отверстие развертки служит для более правильной и точной посадки ее при затачивании и шлифовании. Корпус развертки изготавливается из стали 40Х. Ножи могут

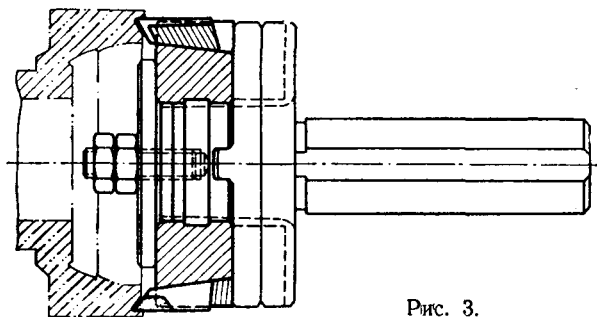


Рис. 3.

быть как быстрорежущими, так и твердосплавными. Для них можно применять любое крепление, обеспечивающее надежное соединение.

Припуск рекомендуется выбирать от 0,2 до 0,4 мм на диаметр. Назначение скорости резания и охлаждения зависит от марки обрабатываемой детали и инструмента. Срок службы разверток 2—4 недели (работа в две смены) при обработке отверстий 2-го класса чистоты.

Развертки подобных конструкций применяются на Горьковском автозаводе для развертывания отверстий диаметром 40—180 мм.

Крепление разверток. Для получения правильной геометрии отверстия, его размеров и расположения в соответствии с чертежом детали необходимо, чтобы развертка работала по нужному направлению.

Обычно в приспособлениях, в которых закрепляется деталь для обработки, предусматривается кондукторная втулка. Режущие зубья развертки, проходя через кондукторную втулку, получают требуемое направление, называемое односторонним. Если обрабатывают одно отверстие, имеющее большую длину, или несколько отверстий, расположенных на одной оси, одностороннее направление не обеспечивает получения правильных отверстий. В этих случаях предусматриваются две кондукторные втулки, одна из которых располагается впереди обрабатываемого отверстия, а вторая — за ним.

Трение цилиндрической ленточки зубьев развертки о закаленную кондукторную втулку вызывает преждевременный износ развертки по диаметру. В результате развертка быстро теряет размер, особенно при жестких допусках на отверстие. Для предупреждения износа развертку направляют, где это возможно, по кондукторной втулке не режущими зубьями, а специальной утолщенной направляющей частью. В хвостовых инструментах это предусматривается на самой развертке, а в насадных — на оправке (рис. 4). В обоих случаях диаметр направляющих для насадной развертки немного больше ее рабочего диаметра.

На головку 1 между коническим хвостовиком и режущей частью напрессовываются шариковый подшипник 2 соответствующего размера, на него напрессовывается кольцо 3, изготовленное из поделочной стали. Наружный диаметр этого кольца со скользящей посадкой входит в кондукторную втулку. Таким образом, кольцо является направляющей, но так как во время работы оно, благодаря наличию шарикового подшипника, не вращается, то износ его очень незначителен. Вдоль окружности кольца 3 просверлены отверстия 4, обеспечивающие попадание охлаждающей жидкости на режущую часть развертки.

Направляющие такой конструкции обеспечивают спокойную работу и очень удобны в обслуживании. Их можно рекомендовать для работы на сверлильных станках.

Для нормальной работы развертки при обработке точных отверстий необходимо, чтобы ось инструмента совпадала с осью обрабатываемого отверстия. В этом отношении жесткое крепление развертки является наименее подходящим, так

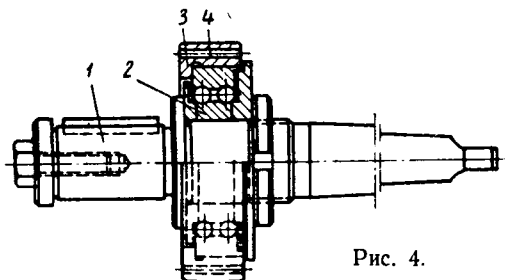


Рис. 4.

как оно способствует перенесению на развертку всех погрешностей станка и шпинделя. Желательно, чтобы во время работы развертку можно было установить точно по оси кондукторной втулки или по оси предварительно обработанного отверстия. Последнее особенно важно в тех случаях, когда вращается не развертка, а изделие, например, на токарных одношпиндельных и многшпиндельных полуавтоматах.

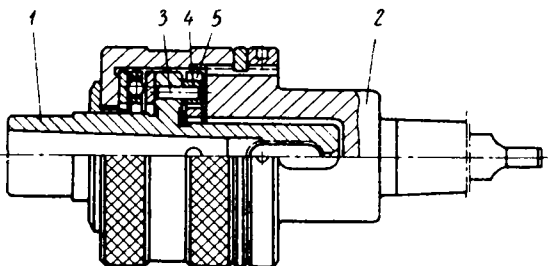


Рис. 5.

Это требование удовлетворяется при использовании самонастраивающихся патронов для крепления разверток. Конструкция такого патрона изображена на рис. 5.

Корпус 1, в коническое отверстие которого вставляется развертка, помещается с зазором в выточке хвостовика 2. В два отверстия во фланце корпуса запрессованы штифты 3, на которых сидят втулки 4. Такие же штифты запрессованы в два диаметрально расположенных отверстия на торце хвостовика.

Между корпусом и хвостовиком помещается поводок 5, представляющий собой кольцо с четырьмя прорезями под втулки 4; эти прорези расположены на расстоянии четверти окружности одна от другой (рис. 5). В четырех отверстиях поводка находятся шарики. Крутящий момент передается от хвостовика через поводок корпусу патрона.

Круглые протяжки новой конструкции. Высокая производительность протяжек при хорошем качестве обрабатываемой поверхности способствовала широкому внедрению их на Горьковском автозаводе. В табл. 1 приведены стойкость протяжек и штучное время, требуемое на протягивание различных деталей.

При протягивании получают в основном чистоту обработанной поверхности 6—7-го класса. В случае необходимости на заводе протягивают детали и с более высоким качеством поверхности (8—9-й класс чистоты). С целью получения такой чистоты поверхности стальных деталей в протяжках после калибрующих зубьев располагают выглаживающие зубья.

При протягивании точных отверстий внедренные протяжки прогрессивного резания выходят из строя из-за преждевременного износа калибрующих зубьев по диаметру. На склад списываются протяжки, у которых спинки режущих зубьев сточены всего на $\frac{1}{4}$ ширины. Такое положение заставило искать способ увеличения работоспособности протяжек.

В результате конструктивных поисков и экспериментов, была разработана новая конструкция протяжки, у которой

Таблица 1

Деталь	Сталь	Диаметр отверстия в мм	Длина протягивания в мм	Стойкость между переточками в шт.	Штучное время в мин.
Блок шестерен	40X	40,975 ^{+0,04}	177	550	0,53
Вилка карданного вала	40X	40,4 ^{+0,05}	120	580	0,78
Ступица шкива коленчатого вала	45	37,8 ^{+0,03}	41,5	1500	0,4
Шестерня коленчатого вала	45	40 ^{+0,027}	37	1000	0,35
Червяк спидометра . .	A20	40 ^{+0,030}	56	3000	0,25

после калибрующих зубьев введены еще группы запасных калибрующих зубьев, имеющих особую форму. Впереди зуба располагается ленточка с отрицательным углом 5—6° на длине 0,5—0,7 мм. За ней идет контрольная ленточка длиной 0,1—0,2 мм на диаметре большего размера, чем диаметр калибрующих зубьев, и затем задняя грань под углом $\alpha=1^\circ$. Чистота обработки на отрицательной ленточке, цилиндрической ленточке и задней грани 10-го класса. Отрицательная ленточка запасного калибрующего зуба за счет упругой деформации поверхностного слоя протянутого предыдущими зубьями отверстия дает возможность зубу легко пройти через отверстие с меньшим размером и тем самым предохранить зуб от быстрого износа по диаметру.

После того как калибрующие зубья протяжки потеряют свой размер и перестанут давать отверстия требуемого размера, первую группу запасных калибрующих зубьев перетачивают. При перетачивании сошлифовывают по передней грани отрицательную ленточку и часть контрольной цилиндрической ленточки.

Новая конструкция протяжки дает возможность полностью использовать режущие зубья, что увеличивает срок ее службы в 2—5 раз. Себестоимость новой конструкции протяжки увеличивается на 5—10%.

Для расчета запасных калибрующих зубьев определяется диаметр калибрующих зубьев по формуле

$$D_k = D_{изд\max} - \frac{m\delta}{20},$$

где $D_{изд\max}$ — наибольший диаметр протягиваемого отверстия;

δ — допуск на изготовление отверстия;

m — количество групп (коэффициент, установленный опытным путем, равен 20).

Диаметры зубьев групп запасных калибрующих зубьев равны

$$D_{1zp} = D_k + \frac{1}{5} \delta;$$

$$D_{11zp} = D_k + \frac{2}{5} \delta;$$

$$D_{n.zp} = D_k + \frac{n}{5} \delta.$$

В каждой группе имеются 4—5 зубьев. Число групп m лимитируется шириной спинки зубьев, как правило, чистовых. Поэтому размер спинки чистовых зубьев целесообразно увеличивать до размера спинки режущих зубьев. Количество групп определяется по формуле

$$m = \frac{0,7b}{c} - 1,$$

где c — зона стачивания до износа протяжки по калибрующим зубьям, которая или проверяется практически или берется по нормативным данным;

b — толщина спинки зуба.

Пример расчета. Рассчитать диаметры калибрующих и запасных калибрующих зубьев для протягивания отверстия диаметром $40+0,027$ мм для случая, когда $m=3$.

1. Диаметр калибрующих зубьев

$$D_k = 40,027 - \frac{3 \cdot 0,027}{20} = 20,023 \text{ мм.}$$

2. Диаметр запасных калибрующих зубьев I гр.

$$D_{I \text{ гр}} = D_k + \frac{1}{5} \delta = 40,023 + 0,005 = 40,028 \text{ мм.}$$

3. Диаметр запасных калибрующих зубьев II гр.

$$D_{II \text{ гр}} = D_k + \frac{2}{5} \delta = 40,023 + (0,005 \cdot 2) = 40,034 \text{ мм.}$$

4. Диаметр запасных калибрующих зубьев III гр.

$$D_{III \text{ гр}} = D_k + \frac{3}{5} \delta = 40,023 + (0,005 \cdot 3) = 40,039 \text{ мм.}$$

Роликовые головки. Улучшение чистоты обработанной поверхности методом пластической деформации поверхностного слоя является одним из эффективных методов, применяемых в условиях массового производства.

Отверстия, выполненные с точностью 0,025—0,04 мм, после раскатывания за один проход получают стабильный размер.

Для раскатывания отверстий роликовыми оправками рекомендуются режимы, приведенные в табл. 2.

Таблица 2

Диаметр раскатываемого отверстия в мм	п. об./мин	s в мм/об
6	700	0,12
12	500	0,3
25	500	0,4
40	400	0,7
50	325	0,9
75	200	1,5

При обкатывании наружных поверхностей подача с увеличивается в 2 раза.

Для получения хорошей чистоты поверхности безразлично, будет ли вращаться обкатываемое изделие или роликовая оправка. При этом инструмент должен точно центрироваться с обрабатываемой деталью, для чего необходимо применять плавающую роликовую оправку.

Лучших результатов достигают при обкатывании заготовок твердостью $R_C = 25-40$. Для раскатки отверстия рекомендуются следующие припуски на диаметр обкатываемого отверстия:

Диаметр в мм	Припуск в мм
5—12	0,02
12—25	0,025
25—50	0,010
50—65	0,050
Свыше 65	0,08—0,15

Так как при раскатке возникает относительно большое давление роликов на стенки обкатываемой детали, то стенки детали должны быть достаточно толстыми, чтобы оказать сопротивление деформирующим силам. Кроме того, изделия должны быть равностенными.

При раскатывании тонкостенных деталей необходимо жестко лимитировать припуски на обкатку, сводя к минимуму объем деформируемого металла.

Наличие литейных окон в отверстиях, канавок, пазов и т. д. усложняет, а в некоторых случаях создает невозможность вести процесс обкатки.

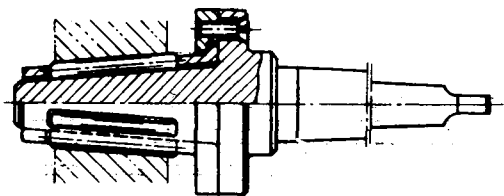


Рис. 6.

Для примера можно привести следующие операции, введенные на Горьковском автозаводе:

1. Раскатка конусного отверстия детали «Поворотный кулак» грузового автомобиля ГАЗ-51 (рис. 6). Материал детали — сталь 35X твердостью по Бринеллю 269—321.

Чистота обработки рабочих поверхностей роликов 10-го класса. Обработка производится на сверлильном станке. Деталь устанавливается свободно в приспособлении, а оправка крепится жестко. Ролики свободно сидят в сепараторе. Число оборотов роликовой оправки 400 в минуту. Охлаждение в эмульсии. Операция происходит за 8—10 сек. Чистота обработки поверхности до обкатки 4-го класса, после обкатки — 8-го класса.

Несмотря на простую конструкцию, роликовая оправка требует тщательного и точного изготовления. Корпус изготавливается из стали ШХ15 твердостью $R_C = 50-62$. Разница в размерах диаметров роликов в комплекте не должна превышать 0,002—0,003 мм. Ролики берутся из подшипника ГПЗ-64904.

2. Обкатка сферы сухаря тяг рулевой трапеции автомобиля «Волга». Материал детали — сталь 35; твердость $R_C = 25-32$.

Работа производится на токарном многшпиндельном автомате модели 1261 М. Деталь вращается. Роликовая оправка устанавливается в стойке на барабане и подводится к изделию до соприкосновения роликов с поверхностью детали, подлежащей обкатке.

Данная конструкция (рис. 7) сложнее предыдущей. Три ролика 1, имеющих сферическую форму, свободно вращаются в сепараторе 2, который может вращаться на корпусе 3. Сепаратор удерживается на корпусе штифтом 4. Для компенсации

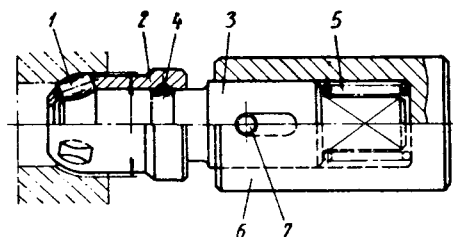


Рис. 7

неточностей механической подачи оправки на деталь служит пружина 5, которая вмонтирована на заднем хвостовике корпуса 3 во втулке 6. Пружина все время находится под напряжением благодаря штифту 7.

3. Примером обработки точного отверстия методом проглаживания служит протягивание детали «Сателлит дифференциала» грузового автомобиля ГАЗ-51 (рис. 8а). Материал детали — сталь 20ХНМ, твердостью $H_B = 297-225$.

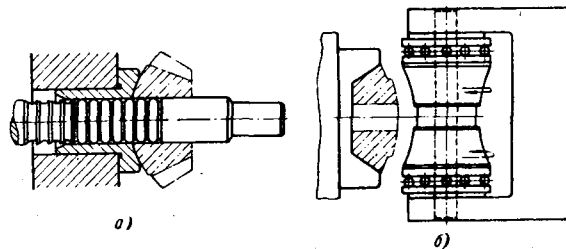


Рис. 8.

Уплотняющие кольца, расположенные на протяжке после калибрующих колец, сглаживают следы, оставшиеся от реза, и дают отверстие с чистотой поверхности в пределах 8-го класса. Для охлаждения применяется эмульсия, содержащая 1,5% мыла.

4. Эта же деталь обрабатывается и наружной сферической обкаткой (рис. 8, б).

Обработка производится на специальном обкаточном станке. Усилие обкатки $P = 1000$ кг. Число оборотов детали $n = 320$ об/мин. Охлаждение осуществляется веретенным маслом. Обкатка производится двумя роликами.

Чистота поверхности сферы до обкатки в пределах 4-го класса, а после обкатки соответствует 9-му классу. Машинное время операции составляет 12—20 сек.

Как видно из приведенных примеров, обкатка является высокопроизводительным процессом и обеспечивает получение

высокой чистоты обработанной поверхности (для стали 9—10-й класс; для цветных металлов 11—12-й класс).

На обкатываемой поверхности создается наклеп, который повышает долговечность рабочей поверхности. Поверхность хорошо сохраняет масляную пленку, что обеспечивает плотность соединения.

На рис. 9 изображена конструкция хонинговальной головки диаметром 38 мм выпуска 1958 г.

В процессе работы плавающая деталь занимает положение, определяемое хонинговальной головкой.

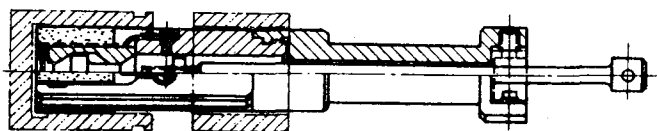


Рис. 9.

Отсутствие жесткого крепления детали дает возможность обрабатывать тонкостенные детали с высокой точностью, так как отсутствуют деформации, связанные с зажимом детали.

Информация

БУМАЖНЫЙ ФИЛЬТР ЛБФ ДЛЯ ТОНКОЙ ОЧИСТКИ ТОПЛИВА

В НАМИ при испытании различных топливных систем, работающих на топливе для двигателей с воспламенением от сжатия и включающих в себя стандартные фильтры тонкой очистки топлива ЯМЗ-204, наблюдались частые случаи засорения форсунок, жиклеров и других дозирующих элементов этих систем. В связи с недостаточно эффективной работой указанных фильтров были проведены сравнительные испытания элемента тонкой очистки топлива ЯМЗ-204 и бумажного фильтрующего элемента типа ЛБФ, разработанного в НАМИ.

специального профиля, сложенной в форме змейки, центральной перфорированной трубки и дистанционных картонных шайб (рис. 2).

Бумажная лента, являющаяся основной деталью фильтра, складывается из сплошной бумажной полосы так, что образуется показанный на рис. 3 профиль. Между верхним и нижним слоями ленты внутрь закладываются встречные складки, между ребрами которых остается зазор 1—2 мм, образующий сплошной осевой канал по всей длине ленты. Высота канала равна двойной толщине

ной бумаги, разработанной Ленинградским центральным научно-исследовательским институтом бумаги (ЦНИИБ).

Сравнительные испытания указательных элементов проводились с целью определения эффективности фильтра тонкой очистки топлива типа ЛБФ применительно к двигателям с воспламенением от сжатия. Качество работы фильтра оценивалось согласно принятой в автомобильной промышленности методике (ГОСТ 7389-55) по двум типовым характеристикам: гидравлической, определяющей исходное состояние незагрязнен-

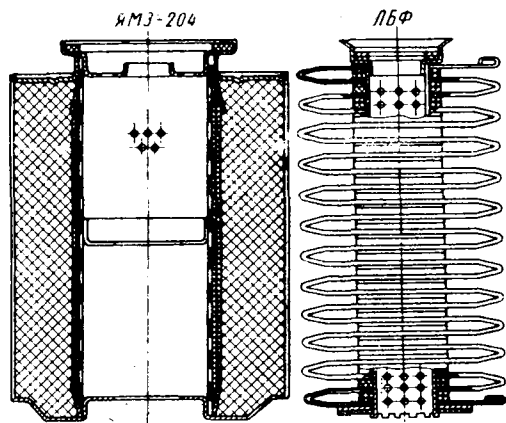


Рис. 1. Сравнительные размеры фильтрующих элементов ЯМЗ-204 и ЛБФ.

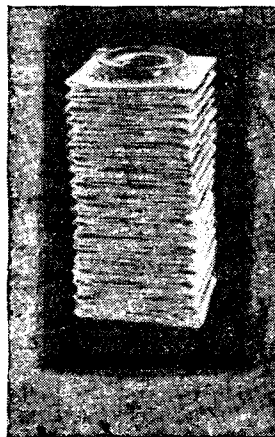


Рис. 2. Фильтрующий элемент ЛБФ.

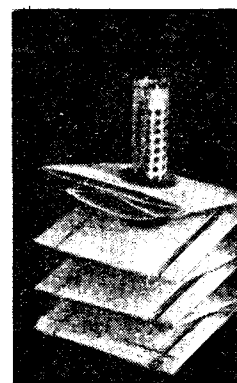


Рис. 3. Схема сборки фильтрующего элемента ЛБФ.

Фильтрующий элемент ЛБФ имеет габариты, близкие к габаритам элемента ЯМЗ-204 (рис. 1), что позволило испытать оба элемента в одном и том же корпусе фильтра ЯМЗ-204.

Элемент фильтра ЯМЗ состоит из сварного каркаса с перфорированной центральной трубкой, на который наложен слой минеральной шерсти, образующей пористую твердую массу, склеенную клеем.

Элемент ленточного бумажного фильтра ЛБФ состоит из бумажной ленты

применяемой бумаги. Кромки и торцы сложенной ленты заворачиваются в шов двойным загибом. Этим достигается разделение наружной и внутренней полостей бумажной ленты. Элементы аналогичной конструкции применялись ранее для фильтрации масла в автомобильных двигателях и показали хорошие результаты¹. Лента изготовлена из гидрофоб-

ного фильтрующего элемента, и характеристике загрязнения, определяющей длительность использования элемента до предельно допустимого загрязнения.

Исходное состояние фильтрующего элемента оценивается по зависимости изменения среднего часового расхода топлива через незагрязненный фильтрующий элемент от перепада давления топлива в элементе. Характеристика загрязнения фильтрующего элемента определяет изменение его пропускной способности в зависимости от веса загрязнителя; удержанного элементом за время испытаний.

¹ См. А. В. Адамович, Т. И. Васильев, «Автомобильная и тракторная промышленность» № 8, 1954.

В условиях эксплуатации в топливе для двигателей с воспламенением от сжатия обычно содержится небольшое количество воды. В связи с этим для оценки действия воды, содержащейся в топливе, на фильтрующую способность элементов было определено изменение проницаемости загрязненного элемента после введения в топливо воды в количестве 1,33% веса топлива в круге циркуляции.

Фильтры испытывали на безмоторной установке согласно ГОСТу 7389-55. Заданный режим работы фильтра обеспечивался изменением числа оборотов электродвигателя привода насоса и перепуском части топлива в бак через кран. Испытания проводили на топливе ДЛ, ГОСТ 4749-49.

Для загрязнения топлива использовали предварительно просушенный и просеянный через сито с сеткой № 0056В (ГОСТ 3584-53) гидрат окиси железа (ГОСТ 4150-48). Гидравлическую характеристику незагрязненных фильтрующих элементов определяли, пропуская через них чистое топливо с температурой $25 \pm 5^\circ$. Давление топлива на входе в фильтрующий элемент изменяли в пределах $0,5-2,5 \text{ кг/см}^2$ через каждые $0,5 \text{ кг/см}^2$. На каждом режиме измеряли минутный расход топлива и перепад давления в элементе.

Характеристику загрязнения фильтрующих элементов определяли при постоянном давлении топлива на входе в элемент, равном 2 кг/см^2 . Гидрат окиси железа вводили периодически, через каждые 15 мин. дозами по 6 г. Перед каждым введением загрязнения измеряли расход топлива и перепад давлений на элементе, а также отбирали пробы топлива из бака установки в количестве 200 г.

В конце эксперимента в бак с топливом вводили 200 г воды, после чего через 15 мин. измеряли расход топлива и перепад давления. Кроме того, на выходе из фильтров отбирали пробы топлива для анализа в количестве 200 г.

Гидравлические характеристики элементов обоих типов (рис. 4) показывали, что незагрязненные элементы ЛБФ при одном и том же расходе топлива

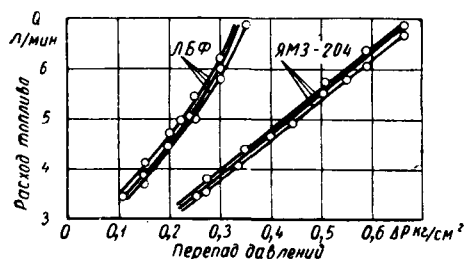


Рис. 4. Гидравлические характеристики элементов ЛБФ и ЯМЗ-204.

имеют почти в 2 раза меньшее сопротивление.

По мере загрязнения (рис. 5) проницаемость элементов ЯМЗ сравнительно быстро падает, что приводит к значительному снижению расхода топлива. Проницаемость элементов ЛБФ по мере загрязнения падает незначительно, вследствие чего расход топлива даже после введения 60 г загрязнителя остается почти неизменным.

Относительное постоянство проницаемости элемента ЛБФ объясняется тем, что он имеет при заданных габаритах значительно большую фильтрующую поверхность.

Наличие воды в топливе приводит к резкому снижению проницаемости обоих элементов. Однако и в этом случае проницаемость фильтра ЛБФ наибольшая.

В пробах топлива, отобранных на выходе из фильтра ЯМЗ-204 в конце испытания, содержалось 0,18% влаги. После прохождения через элемент ЛБФ в топливе были выявлены лишь следы влаги. Механические примеси ни в том, ни в другом случае не обнаружены.

Содержание механических примесей определялось по ГОСТу 443-50, содержание воды — по ГОСТу 2477-44. Полученные результаты показывают, что оба элемента хорошо очищают топливо от механических примесей, а эле-

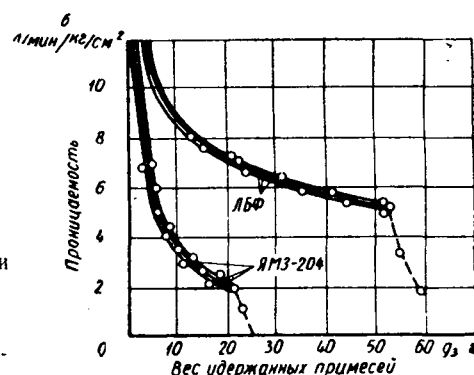


Рис. 5. Зависимость изменения проницаемости элементов ЯМЗ-204 и ЛБФ от их загрязнения (пунктирная линия после введения 200 г воды).

менты ЛБФ задерживают также значительную часть воды, находящуюся в топливе.

Вес сухих и незагрязненных фильтрующих элементов ЯМЗ-204 750 г, ЛБФ — 105 г. Элемент ЛБФ более простой, легкий и дешевый.

На основе сравнительных испытаний можно сделать вывод, что при сильном загрязнении топлива и наличии воды в нем ленточный бумажный фильтр ЛБФ будет иметь значительно больший срок службы. Фильтры ЛБФ в течение года успешно применяются для тонкой очистки топлива на двигателях, испытываемых в НАМИ.

Н. Н. ЗАХАРОВ, Т. И. ВАСИЛЬЕВ,
Н. Н. КВАШНИН

НАМИ

НАУЧНО-ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЕ И ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ РАБОТЫ, ВЫПОЛНЕННЫЕ ИНСТИТУТАМИ И ЗАВОДАМИ АВТОМОБИЛЬНОЙ ПРОМЫШЛЕННОСТИ

Перечень № 1, 1960 г.

НАМИ

Зимние и весенние испытания грунтовых шин арочного типа на автомобилях ЗИЛ-150 и ГАЗ-51.

Уменьшение шума автомобиля МАЗ-200 с опытными двигателями типа НАМИ-019.

Доводка стенда и лабораторные испытания вентиляторов автомобильных двигателей.

Эксплуатационные испытания и совершенствование конструкции рефрижераторного автомобиля ГАЗ-51.

Создание автомобильных газогенераторных установок, работающих на углях различных месторождений. Исследование процесса газификации Сулюктинского бурого угля.

Испытания двигателей «Феномен-Гранит-32», «Даймлер-Бенц» типа ОМ-312,

«Стандарт» типа 23-CV, «Вольво» типа D96-AS и «Джипси» RC-6093-C.

Разработка и внедрение в производство низколегированных сталей для штампуемых деталей автомобиля.

Уточнение методики определения экономической целесообразности перехода на новую модель автомобиля.

Испытания гидромеханической коробки передач 035 для автобуса ЛАЗ-695 «Львов».

Испытания автомобиля «Шевроле-Корвет».

Разработка и испытание фильтра тонкой очистки топлива для двигателей с воспламенением от сжатия.

Исследование влияния редких элементов на свойства чугуна и стали, применяемых в автомобильной промышленности.

Испытания опытных образцов газобал-

лонных автомобилей ЗИЛ-166 и ЗИЛ-166А.

Подготовка к производству и испытание трубчато-ленточных радиаторов для грузовых автомобилей ЗИЛ.

Испытания двухступенчатого воздухоочистителя с плоской решеткой для автомобиля «Урал-375».

Контрольные стендовые испытания двух двигателей Фиат-600.

Обзорные материалы по пусковым устройствам и вспомогательным средствам пуска.

Конструкторские и экспериментальные работы по двигателям НАМИ-030 с воздушным охлаждением.

Разработка и испытание двухпедального управления с электромагнитным порошковым сцеплением для автомобиля «Москвич-407».

Расчет пневматического привода к тормозам автомобилей и автопоездов.

Исследование технико-экономической эффективности улучшения антитетонационных свойств автомобильных бензинов.

Замена штампованных автомобильных деталей литыми.

Предварительная оценка экономической целесообразности применения двигателей воздушного охлаждения.

Разработка конструкции, изготовление и испытание опытного образца газобаллонной модификации автобуса ЗИЛ-158.

Методика расчета на прочность шестерен автомобильных коробок передач.

Исследование и доводка рабочего процесса четырехтактных двигателей с воспламенением от сжатия перспективного типажа.

Испытание автомобиля «Ситроен» DS-19 на плавность хода.

Исследование и доводка рабочего процесса четырехтактного двигателя с воспламенением от сжатия типа ЯМЗ-236.

Стендовые испытания автомобилей на динамичность и топливную экономичность на установившихся и неустановившихся режимах движения.

Расширение применения легких сплавов в автомобилестроении.

Особенности поворота колесных самоходов типа 4×4 с неповоротными колесами.

Разработка типового ряда центробежных маслоочистителей для автомобильных двигателей.

Методика составления средних норм расхода запасных частей к автомобилям отечественного производства.

Испытание усилителей рулевого управления автомобиля МА5-502.

Типаж телескопических амортизаторов для отечественных автомобилей.

Предложения по типуажу топливоподающей аппаратуры для двигателей с воспламенением от сжатия.

Повышение коррозионной стойкости ав-

томобилей, предназначенных для эксплуатации в тропических условиях.

Доводка процесса комбинированного покрытия листовой стали для штампуемых деталей кузова.

Доводка технологического процесса отливки коленчатых валов из чугуна с шаровидным графитом для Московского завода малолитражных автомобилей.

Испытание центробежных маслоочистителей для двигателей ЯМЗ.

Разработка конструкции и исследование опытного образца центробежного роторного воздухоочистителя ПРВ-3.

Исследование вариантов рабочего процесса двухтактного двигателя с воспламенением от сжатия, имеющего бесклапанную продувку.

Карбюраторы Иков.

Испытания тормозов с электромагнитным приводом для автоприцепов.

Изыскание высокопрочных конструкционных сталей для напряженных деталей автомобилей.

Критика и библиография

Л. А. Егоров и В. Г. Розанов, *Автомобильные поршневые компрессоры*, Машгиз, 1958.

КНИГА представляет собой первую серьезную попытку систематизировать материалы по автомобильным поршневым компрессорам.

В первом разделе достаточно полно рассмотрены назначение и условия работы автомобильных компрессоров (за исключением компрессоров для продувки и наддува двигателей), их классификация, методы регулирования, системы емкости и режим работы. Четко разобраны различные схемы работы автомобильных компрессоров и впервые правильно оценены недостатки распространенной в отечественных конструкциях прямой системы. Однако материал раздела расположен не совсем правильно: вопросы регулирования оторваны от конструктивных характеристик компрессоров и характеристик режима работы. Целесообразнее было бы перенести данные о регулировании на стр. 84 и следующие.

Во втором разделе рассмотрены термодинамические основы работы. Поскольку они почти не отличаются от основ работы стационарных компрессоров, этому вопросу справедливо уделено мало внимания. Следовало лишь перечислить литературные источники, в которых подробно изложен рассматриваемый вопрос.

Как известно, для изучения работы компрессоров очень важны вопросы их охлаждения. Тем не менее авторами не отмечено значение отвода тепла при сжатии для уменьшения затрачиваемой на него работы (стр. 28—30), в связи с чем остается неосвоенным смысл приближения процессов к изотермическому и, в частности, значение промежуточного охлаждения.

Неудачна фиг. 13, на которой объем вредного пространства для ступени высокого давления больше, чем для ступени низкого давления. На этой же фигуре нечетко представлена экономия в работе от разделения процесса сжатия на ступени. Повышение производительности приводит к увеличению работы в ступени низкого давления (площадь слева от штрих-пунктирной линии) и, следовательно, к необходимости сопоставлять эту площадь с заштрихованной. Рациональнее было бы показать экономию, отнесенную к 1 кг воздуха, для чего сжатие следовало бы изобразить без учета влияния вредного пространства в координатах «давление — удельный объем».

Большой интерес представляет следующий раздел, посвященный особенностям теории автомобильных поршневых компрессоров. В этом разделе с учетом частого изменения режима работы автомобиля, а с ним и компрессора, т. е. неустановившегося характера работы, выведены дифференциальные уравнения для изменения количества воздуха в компрессоре, давления воздуха, теплоты и кинематических связей. Рассмотрены коэффициенты, характеризующие специфику работы компрессоров, например, коэффициент многооборотности, фактор оборотности и другие, связывающие работу компрессора с работой автомобиля без учета эксплуатационных условий, а также время полезной работы, число циклов компрессора и прочие факторы, зависящие от условий эксплуатации автомобиля, например его пробега. Приведены значения некоторых из этих параметров, полученные экспериментально в различных условиях эксплуатации.

В том же разделе рассмотрен важный вопрос о величине давления воздуха в ресивере, тесно связанный с расходом воздуха агрегатами, потребляющими его, и приведена формула для расчета расхода и утечки. Эта формула составлена без учета изменения давления воздуха и на основании простейшей, приближенной зависимости, что значительно снижает ее ценность.

Интересен материал о тепловом режиме компрессора и его деталей. Однако кривые на фиг. 18 (дублирующей фиг. 74 и 76, которые значительно полнее, так как содержат конкретные экспериментальные данные) не во всех случаях достаточно понятны. Например, неясны причины снижения температуры выходящего воздуха при повышении давления (см. правую часть фиг. 17 и 18,а). Объяснить это одним влиянием обдувки компрессора нельзя. Точно так же нуждается в более обстоятельном анализе резкое снижение температуры выходящего воздуха при испытании на стенде (см. первую часть фиг. 17) сравнительно с испытанием на двигателе. Рассматриваемое понижение не увязывается с общим и довольно сильным повышением температуры сжимаемого воздуха при увеличении его конечного давления, что видно и из характера протекания кривых, нанесенных пунктиром на фиг. 18,а. Авторами применен неудачный термин «притекающее» или «вытекающее» тепло.

Представляет интерес анализ расхода рабочих тел в системах охлаждения и смазки, в частности, фиг. 19. Однако этот

анализ не увязан с результатами испытания. Так, по вопросу движения воздуха под капотом, имеющего существенное значение для охлаждения компрессора, на стр. 195 приведен более полезный материал, чем на стр. 50, где, очевидно, имелось в виду дать обобщение. Следует отметить, что интересные данные из раздела «Результаты испытания компрессоров» искусственно оторваны от разделов, посвященных теории, что привело к ненужному дублированию (см. фиг. 18, 21 и 74, 76, 81, 82, 83). Поэтому ряд ценных замечаний, основанных на экспериментальном изучении (например, о характере потока под капотом), может остаться не замеченным читателем.

Следующий раздел посвящен влиянию режима и конструкции на рабочий процесс компрессора. При рассмотрении величины производительности опущен учет влияния влажности всасываемого воздуха. При расчете мощности зависимость ее от давления сжатия принята прямолинейной, что недостаточно точно соответствует результатам экспериментов (см. фиг. 81, 85 и 86, где эта зависимость заметно отличается от прямолинейной). Не представляют особого интереса формулы для фаз газораспределения, поскольку в них входит переменная величина степени сжатия или расширения.

В том же разделе рассмотрен вопрос о сопротивлениях воздухопроводов и клапанов. Первые оцениваются приведенным коэффициентом расхода, который в какой-то степени аналогичен распространенному при расчете вентиляции понятию об эквивалентном сечении, а для учета сопротивления клапанов используется исходная формула Н. А. Доллежаля и высказывается ряд соображений, связанных с подбором пружины. Однако конкретные материалы для расчета этих пружин в быстроходных автомобильных компрессорах отсутствуют.

Интересны фиг. 26, указывающая на влияние числа и расположения поршневых колец, и фиг. 27—30, отражающие опыт индентирования быстроходных компрессоров.

Преставляют практический интерес анализ влияния условий окружающей среды на режим работы компрессора и анализ влияния методов регулирования, довольно удачно сведенный в табл. 5.

В следующем разделе описаны конструкции различных автомобильных компрессоров и некоторых их деталей. На стр. 130 частично приведен материал, связанный с регулированием. Было бы рациональнее объединить все касающееся регулирования в отдельный полноценный раздел.

Помимо общих сведений о расчете компрессоров, аналогичных таковым для стационарных компрессоров, приведены некоторые специфические для автомобильных компрессоров формулы, как, например, формула (104) для расчета давления в связи с режимом работы автомобиля и формулы (123) и др. для определения объема ресивера. Нельзя согласиться с даваемым авторами определением максимально допустимой угловой скорости вала компрессора. Выбор числа оборотов компрессора (авторы в ряде случаев называют его «угловой скоростью», что не соответствует общепринятому названию) должен производиться в зависимости от условий работы компрессора с учетом потерь давления в воздухораспределительных устройствах, связанных со скоростью воздуха в них, на которую влияет скорость поршня, а следовательно, и число оборотов. Авторы исходят из равенства поршневых (газовых) и массовых (инерционных) сил давления. Между тем в ряде компрессоров инерционные силы оказываются значительно большими, чем газовые.

В кратком подразделе о выборе числа ступеней и диаметров цилиндров ничего не сказано о фактическом распределении сжатия на ступени, часто значительно отличающемся от теоретического, рассмотренного авторами.

Очень важен следующий раздел — о методах экспериментального исследования автомобильных компрессоров, в частности методика измерения запыленности воздуха. Интересна по своей полноте схема комбинированной установки для испытания компрессоров (фиг. 71).

По этому разделу могут быть сделаны следующие замечания. Формула (125) не отражает того, что в измерительном баке в момент начала испытания уже имеется воздух. Для учета указанного можно было бы ввести не абсолютное давление p_0 , а избыточное или применить точную формулу, в которую входит разность давлений. Выпадает из общего стиля книги описание общезвестного прибора — шлейфового осциллографа (стр. 162 и 163). Если описывать приборы, то имело бы больше смысла рассмотреть датчик, так как применение пьезоэлектрического датчика при таких малых размерах цилиндров, с какими приходится иметь дело при испытании автомобильных компрессоров, необычно. Следовало бы остановиться на методике тарирования приборов, связанного с большими трудностями при использовании датчиков и осциллографов. Авторы ограничились лишь неконкретными указаниями по этому вопросу (см., например, второй снизу абзац на стр. 161). Ничего не сказано об исследовании охлаждения компрессоров, между тем как методика исследования при наличии обдува представляет достаточно сложную и интересную задачу (см., например, второй абзац сверху на стр. 180).

В разделе «Результаты испытания компрессоров» сосредоточено много интересных, ценных указаний и цифровых данных, полученных в результате экспериментального изучения компрессоров на двигателе, неподвижном и движущемся автомобилях, в горных условиях, при изучении износа деталей компрессора, а также дан обзор основных недостатков и возможности усовершенствования автомобильных компрессоров. В основном авторы правильно излагают рассматриваемые вопросы. Следует отметить лишь отдельные спорные моменты.

В п. 7 на стр. 214 рекомендуется устанавливать клапаны с пружинами небольшой жесткости и с большим предварительным натягом. Эта рекомендация ничем не обоснована и не вытекает непосредственно из опыта авторов, описанного в книге. Нужно было бы также объяснить необходимость подсоса воздуха в компрессор через общий с двигателем фильтр, причем авторы указывают, что это не должно ухудшать качественных и количественных характеристик как двигателя, так и компрессора. Данная рекомендация требует экспериментальной проверки.

Непонятен сделанный на стр. 196 вывод о снижении производительности компрессора в результате уменьшения его нагрева и более интенсивного охлаждения воздуха в цилиндре. Известно, что нагрев воздуха от компрессора снижает производительность последнего. При рассмотрении влияния горных условий работы (стр. 196 и табл. 12) не указана высота, на которой производилось исследование.

В том же разделе на фиг. 98 дано примерное конструктивное решение общей компоновки усовершенствованного компрессора. Авторы проекта и здесь не уделили должного внимания вопросам охлаждения. Несмотря на то, что в таблице температур в различных зонах компрессора (стр. 210) указана за выпускным клапаном недопустимая температура 218°, в проекте компрессора не предусмотрено никаких мер для снижения этой температуры, например, путем обребления головки.

В последнем разделе приведены основные сведения о работе с компрессором. Дан ряд ценных рекомендаций, основанных на практическом опыте. Однако ремонтные размеры указаны только для компрессоров автомобилей ЗИЛ (см. табл. 20), между тем было бы полезно дать такие данные и по другим компрессорам или принципиальные установки в этом вопросе.

Несмотря на некоторые второстепенные упущения, отмеченные выше, книга представляет большой интерес и принесет пользу всем, имеющим дело с автомобильными поршневыми компрессорами.

Канд. техн. наук Н. М. ГИРШБЕРГ

Харьковский автомобильно-дорожный институт

НОВЫЕ КНИГИ

Агейкин Д. И., Костина Е. Н. и Кузнецова Н. Н., Датчики систем автоматического контроля и регулирования. Справочные материалы. Под ред. Б. С. Сотскова. Машгиз, М. 1959, 580 стр., т. 10 000, ц. 21 р. 50 к. в пер.

Разработанные на основе ведомственных и заводских источников справочные материалы по принципам действия, конструкциям, схемам и методам расчета датчиков и реле механических величин (усилия, перемещения, уровня, момента вращения, толщин, скорости, ускорения, параметров вибрации), а также датчиков и реле давления, расхода и температуры.

Для инженерно-технических работников в области автоматизации производственных процессов.

Биргер И. А., Шорр Б. Ф. и Шнейдерович Р. М., Расчет на прочность деталей машин. (Справочное пособие для конструкторов). Машгиз, М. 1959, 459 стр., т. 25 000, ц. 13 р. 75 к. в пер.

Практические методы расчета на прочность и вибрацию деталей и узлов машин. Расчетные зависимости для определения напряжений и деформаций в стержнях, пластинках и оболочках. Особенности расчета на прочность зубчатой передачи М. Л. Новикова.

Для инженерно-технических работников.

Боришанский В. В. и Гольденберг Е. И., Организация технологической подготовки производства на машиностроительном предприятии. Машгиз, Л. 1959, 84 стр., т. 3500, ц. 2 р. 35 к.

Рациональная организация технологической подготовки производства механосборочных работ: технологический контроль чертежей; единая техническая спецификация; единый технологический процесс; система внесения изменений в технологические процессы и подготовка по этим изменениям; экономическое обоснование специальной оснастки; снижение трудоемкости за счет технологических мероприятий.

Для инженерно-технических работников.

Булгаков А. А., Программное управление металлорежущими станками. Госэнергоиздат, М.—Л. 1959, 127 стр. (Библиотека по автоматике, вып. 5), т. 15 000, ц. 3 р. 75 к.

Следящие системы копировального управления. Системы управления с нажимными устройствами. Непрерывное управление с записью программы на магнитную ленту. Дискретные и комбинированные системы управления.

Для инженерно-технических работников.

Владимирский Т. А., Хрупкость сталей. Машгиз, М. 1959, 234 стр., т. 4 000, ц. 9 руб. в пер.

Исследование влияния технологических циклов и формы изделий на хрупкость пластичных малоуглеродистых и низколегированных сталей. Эксперименты для определения зависимости между ударной вязкостью, температурой испытания и факторами формы образцов. Методика определения ударной вязкости.

Для инженерно-технических работников.

Вопросы точности металлорежущих станков и механической обработки. Сборник статей. Машгиз, Свердловск, 1959, 120 стр. (Труды Ижевского механического ин-та, вып. 2), т. 7500, ц. 4 руб.

Метод расчета точности копировально-фрезерных, зубо- и резьбообрабатывающих станков. Способы борьбы с низкочастотными вибрациями. Процесс образования микронеровностей поверхности при обработке легированной стали протягиванием. Новый технологический процесс распрессовки и запрессовки соединений. Электронсковой способ изготовления мелких отверстий. Влияние смазки на чистоту обработанной поверхности.

Для инженерно-технических работников.

Выдрин А. И. и Гамус М. З., Технические усовершенствования по комплексным планам. Машгиз, Л. 1959, 83 стр., т. 4 000, ц. 2 р. 50 к.

Разработка и реализация комплексных планов повышения производительности труда в механосборочном цехе Кировского завода.

Для широкого круга работников промышленности.

Дефектоскопия металлов. Сборник статей. под ред. Д. С. Шрайбера. Оборонгиз, М. 1959, 459 стр., т. 4500, ц. 23 руб. в пер.

Описание различных методов неразрушающего контроля качества металлов и методические указания по проведению этих методов на производстве.

Для инженерно-технических работников.

Исследование процессов высокопроизводительной обработки металлов резанием, под ред. А. И. Исаева. Оборонгиз, М. 1959, 132 стр. (Труды МАТИ, вып. 38), т. 3600, ц. 7 р. 15 к. в пер.

Исследования по вопросам физических основ процесса резания, методов расчета режущих инструментов и высокопроизводительной механической обработки металлов.

Для инженеров-технологов.

Катыс Г. П., Оптические датчики температуры. Госэнергоиздат, М.—Л. 1959, 111 стр. (Библиотека по автоматике, вып. 6), т. 15 000, ц. 2 р. 80 к.

Методы измерения температур в автоматике. Конструкции и технические характеристики контактных измерителей температур (термометров и термопар) и оптических приборов (радиационных, яркостных и цветовых пирометров).

Для широкого круга инженерно-технических работников.

Кизельштейн В. Я., Применение химии в обработке металлов. Лениздат, М. 1959, 176 стр., т. 3 000, ц. 1 р. 05 к. в пер.

Опыт применения ленинградскими заводами химических средств в обработке металлов: использование химических паст для доводки инструмента, специального электролита при шлифовании твердых сплавов и химического фрезерования сложных поверхностей.

Для инженерно-технических работников.

Корякин А. В., Люминесцентная дефектоскопия, под ред. М. В. Савостьяновой и Б. Я. Свешникова. Оборонгиз, М. 1959, 51 стр., т. 6050, ц. 1 р. 60 к.

Руководство по применению люминесцентного метода для обнаружения трещин в различных деталях.

Для инженерно-технических работников приборостроения и машиностроения.

Мазель Ю. С. и Поляков А. Г., Грузозахватные приспособления. Свердловск 1959, 80 стр., т. 6 000, ц. 2 р. 70 к.

Конструкции деталей и узлов грузозахватных приспособлений. Приспособления для транспортировки штучных и групповых грузов. Приспособления для насыпных грузов и стружки. Захваты автоматического и полуавтоматического действия. Основные типовые расчеты.

Для инженерно-технических работников.

Одинг И. А., Иванова В. С. и др., Теория ползучести и длительной прочности металлов. Металлургиздат, М. 1959, 488 стр. (ВИНИТИ АН СССР), т. 3 000, ц. 16 р. 65 к. в пер.

Современные теоретические и экспериментальные данные о ползучести, длительной прочности и релаксации напряжений в металлах с позиции дислокационных представлений.

Для инженерно-технических работников.

Применение рентгеновских лучей к исследованию материалов. Под ред. Ю. С. Терминасова и Т. Н. Смирновой. Изд-во Ленингр. ун-та, Л. 1959, 127 стр. (Труды Ленингр. инж. ин-та, вып. 28), т. 2 000, ц. 7 руб.

Сборник статей, посвященных рентгенографическому исследованию механизма усталостного процесса в металлах, изучению поверхностного состояния металлов после упрочняющей обработки и механизма их износа в различных эксплуатационных условиях.

Для металлословесов и лаборантов.

Пульманов Н. В., Дизель-компрессоры со свободно движущимися поршнями. Машгиз, М. 1959, 284 стр., т. 5 000, ц. 10 р. 50 к. в пер.

Конструирование, расчет и методы стендовых испытаний двигателя дизель-компрессора.

Для инженеров-конструкторов, испытателей и эксплуатационников.

ИМЕЮТСЯ В НАЛИЧИИ ОТДЕЛЬНЫЕ НОМЕРА ЖУРНАЛОВ, ВЫПУЩЕННЫЕ ИЗДАТЕЛЬСТВОМ „МАШГИЗ“ ЗА ПРОШЛЫЕ ГОДЫ

Наименование журналов	Год издания	Номера журналов	Цена за номер в руб.
„Автомобильная и тракторная промышленность“	1956	6, 10, 11, 12	4
	1957	2, 5, 6	4
„Автомобильная промышленность“	1958	1, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12	4
	1959	3, 5, 6, 7, 8, 9, 10	4
„Вестник машиностроения“	1957	1, 2, 4, 6, 7, 8, 10, 12	7
	1959	1, 6	7
„Кузнечно-штамповочное производство“	1959	3, 4, 5, 9	5
„Литейное производство“	1956	1, 2, 4, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12	4
	1957	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12	4
	1958	2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 10, 11	4
	1959	5, 6, 7, 8, 9, 10	4
„Машиностроитель“	1956	1, 2	3
	1958	1, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12	3
	1959	1, 5, 6, 7, 8, 9, 10	3
„Металловедение и термическая обработка металлов“	1956	4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12	4—50
	1957	1, 2, 5, 6, 7, 8, 9, 11, 12	4—50
	1958	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 12	4—50
„Механизация и автоматизация производства“	1959	1, 2, 3, 4, 6, 8, 9, 10	5
„Приборостроение“	1956	8, 11, 12	4
	1958	1, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12	4
	1959	8, 10	4
„Сварочное производство“	1956	1, 4, 5, 6, 8, 9, 10, 11, 12	4
	1957	3, 4, 5, 6, 7, 8, 10	4
	1958	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12	4
	1959	2, 4, 5, 6, 8, 10	4
„Станки и инструмент“	1956	1, 2, 5, 8, 9, 10, 11, 12	4—50
	1957	2, 3, 4, 5, 6, 7	4—50
	1958	1, 5, 6, 7, 8, 10, 11, 12	4—50
	1959	9, 10	4—50
„Строительное и дорожное машиностроение“	1956	1, 2, 4, 5, 6, 8	4—50
	1957	1, 2, 3, 5, 6, 7, 8, 12	4—50
	1958	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12	4—50
	1959	1, 5, 6, 7, 8, 10	4—50
„Тракторы и сельхозмашины“	1956	3, 4, 5, 6, 8, 9, 10, 12	4
	1957	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 11, 12	4
	1958	1, 2, 3, 4, 5, 7, 8, 9, 10, 11, 12	4
	1959	6, 8, 9	4
Химическое машиностроение“	1959	1, 2, 3, 4, 5, 6	5
„Энергомашиностроение“	1956	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12	4
	1957	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9	5
	1958	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9, 10, 11, 12	5
	1959	5	5

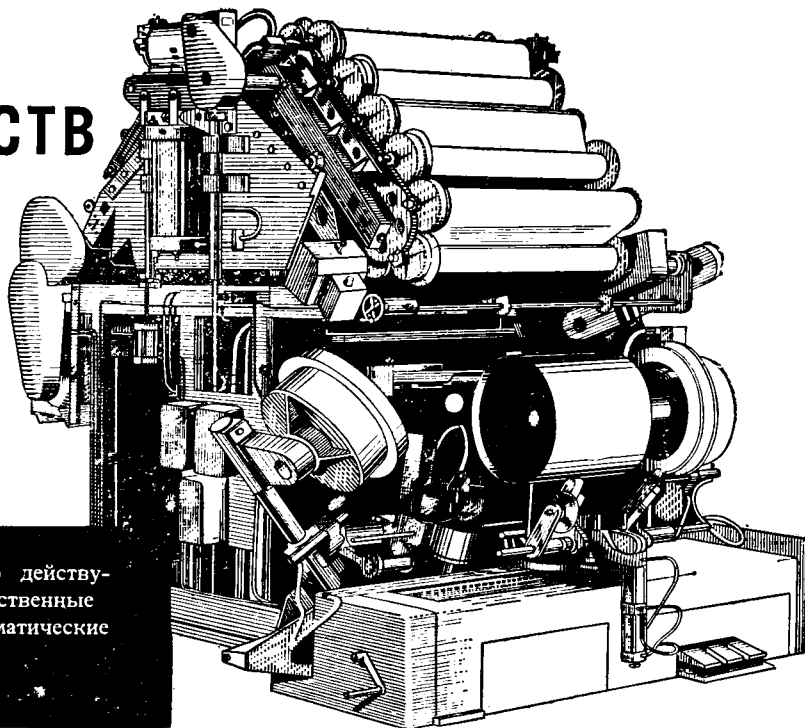
**ПЕРЕЧИСЛЕННЫЕ ЖУРНАЛЫ БУДУТ ВЫСЛАНЫ НАЛОЖЕННЫМ
ПЛАТЕЖОМ (БЕЗ ЗАДАТКА)**

Заказы направлять по адресу:

Москва, К-12, Третьяковский проезд д. № 1, Издательство „Машгиз“.

5 ОСОБЫХ КАЧЕСТВ

производит
шины лучшего
качества
СКОРОСТНЫМИ
МЕТОДАМИ



Синхронизованно действующие производственные агрегаты — автоматические линии

Патентованный способ изготовления, исключаящий удлинение шин

Изготовление шин специального назначения для легковых и грузовых автомобилей

Сокращение времени налаживания машин благодаря измерительным приборам, упрощающим установку форм

Полуавтоматические и автоматические машины — без реле-регуляторов времени и электронной аппаратуры

АВТОМАТИЧЕСКИЕ ЛИНИИ SHAW
ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА ШИН поставляются
комплектно или отдельными агрегатами.

АВТОМАТИЧЕСКИЕ ЛИНИИ SHAW ДЛЯ
ПРОИЗВОДСТВА ШИН

S

Francis Shaw

FRANCIS SHAW & COMPANY LIMITED • MANCHESTER II • ENGLAND

Telegrams: "Calender" Manchester

Telephone: East 1415-8

Telex: 66-357

London Office: 22 Great Smith Street London SW1 • Telephone: Abbey 3245 • Telegrams: Vibrate London • Telex: 22250

Canada: Francis Shaw (Canada) Ltd Grahams Lane Burlington Ontario • Tel: Nelson 4-2350 • Grams: Calender Burlington Ontario

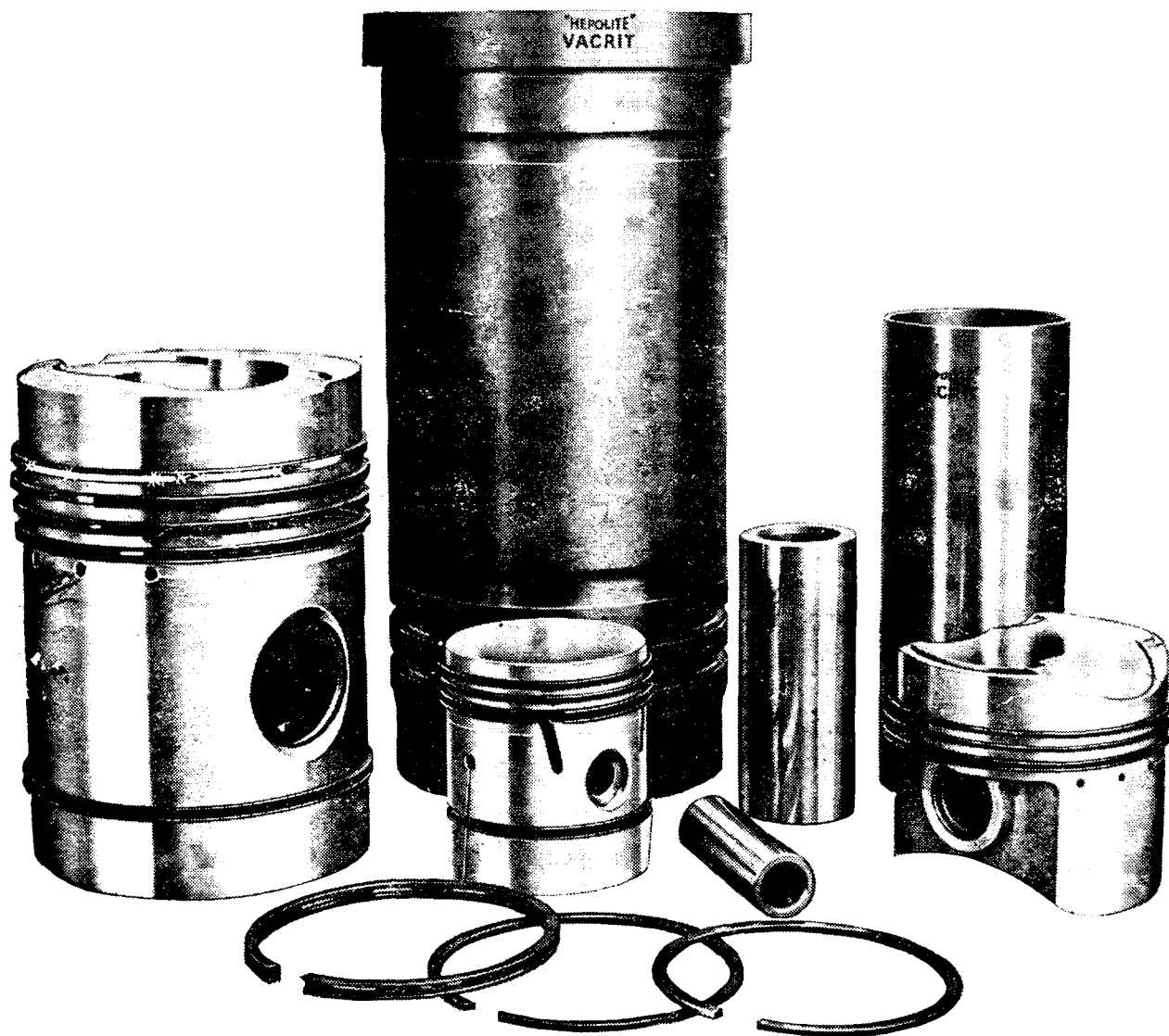
ПРЕДСТАВИТЕЛЬСТВА ФИРМЫ ВО ВСЕХ СТРАНАХ МИРА

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru

Цена 4 руб.

Знаменитые по своей отделке и точности изготовления

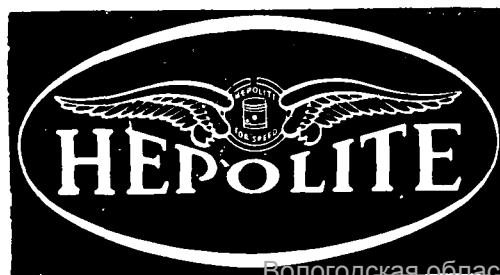


**ГЕПОЛАЙТ ВЫСОКОКАЧЕСТВЕННЫЕ ЗАПАСНЫЕ ЧАСТИ ДЛЯ ВСЕХ ВИДОВ ДВИГАТЕЛЕЙ
ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ**

Поршни, поршневые пальцы, поршневые кольца, гильзы цилиндров и гнезда, седла клапанов совершенных конструкций, точности и качества изготовления имеются у фирмы Геполайт в наличии как запасные части для всех английских, итальянских, французских, немецких и американских двигателей легковых и грузовых автомобилей.

Фирма Hepolite является крупнейшей специализированной организацией мира и располагает самым обширным выбором запасных частей. Детали фирмы Hepolite предназначаются для ремонта различных двигателей внутреннего сгорания, насосов, компрессоров и т.п.

Запросите иллюстрированные проспекты, содержащие подробности о запасных частях фирмы Hepolite. Деятельность фирмы Hepolite основывается на прогрессивном изучении своего опыта свыше 50-ти лет.



**HEPWORTH & GRANDAGE LIMITED
ST. JOHNS WORKS, BRADFORD 4, АНГЛИЯ**

Телеграфный адрес: "Rings" Telex Bradford Телекс: 51143

Над: Bentleys

Вологодская областная универсальная научная библиотека

www.booksite.ru