

Мотор

3

1938

ОГИЗ·Гостранстехиздат·Москва

1938

Мотор

4

ОГИЗ·Гостранстехиздат·Москва

Мотор

5

1938

ИЗДАТЕЛЬСТВО НАРКОМХОЗА РСФСР — МОСКВА

1938

Мотор

6

ИЗДАТЕЛЬСТВО НАРКОМХОЗА РСФСР
Москва · Ленинград

На стр. 318 о ремонте валика шестерни заднего хода читаем: «палец предварительно шлифуют на шлифовальном станке для того, чтобы на нем не было никаких рисок. Получаемый при этом размер пальца безразличен» (?) Совершенно неверно, размер далеко не безразличен.

На стр. 325: «...Следует отметить, что при правильном шлицевом соединении допуски должны быть даны по внутреннему диаметру шлицевых впадин и по ширине шлиц. По внешнему диаметру шлиц должен быть зазор...» Это или незнание, что такое допуск, или небрежно написанная безграмотная фраза.

На стр. 331 читаем: «...Если износ крестовины небольшой (не превышает 0,3 мм по диаметру)». К сведению автора, этот износ крестовины довольно большой, как показывает опыт АРЗ.

На стр. 363 читаем: «...В последнее время в авторемонтных предприятиях начали отливать поршневые кольца индивидуально...» Нет у нас таких АРЗ, где бы это делалось.

Стр. 372: «...Если в ремонтных предприятиях в настоящее время в большинстве случаев практикуется бригадная сборка, в тупиковых местах, то в ближайшем будущем во всех крупных ремонтных предприятиях возможно будет перейти к поточной сборке...» Неверно это. Наши основные ремонтные предприятия — это АРЗ и для них это «ближайшее будущее» настало раньше, чем автор взялся за переработку своей книги. Больше того, ряд гаражных мастерских и то уже оставил это «ближайшее будущее» несколькими годами позади.

На стр. 373 речь идет о сборке двигателя, где автор допускает зазоры коренных подшипников коленчатого вала 0,16 мм и в шатунах — 0,12 мм. Это недопустимые зазоры, и, если с такими зазорами выпустить двигатель из капитального ремонта, то можно быть уверенным, что очень скоро он придет обратно, и хорошо, если без аварий.

На стр. 376 описано рабочее место сборки двигателя, похожее на гараж, где 5—10 машин, но там едва ли будут пресс, плиты и тому подобные вещи. В более крупных мастерских и тем более в АРЗ рабочее место сборки двигателя никто так не организовывал и организовывать не будет. В современных условиях для сборки двигателя рольганг уже является обычным оборудованием.

На стр. 377 читаем: «...При надевании блока на поршни следует иметь в виду...» Автору следует иметь в виду, что при ремонте наших двигателей поршни вставляются в цилиндры, а не наоборот.

На стр. 187 читаем: «...Перед холодной обкаткой вывертывают свечи...» Но свечи еще и не ввертывались, ибо окончательная сборка двигателя производится после холодной обкатки.

Следует отметить, что процессы изготовления новых деталей в большинстве даны на примерах деталей старых машин. Технология не носит производственного характера. Операции обработки построены нерационально (см. карты стр. 484—523). Оборудование, на котором приводятся примеры обработки, — старое и уже уходит из современных авторемонтных предприятий.

Подводя итоги всему изложенному, можно сделать следующие выводы:

1. Книга в основном построена на материале первого издания, мало переработана и дополнена новыми ошибками и противоречиями. Большинство иллюстраций устарело и тоже не годно.

2. Слишком мало освещен ремонт отечественных марок машин.

3. Очень мало нового, конкретного в методах ремонта деталей автомашин, что могли бы использовать авторемонтные предприятия. Описание новых методов ремонта так туманно, что читателю ничего не понять.

4. Примитивные и подчас недопустимые технические способы ремонта перемешаны с современной технологией (хромирование, металлизация и т. п.) без какой-либо грани перехода от одного к другому, а поэтому невозможно разобраться, что является характерной технологией современного авторемонтного завода. Слишком много грубой кустарщины.

Для разрешения практических вопросов авторемонтным предприятиям книга дает слишком мало, ибо она не учит грамотному подходу к разрешению вопросов ремонта.

Нач. автомастерских торгового порта инж. К. Г. МАСЛОВ

Инж. Автотранспортного управления Ленсовета А. К. ПЕТРОВ

Нач. цеха 2-го авторемонтного завода инж. А. Н. ВОЙКИН

Аннотации иностранных журналов

Кокс бурого угля в автомобильных двигателях *Automobiltechnische Zeitschrift* 1937 г. № 18. Стр. 5^{1/2}. 10 фиг.

Особенности генераторов для кокса бурого угля. Устройство газоочистителя. Рассмотрение вопроса о содержащемся в газе сероводороде. Конструкция новых коксобуроугольных газогенераторов.

По вопросу применения газогенераторных установок на автомобилях см. еще статьи.

Применение дров и древесного угля в качестве топлива для автомобилей.

Genie civil 1937 г. т. 110. № 7 (13 фиг.). Стр. 2 (163—164 стр.).

Содержание доклада инж. Вольтрэна во французском обществе содействия развитию национальной промышленности 23 янв. 1937 г.

Современные типы газогенераторов для двигателей грузовых автомобилей.

«Genie civil» 1937 г. т. 110, № 17 (24 апр.). Стр. 3 (376—378 стр.) 2 фиг.

Дизельные двигатели и современные автобусные шасси *«Passenger Transport Journal»* 1937 г. 5 ноября. Стр. 15 (230—238, 242—247 стр.). 7 табл.

Влияние применения дизельных двигателей (вместо бензиновых) на понижение надежности в работе автобусов. Статистический анализ годичной эксплуатации четырехколесных двухъярусных автобусов, находившихся в работе не более 3—4 лет. Подверглись анализу 5 марок шасси и 4 марки двигателей. Отдельно рассматривались: влияние на вибрацию двигателя, радиаторы, топливопроводы, коленчатые валы, подшипники; расход смазочных материалов; впрыскивание, поршни и поршневые кольца, прокладки в цилиндрах, водяные рубашки. Доступность механической части автобусов; механическая часть, тормозы, подвешивание автобуса, поломки рамы; шины передних колес и рулевого шатуна, электропроводка.

Автобусы дальнего следования с эксплуатационной точки зрения *«Verkehrstechnik»* 1937 г. № 17. стр. 2 (412—413 стр.). 5 фиг.

33-местный автобус Бюссинг с 135-сильным шестицилиндровым дизельным двигателем и скоростью движения 75 км/час. Электрическая система управления внутренними обслуживающими устройствами, 150-литровый запас питьевой и технической воды. Радиоприемная

станция. Система поглощения шума во внутреннем помещении кузова.

См. по этому же вопросу: Автобусы из нержавеющей стали для работы в условиях пустыни, в журн. *«Modern Transport»* 1937 г. 20 марта стр. 1. 5 фиг.

14-местный спальный автобус малого веса из нержавеющей стали с системой кондиционирования воздуха в помещении кузова. Служит для работы в Сирийской пустыне между Багдадом и Дамаском.

Новая погрузо-разгрузочная система для грузовых автомобилей *«Fördertechnik»*. 1937 г. № 4. Стр. 3 (93—95 стр.). 5 фиг.

Существующие трудности погрузки-разгрузки на автомобили и прицепы с земли и с погрузочной платформы. Неудобства опускания боковых бортов и целесообразность задней погрузки. Использование для погрузки заднего борта, превращаемого в погрузочную площадку. Грузоподъемность заднего борта 300—1000 кг. Устройство погрузо-разгрузочного механизма. Приспособление заднего борта для погрузки-разгрузки тяжелых грузов от 500 до 2000 кг.

Я. Гольберг

Державна
Наукова Бібліотека

Иж. Корологиз гострадииздат

Ответств. редактор З. К. СМЕРНОВ

Уполн. Главлита РСФСР № Б — 37136.

ОГИЗ № 3945.

Сдано в набор 17/1 1938 г.

Подписано к печати 17 II 1938 г.

Тир. 16 750 экз.

Форм. бумаги 60×92. 6 п. л., авт. 13 л. 85 00) вн. в п. листе

Заказ тип. 58.

18-я типография треста «Полиграфкнига», Москва, Шубинский пер., 10.

пуска обратно в бак; 9—направляющая клапана; 10—клапан; 11—пружина, нагружающая клапан-иглу. Два боковых отверстия аккумулятора сообщаются, одно с топливным насосом, второе — с распределителями.

Запас топлива для впрыска при разных давлениях в аккумуляторе приведен в табл. 1.

Таблица 1

№	Наименование	Давление в атм				
		100	90	80	60	40
1	Прогиб f в мм	0,313	0,3	0,267	0,2	0,134
2	Запас топлива V в см ³ . . .	1,015	1,005	0,894	0,704	0,449

Не последнее место в практике эксплуатации карбюраторных двигателей занимает вопрос запуска вообще, а при низких температурах — в особенности. Обеспечение моментального или, во всяком случае, очень быстрого запуска двигателя может дать только достаточно большая энергия первой вспышки. Эта энергия должна быть по величине такой же, как и энергия, выделяющаяся при сгорании нормального бензинового заряда (800 кал/м³). Наиболее простое решение вопроса может быть получено созданием такого заряда в каме-

ре сгорания в самом начале запуска. В обычных условиях это достигается заливкой бензина или специальными подогревательными устройствами, если запуск осуществляется при низких температурах. Но значительно больший эффект в этом отношении дает впрыск через форсунку, дающую тонкий распыл топлива и обеспечивающую хорошее перемешивание с воздухом, что даже при низких температурах снизит коэффициент избытка воздуха, соответственно обогатив смесь.

В заключение необходимо отметить, что новая система приготовления рабочей смеси должна дать следующие преимущества:

1. Повышение литровой мощности двигателя как результат уменьшения насосных потерь на всасывание.
2. Дальнейшее повышение мощности за счет улучшения смесеобразования и сгорания.
3. Повышение теплового к. п. д. на высоких скоростных режимах работы.
4. Повышение экономичности за счет снижения удельного расхода топлива на 1 л. с./час.
5. Стабильность пониженного удельного расхода топлива на всех нагрузках работы двигателя.
6. Полное отсутствие пожарной опасности.
7. Любое рабочее положение двигателя.
8. Возможность применения тяжелых однородных топлив.
9. Улучшение запуска двигателя, в особенности при низких температурах наружного воздуха.

Ленинград

Автомобили на газообразном топливе

Инж. М. А. АЙЗЕРМАН

В поисках наиболее удачных путей для разрешения топливной проблемы техника все чаще обращается к горючим газам как неисчерпаемому источнику ценных и совершенно неиспользованных топливных богатств.

Если совсем недавно сжигание газов в стационарных установках считалось новшеством, то в последние годы даже использование газов как автомобильного горючего перестало быть проблемой лабораторной или исследовательской и превратилось больше в проблему эксплуатационную и промышленную.

Количество автомобилей, работающих на газообразном топливе, исчисляется уже многими тысячами штук, а в отдельных странах количество газовых автомашин в несколько раз превзошло количество автомашин газогенераторных.

Выпуском газовых машин в 1937 г. занимались многие первоклассные фирмы и успехи их в этом деле нельзя недооценить.

Можно с уверенностью сказать, что ни одна страна в мире не обладает таким исключительным запасом и разнообразием газообразных топлив всех видов, как СССР. Нет почти ни одного района СССР, где бы не было в достаточном количестве естественных, промышленных или искусственных газов, и где использование их могло бы оказаться нерациональным. Для нас, поэтому, проблема газификации автотракторного парка приобретает общегосударственное значение.

Постановлением Совнаркома в 1936 г. указаны конкретные пути развития газификации автопарка СССР. В 1937 г мы должны были иметь уже первые 500 автомобилей на газе.

Запоздание с выполнением этой программы может быть объяснено лишь вредительской практикой старого руководства ГУТАП и других главков.

Задачей промышленности в этом году является ликвидация последствий вредительства и выполнения постановления правительства.

Первая серия автомашин, предназначенных для газообразного топлива, поступит в эксплуатацию в этом году.

Независимо от промышленности, по собственной инициативе, ряд эксплуатационных работников на местах (в Грозном, в Баку, в Сталино, в Мелитополе и других городах) пытаются создать самостоятельные автомашины, работающие на газе.

К эксплуатации автомашин на газе надо подготовиться, автомашины надо знать, необходимо понять сущность процесса, происходящего в газовой аппаратуре, чтобы уметь ее конструировать, рассчитывать и налаживать. Пора также ознакомиться с опытом эксплуатации уже выпущенных машин.

Виды газообразного топлива

Все разновидности горючих газов могут быть разделены на две основных категории, в зависимости от их физических свойств: на газы сжижаемые и несжижаемые (перманентные).

Конструкции автомашин, предназначенных для использования газообразного топлива, резко разнятся, в зависимости от того, на каком газе предполагается работать.

Автомашин, предназначенных для какой-либо категории газов, в большинстве случаев могут работать на любом газе, относящемся к этой категории, и в этом смысле универсальны.

К категории сжиженных газов относятся газы, переходящие в жидкое состояние (сжижаемое) при увеличении давления даже при максимально возможной температуре окружающей среды (+50° С). Таким образом, с точки зрения принятых физических терминов, к сжиженным газам относятся вещества, критическая температура которых лежит выше +50° С.

Из газов, представляющих практический интерес, сюда относятся газы нефтяного происхождения: бутан (C₄H₁₀), пропан (C₃H₈), бутилен (C₄H₈), пропилен (C₃H₆) и некоторые отходные газы химических производств (псевдо-бутилен, псевдо-пропилен и т. д.). Все эти газы высококалорийны и с точки зрения автомобилистов, как это будет далее показано, во всех отношениях равноценны бензину, а в некоторых отношениях даже превосходят его.

Если в баллоне с сжиженным газом находится известное количество жидкости, то остальное пространство баллона заполнено насыщенным паром. Если температура не изменяется, то при любом расходе давление в баллоне остается неизменным до тех пор, пока в баллоне имеется жидкость. Изменение давления в баллоне происходит лишь при изменении температуры, причем каждой температуре соответствует для некоторого газа свое строго определенное давление, сообразно кривой упругости насыщенного пара.

На рис. 1 показаны кривые упругости пропана, бутана и их смесей. Для нормальной работы машины необходимо, чтобы давление в баллоне с сжиженным газом было больше одной атмосферы. Из кривой рис. 1 видно, что упругость насыщенных паров бутана снижается до 1 атм уже при температуре в 0—1° С и работать на чистом бутане зимой без подогрева баллона не представляется возможным. Пропан, наоборот, при весьма низких температурах имеет упругость, превышающую 1 атм, и вполне пригоден даже при самых больших морозах. Однако в жаркую погоду упругость его паров чрез-

вычайно растет. Это, конечно, не служит серьезным препятствием, но возможность подобного повышения давления заставляет делать баллон более прочным, а значит и более тяжелым.

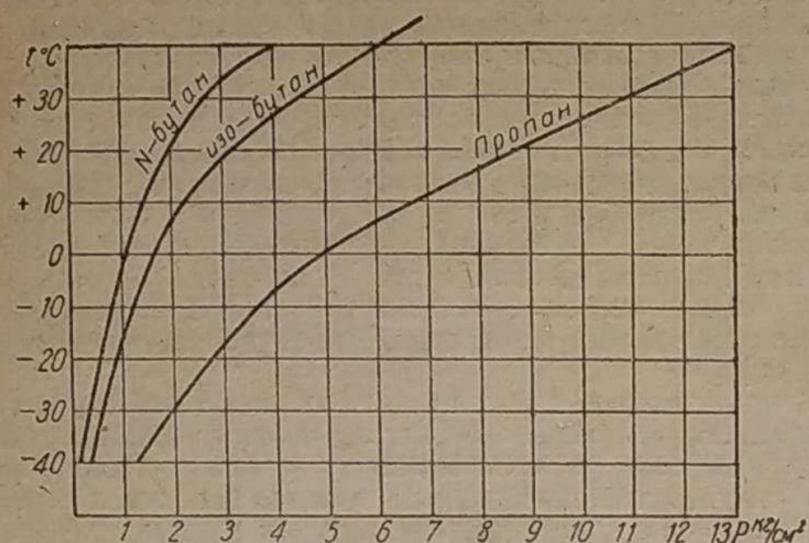


Рис. 1

Наиболее рационально работать на смесях бутана и пропана, увеличивая концентрацию пропана зимой, а бутана летом.

Газы эти весьма удобны для использования на автомобилях, так как совершенно очевидно, что жидкость при малых давлениях перевозить на автомашине удобнее и проще, чем газы под большим давлением.

К несжижаемым (перманентным) газам относятся такие, у которых критическая температура лежит значительно ниже обычных температур окружающей среды и которые поэтому не переходят в жидкость при любом повышении давления.

Чтобы иметь на автомашине достаточный запас, газы этой категории приходится сжимать до давления 150—200 атм и перевозить их на машине в таком, сжатом, состоянии. Это требует установки на автомашине баллонов высокого давления и устройства у газораздаточных колонок специальных компрессорных станций.

Баллоны даже самого лучшего качества все же достаточно тяжелы и громоздки и производство их еще не освоено. Компрессорная станция также требует специального оборудования. В отличие от сжиженных газов давление в баллоне с сжатыми газами изменяется непрерывно, по мере расхода и, примерно, пропорционально расходу. Сами перманентные газы менее калорийны, чем сжиженные. Все эти недостатки, однако, окупаются изобилием перманентных газов и их дешевизной.

К перманентным газам относятся некоторые нефтяные газы (метан, этан), промышленные газы (коксовый, доменный газ и т. д.), газы природных источников (метановые и водородистые) и, наконец, искусственные газы и, в первую очередь, обыкновенный светильный газ.

Горючие газы как моторное топливо

В табл. 1 собраны все данные, характеризующие различные газы с точки зрения их свойств как моторного топлива для автомобилей и тракторов.

Все приведенные газы с точки зрения параметров, перечисленных в табл. 1, являются весьма ценными автотракторными топливами. Особо высоки, как было сказано, свойства сжиженных газов. Из табл. 1 видно, что свойства их по всем показателям выше, чем соответствующие свойства бензина.

Уменьшение калорийности рабочей смеси перманентных газов может быть компенсировано повышением степени сжатия (улучшением к. п. д. двигателя) в силу их более высоких октановых чисел. Если же повышать степень сжатия нельзя, так как желательнее сохранить нормальную работу двигателя на бензине, то и в этом случае уменьшение калорийности рабочей смеси для большинства газов не превышает 15%, т. е. цифры меньшей, чем соответствующая цифра для газогенераторных машин.

Большое количество опытов, проведенных в СССР (в НАТИ, в Мелитополе, в Ростове н/Дону, в МАДИ и других местах) и во многих странах мира, подтверждает сказанное.

На рис. 2 приведены внешние характеристики двигателя ГАЗ-АА на разных газах, снятые при прочих равных условиях и при разных степенях сжатия.

На рис. 3 собраны аналогичные кривые для двигателей ЗИС-5, на рис. 4 — для двигателя М-1 и на рис. 5 — для двигателя СТЗ.

Кривые, относящиеся к двигателю ЗИС-5 с повышенной степенью сжатия, снимались, очевидно, при неудачной фор-

Параметры	Сжиженные газы		Перманентные газы		
	Бутан	Пропан	Богатые природные газы	Светильный газ	Коксовый газ
Удельный вес газа (воздух — 1) при нормальных условиях . . .	2,004	1,52	0,69	0,72	0,7
Удельный вес жидкости (вода — 1) при нормальных условиях . . .	0,58	0,509	—	—	—
Калорийность в кал/кг	11 840	12 016	11 300	6 000	6 600
Число кг воздуха, потребное для сгорания 1 кг газа при $\alpha = 1$	16,2	16,5	15,4	6,65	7,1
Калорийность теоретической рабочей смеси в кал/м ³	890	880	770	750	770
Октановое число	95	125	не определено, приблизительно 90—120		
Количество газов приблизительно эквивалентно 1 кг бензина при прочих равных условиях в кг	0,95	0,95	1,05	1,8—2	1,7
Вес тары, приходящийся на 1 кг газа, в кг	0,5	0,7	7,0	7,0	7,0
Средний запас газа для 3-т машины в кг	75	60	60	60	60
Пробег без пополнения запаса горючего в км	350	350	150	100	130

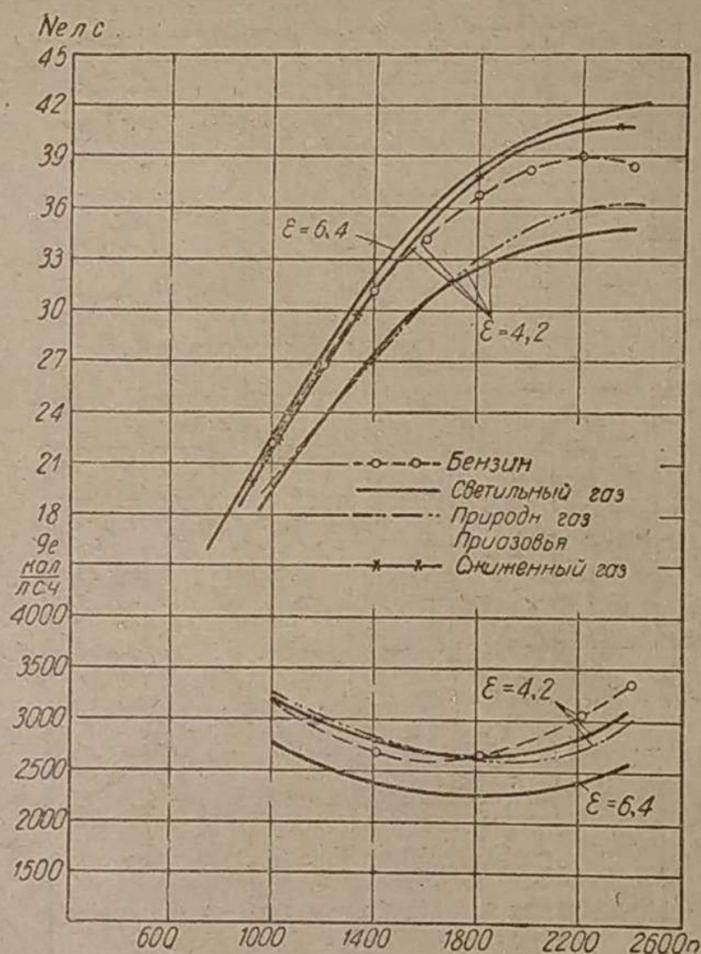


Рис. 2

ме камеры сгорания и этим можно объяснить сравнительно малый эффект от повышения степени сжатия для этого двигателя. Соответствующие кривые для двигателя ГАЗ-АА служат тому лучшим подтверждением.

Для оценки экономичности работы все кривые удельных расходов приведены в калориях (л. с./час).

Рассмотрение этих кривых, относящихся ко всем основным отечественным автомобильным двигателям, показывает, что падение мощности и изменение экономичности в двигателе при переводе на газ сравнительно не велико. В табл. 2 собраны данные, показывающие изменение мощности при работе на том или ином газе.

Таким образом все эксперименты показывают, что использование газообразных топлив или не связано с падением мощности (сжиженные газы) или же вызывает, примерно, 10% падение мощности, без труда компенсируемое допустимым повышением степени сжатия. Остальные свойства газов моторного топлива общие для всех газов и значительно превосходят аналогичные свойства бензина.

Пусковые свойства газообразного топлива идеальны. В отличие от газогенераторных автомашин, где запуск двигате-

Таблица 2

Г а з ы	Изменение мощности	
	при изменении степени сжатия	при повышении степени сжатия для газов
Сжиженные газы	+ 5%	+ 20%
Природные газы (метановые)	- 7%	+ 7%
Светильный газ	- 15%	+ 5%

лей затруднен, автомашины на баллонном газе пускаются прекрасно с первого оборота коленчатого вала даже в самых тяжелых условиях. В НАТИ, например, при испытании двигателя М-1 на сжиженном газе двигатель, заправленный холодной водой из водопровода, запускался с одного оборота коленчатого вала даже при выключенных пусковых приспособлениях смесителя. При эксплуатации газовых автомашин в НАТИ запуск двигателя никогда не создавал каких-либо трудностей, если топливная аппаратура была исправна.

Газообразные топлива не разжижают смазки и тем самым уменьшаются расход масла и износ двигателя. Распределение смеси по цилиндрам более равномерное. Газ горит полнее бензина, уменьшается нагарообразование. Двигатель на газе работает мягче.

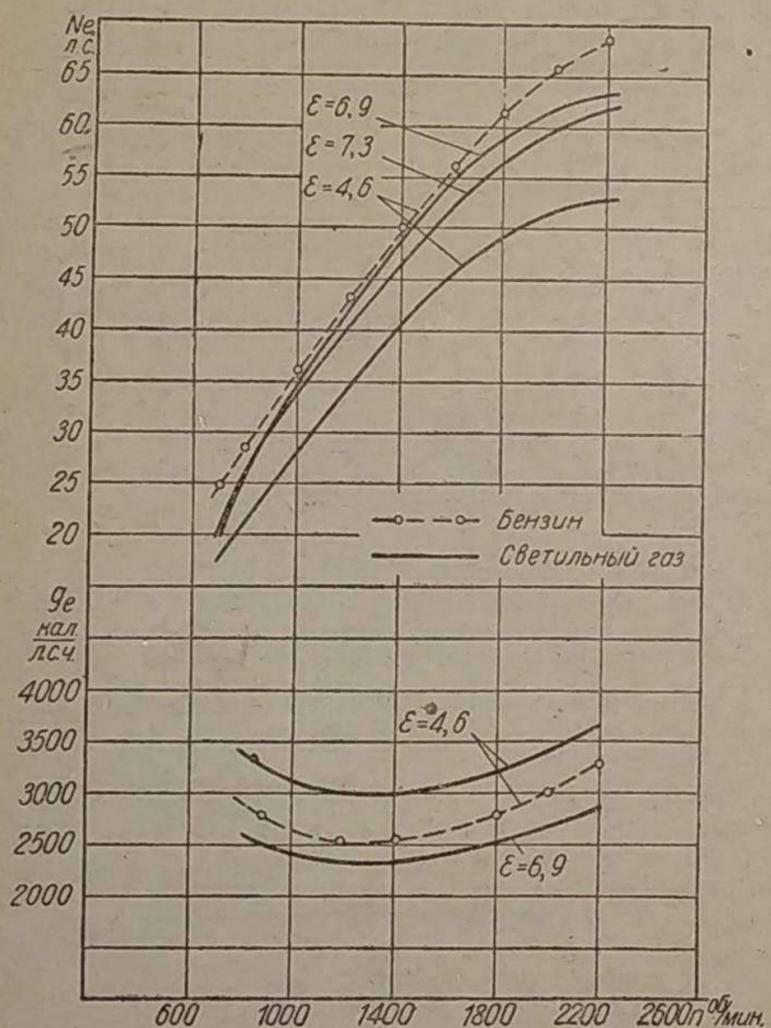


Рис. 3

При этом следует добавить, что даже при перманентных газах вес баллонов не превышает 300 кг (для сжиженных газов 20—30 кг), что современная аппаратура совершенно автоматична и шофер полностью избавлен от необходимости следить и как бы то ни было влиять на работу топливной аппаратуры на ходу машины. Перевод машин на газ не связан с какими бы то ни было переделками в двигателе или шасси, а в деле использования баллонных газов нет никаких проблем, связанных с серьезными производственными или эксплуатационными затруднениями. Если все это иметь в виду, то станет совершенно ясно преимущество газообразных топлив как исключительно ценного и перспективного заменителя бензина.

Значение газообразных топлив тем более велико, что запасы их в нашей стране неисчерпаемы. Все эти несметные топливные богатства, в том числе и особо ценные сжиженные газы, до последнего времени не используются.

Резервы газовых топлив СССР

Потенциальный запас сжиженных газов в общей добыче нефтяных газов по СССР составляет в 1937 г. более 117 тыс. т, крекинг-газа по основным крекинг-заводам Союза — около 180 тыс. т и, наконец, в газах, получаемых при стабилизации легкой нефти, — около 60 тыс. т¹. Таким образом даже в улавливаемых газах запас бутана и пропана составлял в 1937 г. около 360 тыс. т. А ведь, на самом деле, запасы сжиженных газов на много больше, так как, если специально вести добычу из расчета выпуска пропано-бутана, то можно было бы значительно увеличить количество улавливаемого газа. Но названная сумма 360 тыс. т достаточна для снабжения в течение всего года почти 50 тыс. машин самым ценным из газообразных топлив — сжиженным газом, по качествам своим, по крайней мере, не уступающим бензину.

Транспортировать сжиженные газы на большое расстояние может оказаться нерентабельным, поэтому наиболее рационально использовать сжиженные газы близ районов их добычи. Нам кажется правильным перевод на сжиженные газы в первую очередь районов, связанных с нефтедобывающей и нефтеперерабатывающей промышленностью. Любой большой крекинг-завод выпускает в качестве отхода сжиженный газ в количестве, достаточном для снабжения нескольких тысяч автомашин, и поэтому всюду, где имеются крекинг-заводы, использование сжиженных газов должно быть поставлено в порядок дня, тем более, что заводы в состоянии отпускать газ уже в сжиженном виде и никаких компрессорных станций не потребуется.

Количество неиспользованных перманентных газов еще более велико и общий запас их не может быть учтен или даже примерно оценен.

Во всяком случае, большинство известных газовых скважин дает дебит, достаточный для устройства одной, а иногда и многих компрессорных станций. В одном лишь Бакинском районе, например, имеется более 100 выходов газа.

Резервы промышленных газов, пожалуй, еще более велики. Одни лишь коксовые заводы дают на каждую тонну выработанного кокса около 300—400 м³ высококалорийного газа. Таким образом коксовые заводы могут обеспечить перевод на газ количество автомашин, исчисленное из расчета 1 автомашина на каждые 100 т годового выпуска кокса; этот источник дает возможность перевести на газ десятки тысяч автомашин.

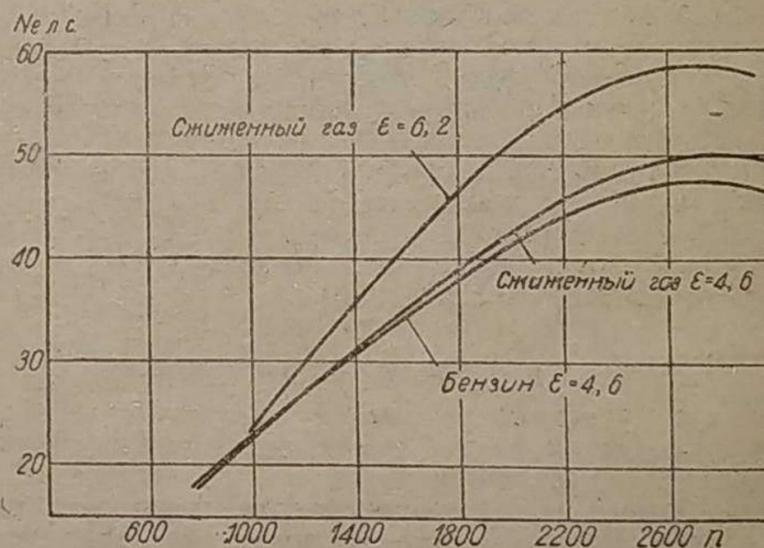


Рис. 4

Возможности использования светильного газа пока не велики в силу слабого развития его производства, и автомашины на светильном газе вряд ли найдут в первое время широкое распространение. Исключение составят лишь крупные города.

Совершенно нетронутым топливным резервом является использование отходов городских газов, получаемых от переработки сточных вод. Переработка сточных вод Москвы может дать в сутки около 100 тыс. м³ газа, количество, достаточное для перевода на газ более 2 тыс. автомашин. Наиболее рациональное распределение машин по виду используемого газа представляется нам следующим образом (табл. 3).

Экономическая целесообразность использования газообразных топлив

Необходимо отметить, что представить достоверные экономические данные затруднительно. Большинство газовых источников эксплуатируется так, что, собственно, стоимость

¹ См. статью тов. Саркисянца и Раабен в журнале «Нефтяное хозяйство» № 7 за 1937 г.

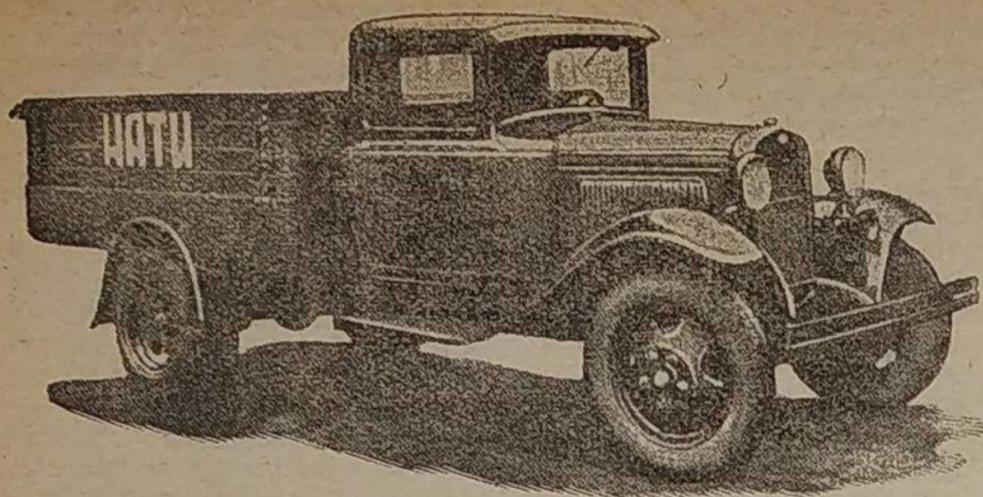


Рис. 6

рамы. Баллоны закрыты фальшбортом. Остальное газовое оборудование расположено под капотом.

У автобуса ЗИС баллоны алюминиевые с оплеткой из стальной проволоки установлены на крыше и закрыты парусиновым чехлом.

Эксплуатация машин в НАТИ и испытания их дают полное право утверждать, что автомашины эти пригодны для нормального использования, и оно не встречает каких-либо дополнительных трудностей по сравнению с бензиновыми автомашинами при условии налаженного газоснабжения.

Опыт ряда местных работников, однако, показывает, что все выказанное нами выше остается в силе лишь до тех пор, пока на машине стоит специальная правильно подобранная и отрегулированная аппаратура.

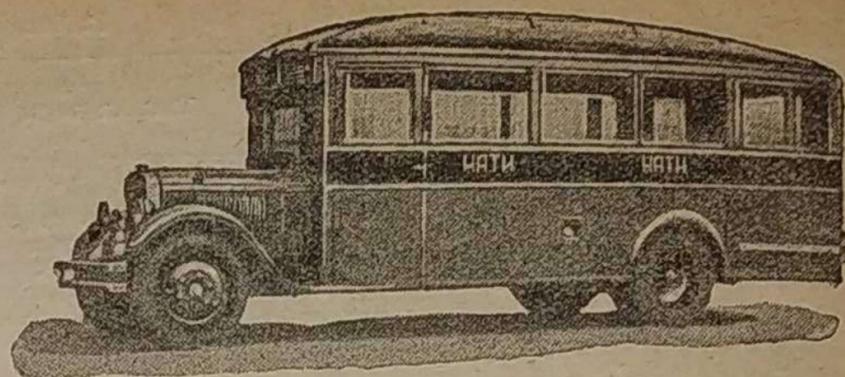


Рис. 7

Неудачно сконструированный или подобраный редуктор или смеситель может служить причиной плохой работы машины; кустарничеством можно легко дискредитировать хорошее и важное дело.

В качестве примера укажем лишь, что авторефрижератор на сжиженном газе, построенный в ВНИИ, из-за неудачно выбранного смесительного устройства плохо запускался, хотя пусковые качества топлива идеальны, и с хорошим смесителем запуск осуществляется без всякого труда.

Аппаратуру надо конструировать и подбирать осторожно, не увлекаясь ее кажущейся простотой, со знанием дела, в противном случае все усилия будут обречены на неудачу.

В настоящий момент известен ряд конструкций оригинальной газовой аппаратуры, и даже схемы переоборудования машин разнятся друг от друга, в зависимости от того, какая аппаратура применяется.

Этому вопросу будет посвящена следующая статья.

Конструкции автомобилей и механизмов

Основные тенденции в развитии автомобильного электрооборудования

Инж. А. Н. ХВАТКОВ

Научно-техническое общество ВНИТОЭ намечало в конце 1937 г. созыв широкой технической конференции поставщиков и потребителей автомобильного электрооборудования. Намеченные сроки созыва, к сожалению, не выдержаны, а потребность в этой конференции велика. Грандиозные изменения в нашей промышленности, произошедшие за первые две пятилетки, ставят перед работниками техники новые и серьезные задачи.

Автомобильная промышленность и ее смежники за первую пятилетку прошли этап первоначальной организации производства, в основном, на базе копирования американской техники. Вторая пятилетка характерна освоением производственных мощностей, освоением нормальной эксплуатации машин и началом самостоятельных конструктивных разработок. На пороге третьей пятилетки в первую очередь нужно наметить ясные пути дальнейшего развития для каждого из смежников автомобильной промышленности. Нам пора уже изучать накопленный свой собственный, советский, эксплуатационный опыт. Пора уже учитывать при конструировании специфические особенности нашей великой страны. Наряду с изучением и освоением лучших образцов заграничной техники, необходимо намечать и самостоятельные пути в решении отдельных технических вопросов. Широкая техническая конференция должна была дать решения, которые легли бы в основу оперативных планов предприятий.

В настоящей статье мы делаем попытку дать обобщающий обзор в порядке подготовки материалов к конференции. Мы учились делать автомобили и их электрооборудование у американцев и поэтому неудивительно, что большинство материалов взято из американских источников. В статье рассматривается оборудование только для нормальных легковых автомашин и частично для грузовиков в следующем объеме: генераторы, стартеры, распределители и сигналы.

В настоящее время производство электрооборудования для легковых машин и нормальных грузовиков в США сконцентрировано в руках трех фирм: 1) Делько-Реми, обслуживающей «Дженерал Моторс», 2) Форд, обслуживающей свои заводы, и 3) Авто-Лайт, обслуживающей объединение Крайслер.

Мелкие фирмы «проглочены» этими китами, осталась только фирма «Лисс-Нэвил», специализировавшаяся на производстве электрооборудования для тяжелых грузовиков, дизельных моторов и специальных машин. Для характеристики удельного веса вышеуказанных фирм приводится табл. 1 (по данным ежегодных американских автомобильных выставок) электрооборудования, установленного на автомобилях (по фирмам).

Так, например, Форд, хотя и обслуживает небольшое количество собственных моделей, но зато выпускает их в весьма большом количестве и, следовательно, его удельный вес в производстве электрооборудования весьма значителен.

Если сопоставить данные современного автомобиля модели 1938 г. с аналогичными данными автомобиля модели 1926—1928 гг., то выявляются существенные изменения.

Потребление тока установленными приемниками электроэнергии в типичном автомобиле 1926—1928 гг. было, примерно, таким: 1) передние фары (2 лампы по 21 свече)—5 ампер, 2) задний фонарь (1 лампа 3 свечи)—0,5 ампера, 3) щитковая лампа (1 лампа 3 свечи)—0,5 ампера, 4) зажигание—1,5 ампера,—всего: 7,5 ампера.

Автором были получены от фирмы Овен-Динето следующие результаты замеров потребления тока на автомобиле Паккард-Супер-Эйт (модели 1935 г.): 1) передние фары (2 лампы по 32 свечи)—8 ампер, 2) лампы на крыльях, щитковые лампы и задние лампы—5,5 ампер, 3) зажигание—2,5 ампера, 4) радиоприемник—8 ампер, 5) «Хитер» (радиатор

М-4215	Сателит дифференциала заднего моста	19,126 19,177	М-4211	Крестовина дифференциала	19,000 19,050	177	76	126,5
М-4210	Шестерня ведомая заднего моста . . .	31,826 31,877	М-4235	Полуось заднего моста	31,700 31,750	177	76	126,5
М-4220 ГПЗ-631	Подшипник коробки сателитов дифференциала	45,000 44,988	М-4210	Шестерня ведомая заднего моста . . .	45,012 45,038	— 50	— 12	— 31
М-4011	Кожух полуоси заднего моста	84,975	М-4220	Подшипник коробки сателитов дифференциала	85,000 84,975	— 75	—	37,5
М-4017		84,925	ГПЗ-631	Кожух полуоси заднего моста	65,805 65,905	295	95	195
М-4013	Подушка задней рессоры	66,000 66,100	М-4011	Шпонка полуоси заднего моста	6,325 6,375	— 101	—	— 50,5
М-4235	Полуось заднего моста	6,274 6,325	М-4243	Шестерня ведомая заднего моста . . .	—	254	156	205
М-4610-R1	Шестерня ведущая заднего моста . . .	—	М-4210-R					

Монтаж заднего моста, после того как все детали его отремонтированы или агрегат укомплектован из годных деталей, протекает в порядке, указанном в табл. 6, представляющей технологическую карту сборки.

Сводная таблица допусков на изготовление деталей заднего моста М-1 и посадок, которых следует придерживаться в процессе сборки заднего моста, приведена в табл. 7.

В заключение краткого обзора ремонта агрегатов и некоторых деталей автомобиля М-1 считаем необходимым отметить следующее.

Технологические процессы на ремонт и сборку агрегатов преподаны в весьма сжатом виде. Этими схематическими картами намечаются основные ремонтно-сборочные работы. Помещать подробную технологию монтажных работ не представляется возможным, и на наш взгляд, не представляет необходимости, ибо для ремонта автомобиля М-1 в условиях гаражных мастерских, приведенных укрупненных операций вполне достаточно как для построения производственного процесса, так и для нормирования ремонтно-монтажных ра-

бот по каждому агрегату. Примерные технические условия на контроль и сортировку деталей также даны применительно к условиям ремонтных мастерских автохозяйств. Ясно, что для ремонтного завода технические условия должны иметь более глубокую и подробную поддефектную разработку, а также и более жесткие нормативы допустимых износов.

Подобные же замечания следует целиком отнести и к тем немногим производственным процессам ремонта отдельных деталей, которые приведены в нашей статье.

Сводные таблицы допусков и посадок на сопрягаемые детали приведены по каждому агрегату отдельно и составлены по заводским чертежам.

К сожалению, полного комплекта чертежей не имелось, вследствие чего при составлении технических условий на контроль и сортировку некоторые детали пришлось измерять.

Поэтому не исключена возможность небольшого отклонения в размерах отдельных деталей от данных заводского номинального размера.

За экономию горючего на автотранспорте

Торфяной бензин для двигателей внутреннего сгорания

Инж.-мех. Н. С. СЕМЕНОВ и М. КОМПАНИЕЦ

Рост автотракторного парка СССР вызвал расширение топливной базы. Несмотря на это и на рост добычи различных топлив, особенно нефти, наше народное хозяйство испытывает недостаток в жидком моторном топливе. Недостаток особенно ощутим в районах, удаленных от нефтяных залежей. Поэтому развитие получения жидких горючих из местного сырья — сланца и торфа — для транспорта создает свою местную топливную базу.

Торф как топливо, учтенные запасы которого огромны, а добыча и потребление достигли миллионов тонн, в условиях СССР приобретает особенное значение. Разработка торфяных залежей имеет огромную механическую базу. Крупнейшие электростанции СССР работают целиком на торфе.

На современном этапе развития техники нельзя удовлетвориться простым сжиганием торфа в топках котлов. При рассмотрении торфа как топлива с этой точки зрения оказалось (по данным Инсторфа), что непосредственное сжигание является наименее рациональной формой его использования. Более рационально использование торфа, переработанного на газ и коксование.

Рациональность газификации и коксования торфа становится еще более очевидной, если учесть, что при этом получается побочный продукт — деготь. Дальнейшая обработка и разгонка дегтя дает разнообразные фракции (воск горный, парафин, масла, асфальтены, пеки, моторные топлива и др.), имеющие широкие пределы температур кипения.

Получение бензинов как продукта переработки торфа в настоящее время находится пока в стадии опытов, но эта идея является весьма актуальной и заслуживающей развития в массовом производственном масштабе.

Целесообразность организации производства торфяных бен-

зинов доказана тем, что они имеют близкие к нефтяным топливам физические и химические свойства и при соответствующих методах обработки вполне могут заменить моторные топлива нефтяного происхождения.

Первые партии торфяного бензина, полученные в Торфяном институте (Москва), испытаны в НАТИ на быстроходном автомобильном двигателе ГАЗ.

Были испытаны два образца торфяного бензина: а) торфяной бензин (условное обозначение № 1), полученный из пека Редкинского дегтя, — верховой торф, б) торфяной бензин (условное обозначение № 2), полученный из пека Уральского (Свердловск), — низовой торф.

Работа по испытанию двух образцов торфяного крекингового бензина производилась лабораторией бензиновых двигателей НАТИ по поручению Торфяного института. Представленные бензины получены на опытной установке Инсторфа в качестве одного из побочных продуктов переработки торфа. Ввиду ограниченного количества бензинов испытание их производилось по сокращенной программе, в которую не вошли вопросы о влиянии торфяных бензинов на смазку, нагарообразование и коррозию деталей двигателя. Все испытания велись сравнительно с эксплуатационным бензином по следующей программе:

1. Снятие регулировочных характеристик на полном дросселе и подбор регулировки карбюратора (при $n = 1000$ и 2000 об/мин.).
2. Снятие характеристик полного дросселя.
3. Снятие характеристик переменного открытия дросселя при $n = 1100, 1600$ и 2000 об/мин.
4. Определение приемистости двигателя.
5. Испытание на запуск.

6. Определение наивыгоднейшего угла зажигания и границ детонации.

7. Определение основных констант топлива: а) удельного веса, б) разгонки по Энглеру, в) октанового числа.

Испытание по последнему, 7-му, пункту производилось отделом топлива и смазки НАТИ.

Условия испытания

Все испытания производились на двигателе ГАЗ, установленном на электротормозном стенде «Сименс-Шукерт».

В качестве смазки применялось масло Союзнефти — автол-10. Температура его регулировалась водяным охлаждением картера и поддерживалась на уровне 60—70° С. Охлаждение двигателя производилось с помощью смесительного бака, имеющего регулируемое добавление холодной воды из водопровода. Температура выходящей из двигателя воды поддерживалась на уровне 70—73° С.

Опережение зажигания устанавливалось наивыгоднейшим для каждого режима по максимуму мощности.

Полученные в разное время при различных барометрических давлениях величины крутящего момента, среднего эффективного давления и эффективной мощности приводились к нормальному атмосферным условиям (760 мм рт. ст. и 15° С), согласно утвержденному стандарту.

Буквенные обозначения, принятые при дальнейшем изложении и на рисунках, следующие: P_e — среднее эффективное давление в кг/см²; N_e — эффективная мощность в лошадиных силах; G_T — часовой расход топлива в кг/час; g_e — удельный расход топлива в г/э. с. ч.

Испытание на запуск производилось по специальной методике, разработанной в НАТИ.

Легкость пуска при испытании топлив характеризуется длительностью проворачивания холодного двигателя при постоянном числе оборотов, соответствующем пуску двигателя стартером ($n = 150$ об/мин.), от момента включения топлива и зажигания до появления первой вспышки запущенного двигателя. Обороты двигателя поддерживались постоянными и контролировались с помощью ручного тахометра. Перед каждым отдельным опытом двигатель в течение 2 мин. проворачивался с выключенным топливом и зажиганием при полностью открытом дросселе и $n = 700$ об/мин. для продувки его от оставшихся паров топлива. Перед продувкой топливо, оставшееся в поплавковой камере карбюратора, сливалось через спускной кран, ввернутый в карбюратор.

Охлаждение двигателя водой производилось непрерывно, вследствие чего температура входящей и выходящей воды держалась в пределах от 3 до 4° С. Картер двигателя также непрерывно охлаждался водой, благодаря чему температура масла не превышала 4—5° С.

Поступающий в карбюратор воздух забирался вне пределов лаборатории с помощью шланга достаточно большого диаметра. Температура его колебалась в пределах от 12 до 15° С.

Угол опережения зажигания при всех испытаниях на запуск не изменялся и был равен 15° до в. м. т.

Главный дроссель был открыт полностью, а изменение разрежения во всасывающем трубопроводе достигалось путем прикрытия воздушной заслонки карбюратора.

Для более точного определения первой вспышки запущенного двигателя выхлопная труба была снята, чем достигалась отчетливая слышимость выхлопа.

Эта методика определения пусковых качеств топлив дает цифры, не соответствующие эксплуатационным, так как на практике двигатель запускается на прикрытом положении главного дросселя. Однако приближение условий опыта к эксплуатационным делает время запуска столь незначительным, что не удается получить ощутимой разницы между испытываемыми топливами.

Результаты испытания

На рис. 1 представлены кривые разгонки торфяных и эксплуатационного бензинов по Энглеру. Из кривых видно, что торфяной бензин № 1 по сравнению с эксплуатационным бензином, имеет пониженную температуру конца кипения. Торфяной бензин № 2 имеет более высокую температуру конца кипения и тяжелый фракционный состав. У обоих торфяных бензинов отсутствуют пусковые фракции, что должно затруднить запуск двигателя при работе на этих бензинах. Удельные веса сравниваемых бензинов соответственно выше, чем у эксплуатационного.

Сравнение испытываемых бензинов по развиваемой двигателем мощности и экономичности при различных составах

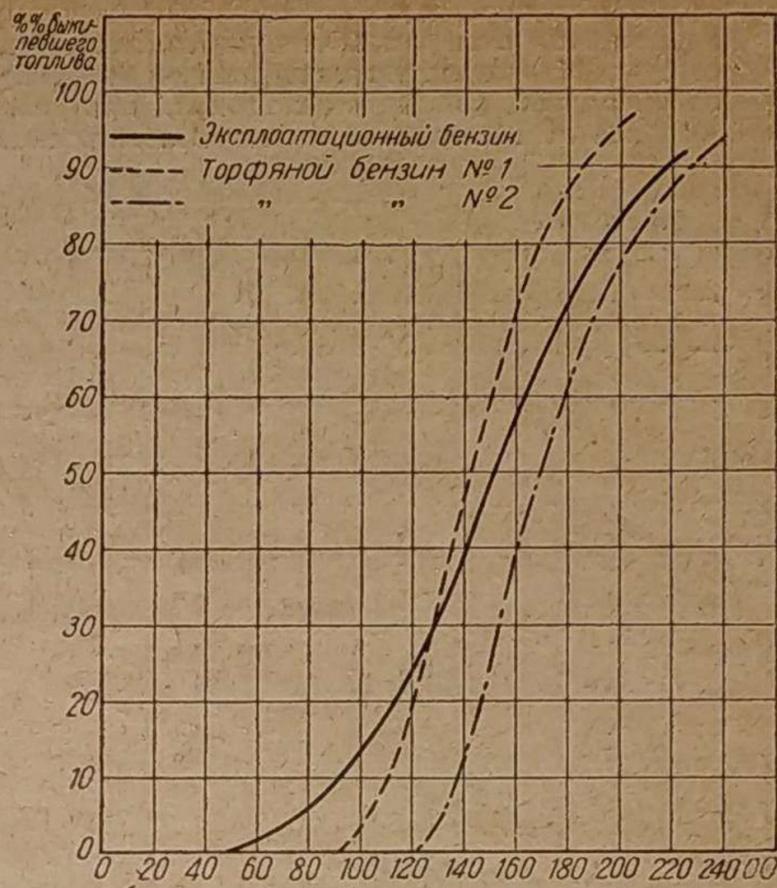


Рис. 1

рабочей смеси производилось по регулировочным кривым $N_e = f(G_T)$, показывающим изменение эффективной мощности двигателя и удельного расхода топлива в зависимости от часового расхода топлива G_T . Характеристики снимались при полном открытии дросселя и $n = 1000$ и 2000 об/мин.

На рис. 2, 3 и 4 представлены кривые, полученные при работе двигателя на эксплуатационном и торфяном бензинах.

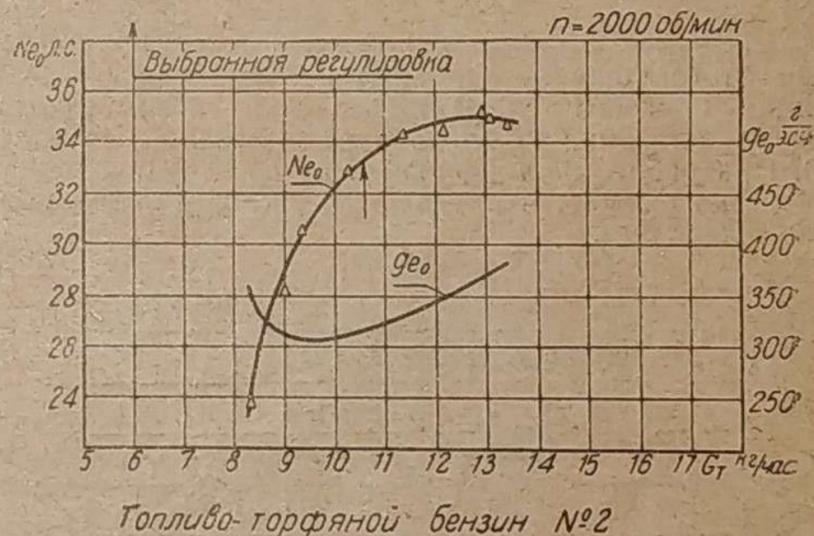


Рис. 2

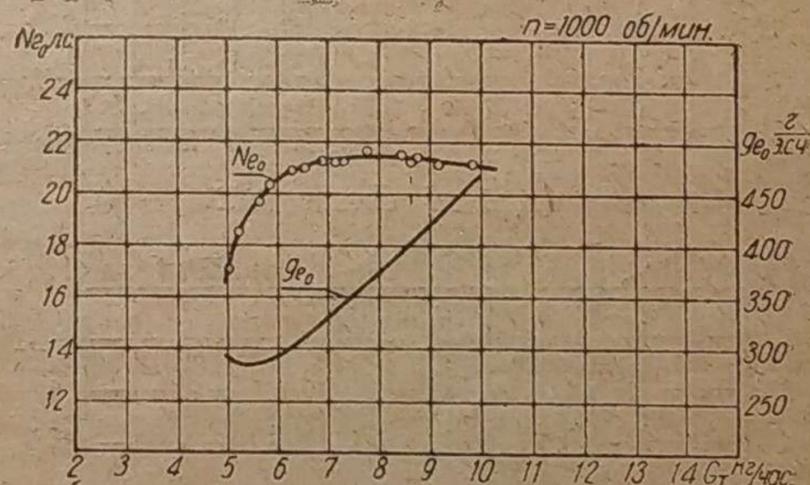


Рис. 3

На рис. 5 представлены сводные характеристики для всех испытываемых бензинов. Из этих характеристик видно, что двигатель при работе на торфяном бензине № 1 развивает максимальную мощность, примерно, такую же, как на эксплуатационном бензине. При $n = 1000$ об/мин. мощность двигателя на торфяном бензине № 1 лежит выше на 0,2—0,3 л. с. Следует отметить, что на бедных ветвях регулировочных

кривых мощность на торфяном бензине № 1 лежит выше на 0,2—1,8 л. с., чем на эксплуатационном бензине. Поскольку работа двигателя обычно происходит именно на этой части регулировочной кривой, увеличение мощности при работе на торфяном бензине № 1 следует признать положительным ка-

После снятия регулировочных кривых был произведен подбор нормальной регулировки двигателя, которая показана на рис. 2, 3 и 4 стрелками.

На рис. 6 представлены внешние характеристики, полученные при работе двигателя на полном дросселе. Из кривых

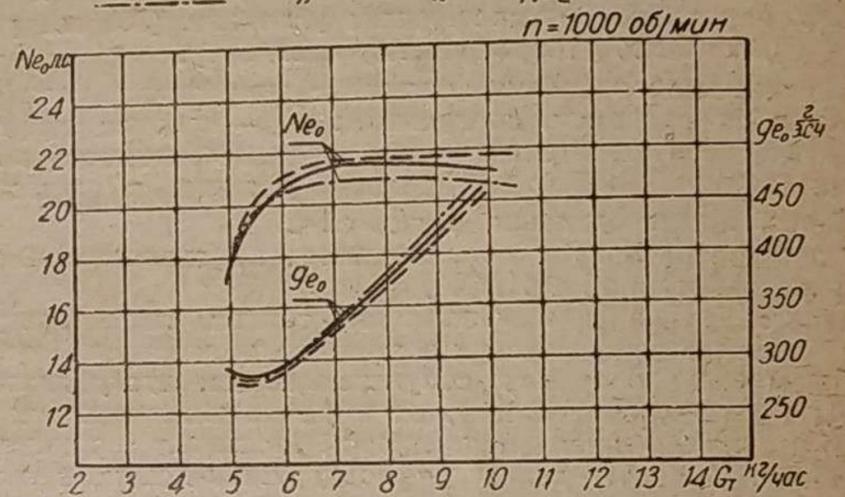
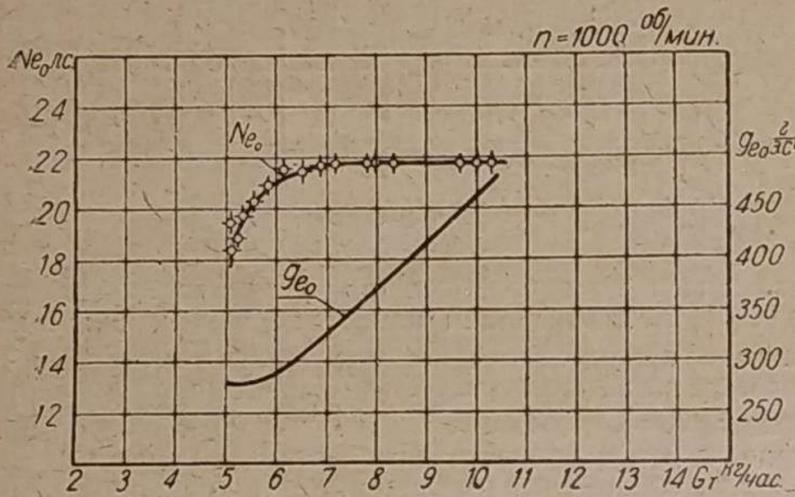
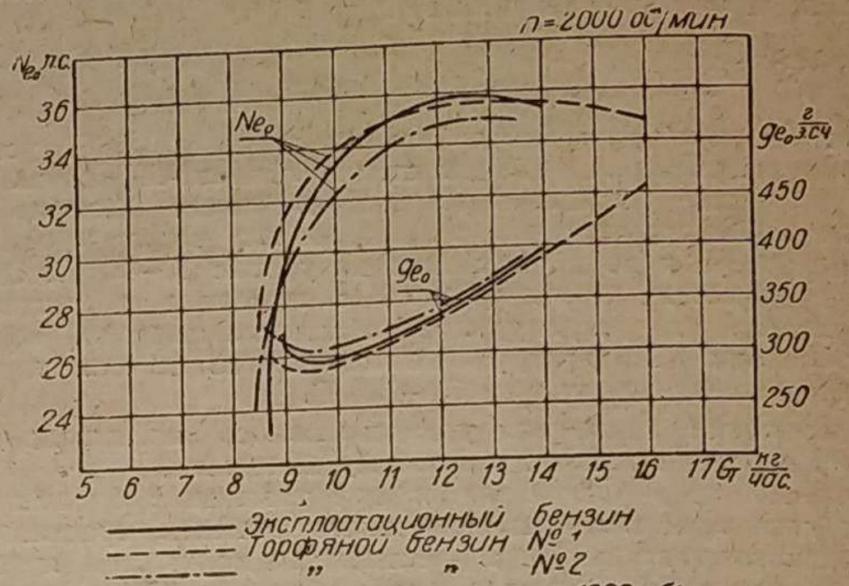
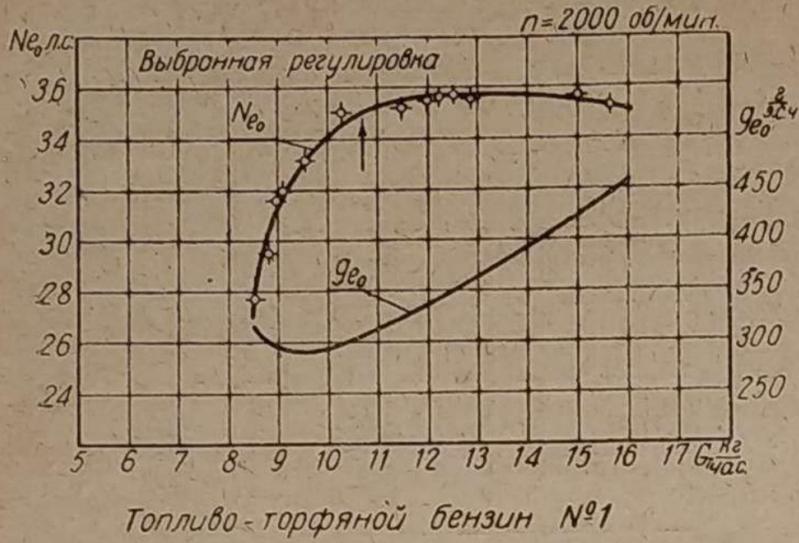


Рис. 3

Рис. 5

чеством этого топлива. Удельные расходы топлива соответствующим образом лежат ниже, чем на эксплуатационном бензине, и экономия получается в пределах 7—10 г/э. с. ч. (2,5%). При работе на торфяном бензине № 2 мощность двигателя резко снижается и удельный расход топлива соответственно возрастает.

видно, что при работе на торфяном бензине № 1 мощность двигателя (N_e) получается такая же, как и на эксплуатационном бензине; в то же время часовой расход топлива на 0,3—0,25 кг/час ниже. Это объясняется тем, что регулировка карбюратора при работе на торфяном бензине № 1 может быть выбрана с меньшим часовым расходом топлива, чем для

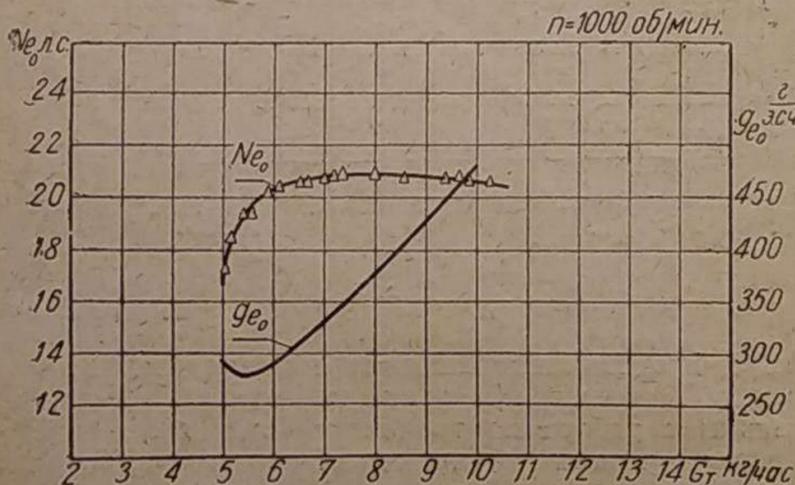
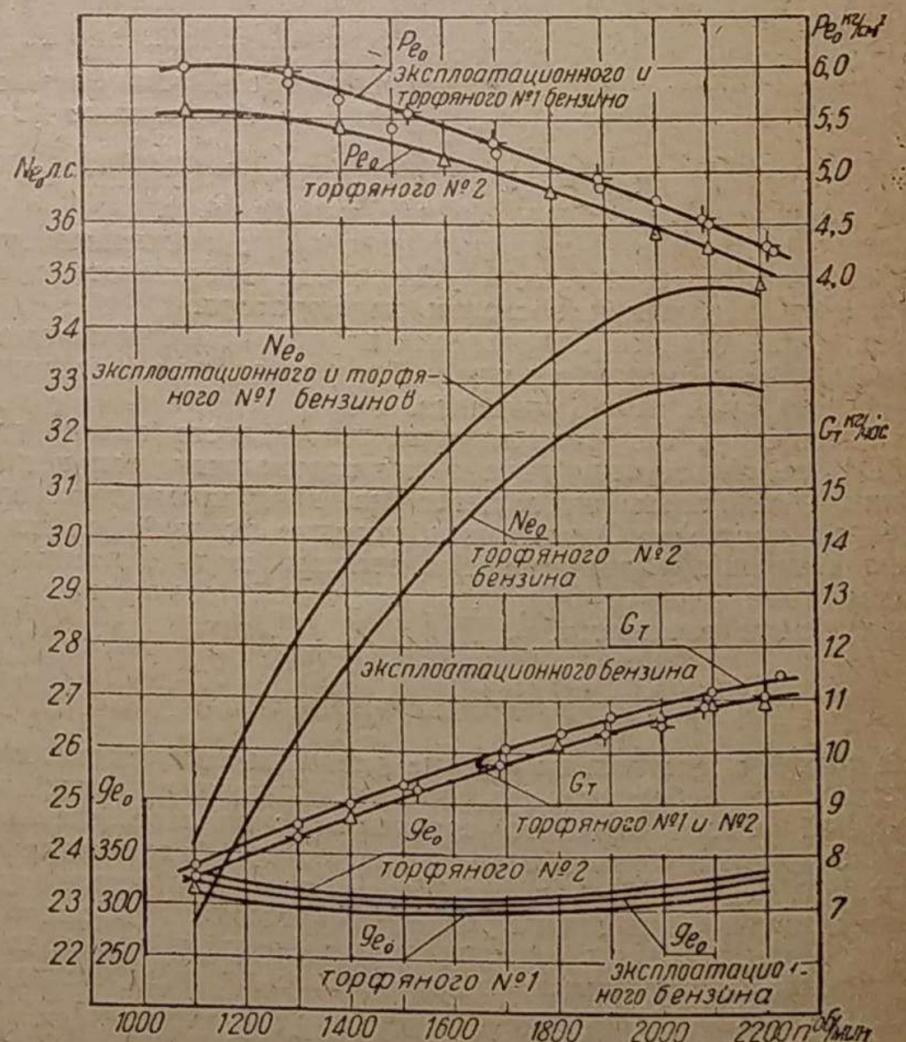
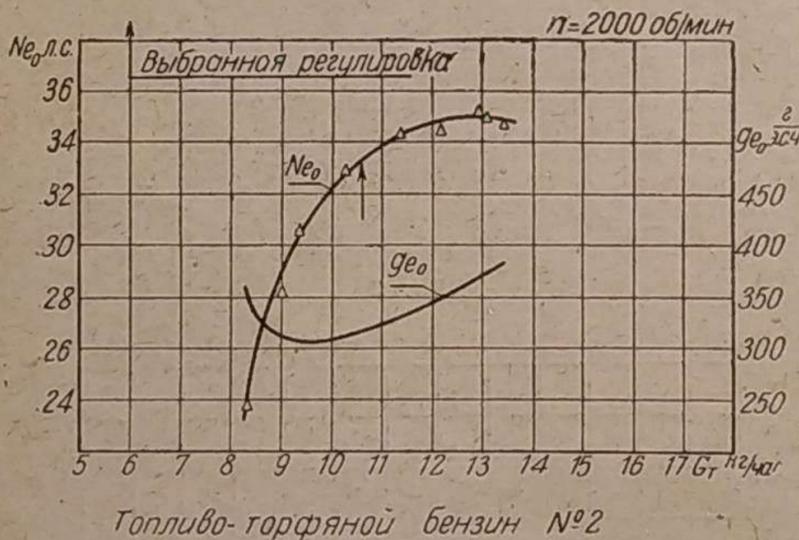


Рис. 4

Рис. 6

эксплуатационного бензина, с сохранением той же мощности. Торфяной бензин № 2, как и следовало ожидать, показал мощность ниже на 1,6—1,8 л. с. (4—5%) при соответствующем повышении удельного расхода.

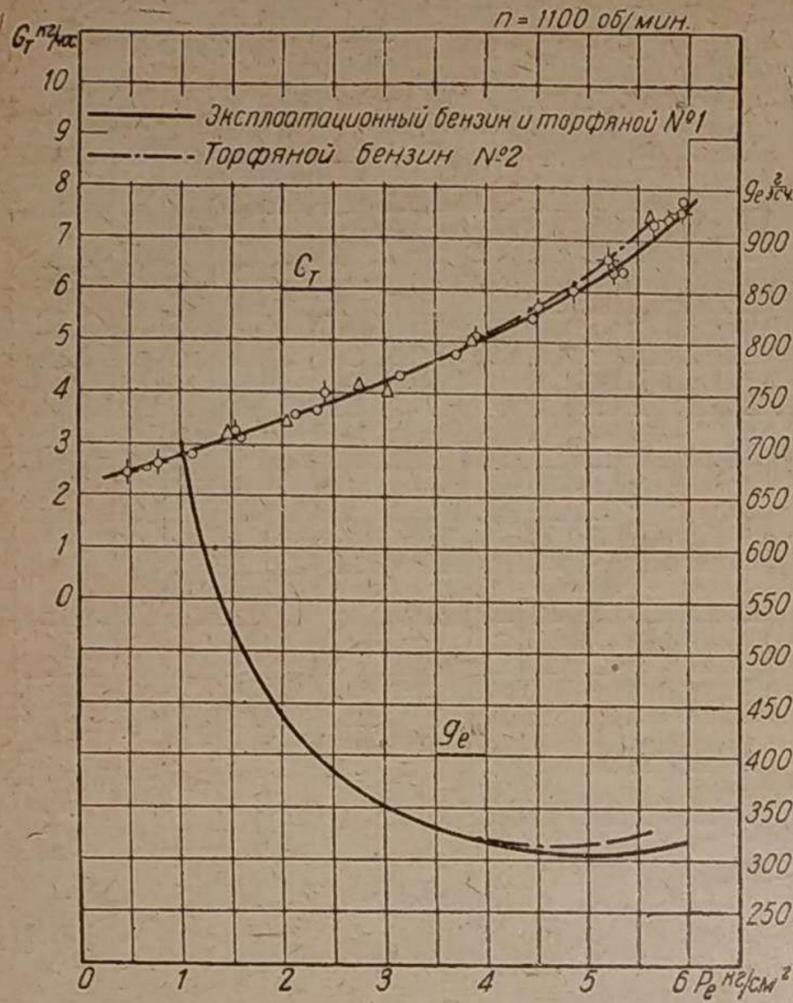


Рис. 7

На рис. 7, 8 и 9 представлены дроссельные характеристики, снятые при $n = 1100, 1600$ и 2000 об/мин. Из этих характеристик видно, что торфяные бензины дают некоторое увеличение удельного расхода топлива по сравнению с эксплуатационным бензином, что объясняется различными характеристиками истечения топлив из жиклеров.

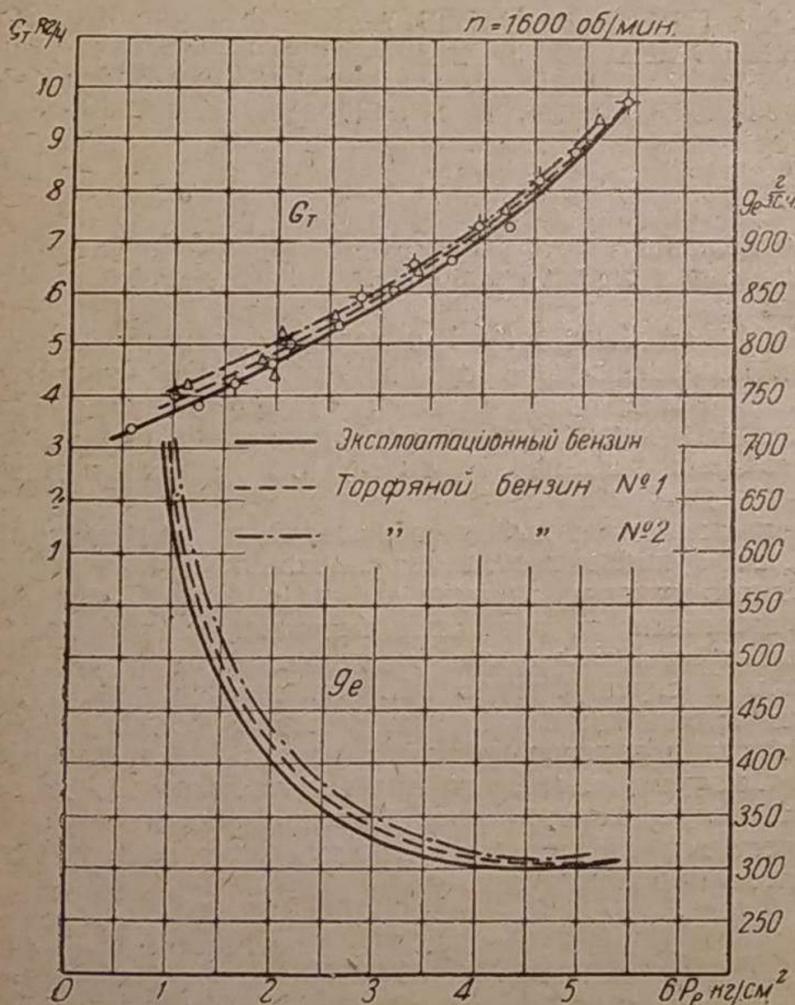


Рис. 8

Для торфяного бензина № 1 это увеличение удельного расхода топлива весьма незначительно и не имеет актуального практического значения.

Торфяной бензин № 2 по своим антидетонационным свойствам практически не отличается от эксплуатационного бензина.

Одним из наиболее важных моментов при сравнительной оценке топлива являются их антидетонационные свойства. При испытании в качестве переменного фактора для оценки детонационных свойств был принят угол опережения зажигания.

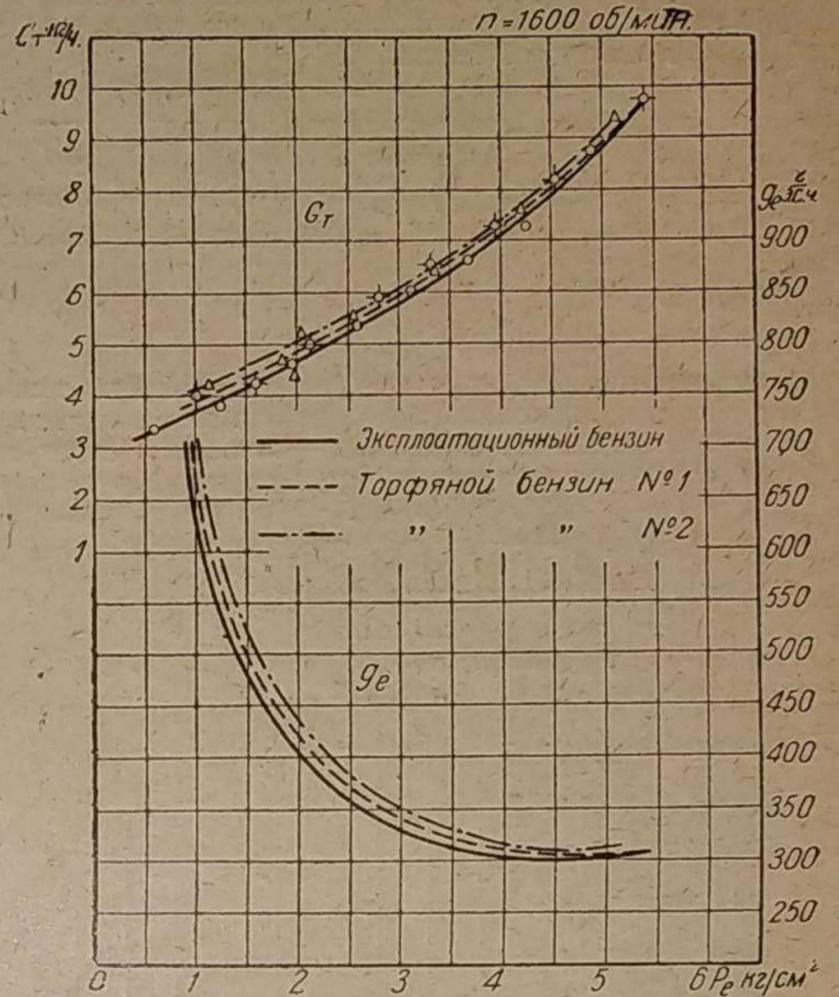


Рис. 9

Все испытания были проведены на полном дросселе и выбранной для данного топлива регулировке карбюратора. Результаты опытов, представленные на рис. 10, показывают, что наиболее выгодный угол зажигания у торфяного бензина № 1 лежит ниже, чем у эксплуатационного бензина. Соответственно детонация двигателя на нем появляется позднее (при

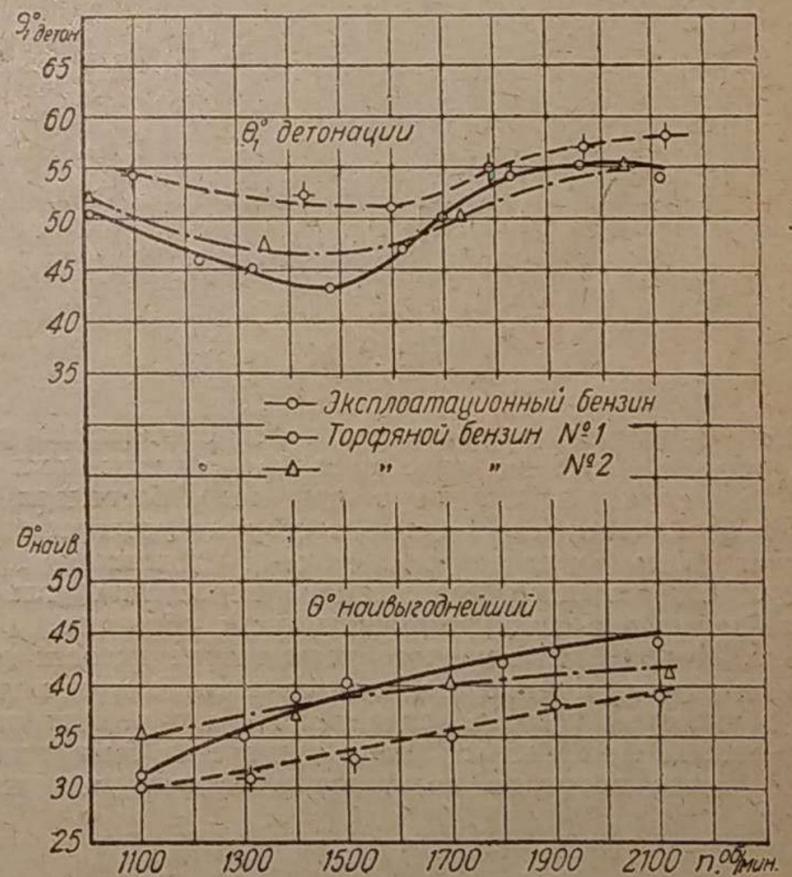


Рис. 10

больших углах опережения зажигания). Это явление следует отнести к положительным качествам торфяного бензина № 1, дающим возможность повысить степень сжатия в двигателе, тем самым улучшив его экономичность. Торфяной бензин № 2 по своим антидетонационным свойствам практически не отличается от эксплуатационного бензина.

Одновременно была произведена оценка антидетонационных свойств топлив на установке «Вокеша», которая полностью подтвердила результаты, полученные при испытании на двигателе ГАЗ. Из табл. 1 видно, что октановое число, характеризующее антидетонационные свойства топлива, у торфяного бензина № 1 выше, чем у эксплуатационного бензина. Торфяной бензин № 2 имеет октановое число такое же, как и эксплуатационный бензин.

Таблица 1

	Эксплуатационный бензин	Торфяной бензин № 1	Торфяной бензин № 2
Октановое число	63,0	70,5	63,0

Характер полученных кривых (рис. 10) объясняется тем, что испытание производилось на двигателе, имевшем значительный износ цилиндров (кольца — новые). В связи с этим детонации предшествовал глухой стук поршней в цилиндрах.

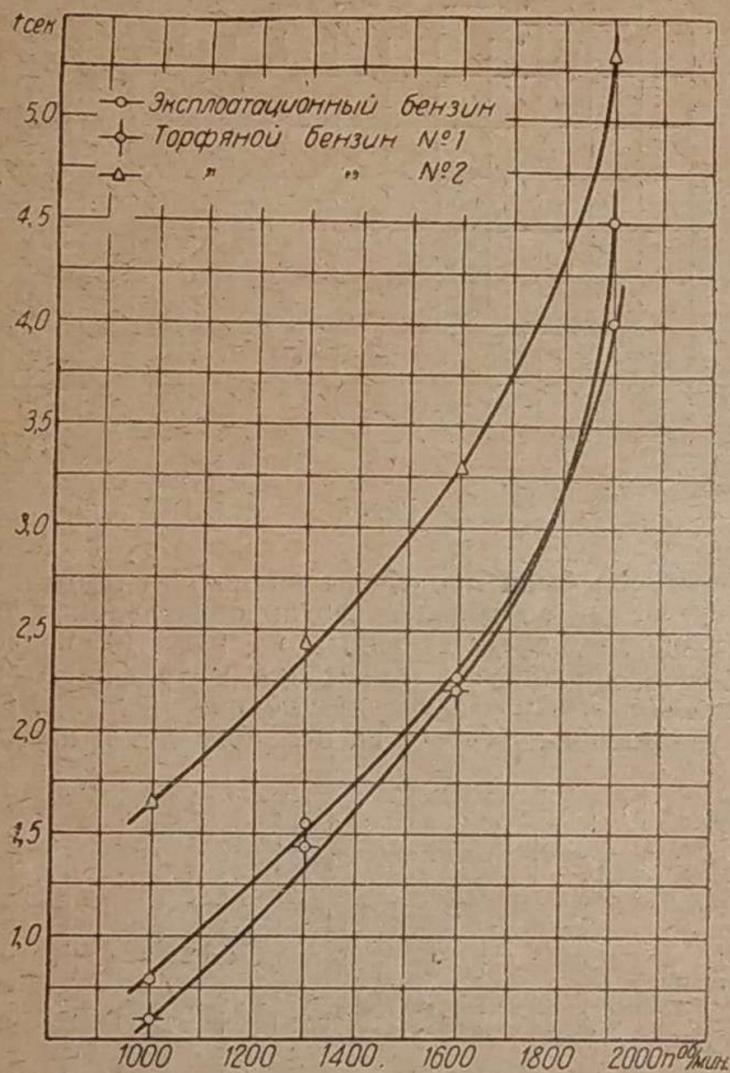


Рис. 11

На малых оборотах двигателя это явление заставило увеличивать угол опережения зажигания до момента появления отчетливого звука детонации в двигателе, благодаря чему кривая в этой части имеет изгиб в сторону увеличения угла зажигания. При нормальном состоянии двигателя кривая должна иметь характер постепенного нарастания угла опережения зажигания при увеличении числа оборотов.

На рис. 11 приведены характеристики приемистости двигателя. Под приемистостью подразумевается быстрота достижения двигателем режима, задаваемого ему резким открытием дросселя. Приемистость характеризуется быстротой нарастания числа оборотов по времени. Кривые показывают,

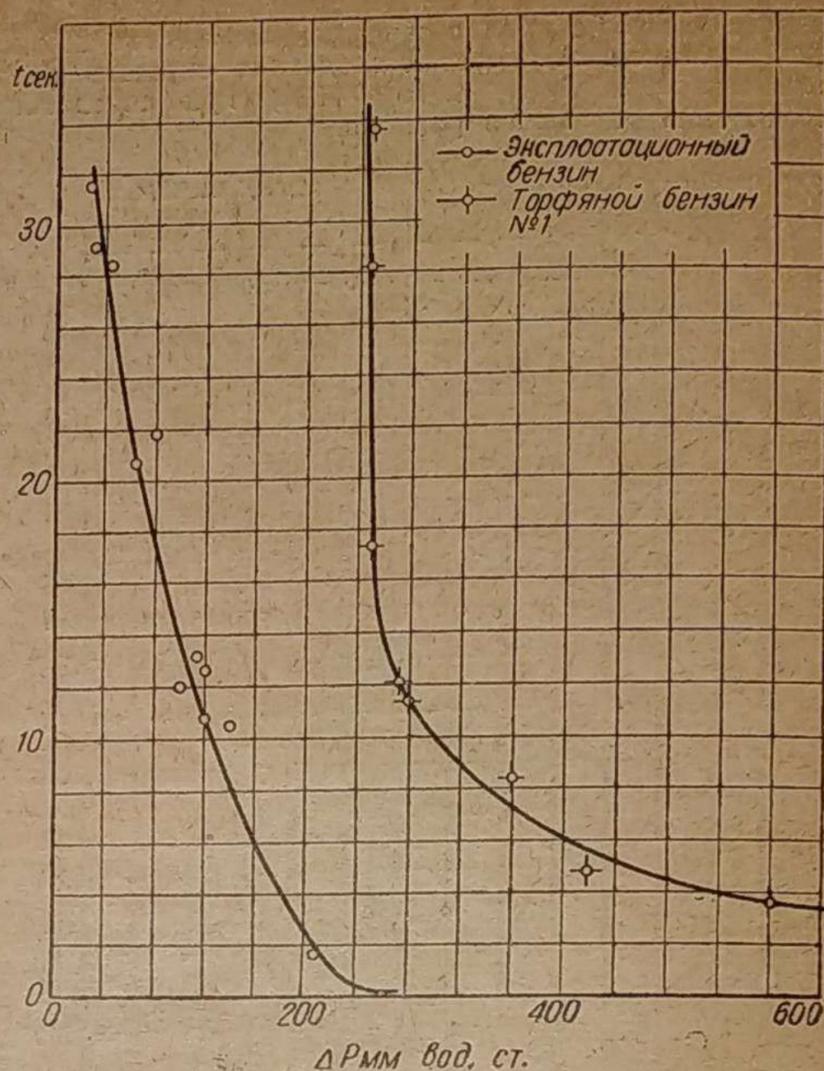


Рис. 12

что характеристика приемистости двигателя при работе на торфяном бензине № 1 не отличается от характеристики на эксплуатационном бензине. Торфяной бензин № 2 дал значительно худшие показатели.

Испытание двигателя на запуск производилось по методике, изложенной в разделе «Условия испытаний». На рис. 12 представлены кривые, полученные в результате этих опытов. Из кривых видно, что пусковые способности торфяного бензина № 1 гораздо ниже, чем у эксплуатационного бензина. Это явление находит подтверждение в кривых разгонки, представленных на рис. 1. Из них видно, что у торфяных недостаточно пусковых, т. е. наиболее, легких фракций.

Выводы

На основании результатов испытаний торфяных бензинов сравнительно с эксплуатационным можно сделать следующие выводы:

1. Торфяной бензин № 1 обладает рядом положительных свойств по сравнению с эксплуатационным бензином: а) пониженная температура кипения, б) повышенное октановое число, в) повышенная мощность двигателя при работе на более бедной регулировке смеси, что дает экономию топлива.

2. Если оставить в стороне неисследованное в данном испытании, по причине весьма ограниченного количества представленного топлива, влияние его на смазку и коррозию деталей двигателя, то торфяные бензины могут быть с успехом использованы наравне с существующим стандартным бензином II сорта. Однако обязательным условием является добавка к ним некоторого количества (10—12%) бензина I сорта для доведения пусковых качеств до требуемых пределов. Следует указать, что при массовом производстве технология получения торфяных бензинов значительно улучшит их качества и сделает эти бензины равноценными бензинам нефтяного происхождения.

Повышение мощности быстроходных двигателей, работающих на светильном газе

Инж. В. М. ВОЛОДИН

Обычно работа автомобильного двигателя на светильном газе протекает следующим образом: в легкие и прочные баллоны, монтированные на автомобиле, нагнетается светильный газ, сжатый до 200—250 ат; этот газ пропускается через редуктор, снижающий давление газа почти до одной атмосферы, и затем поступает в двигатель, предварительно перемешиваясь с воздухом.

В отличие от этого способа, испытание в Ленинградском индустриальном институте было проведено следующим образом: в цилиндр двигателя засасывается чистый воздух, а светильный газ с давлением, превышающим давление воздуха в цилиндре, впрыскивается в камеру сгорания во время такта сжатия. Таким образом весовой заряд рабочей смеси возрастает и повышается мощность двигателя пропорционально росту калорийности заряда.

На рис. 1 показана принципиальная диаграмма нормального цикла ОТТО и цикла, несколько измененного на кривой сжатия. Здесь диаграмма $aczb$, показанная пунктиром, относится к нормальному циклу, а диаграмма $a'lk'z'b'$, показанная сплошными линиями, — к измененному циклу. В точке H начинается впрыск сжатого светильного газа, впрыск прекращается в точке K , после чего следует сжатие, и т. д. Угол впрыска α , ограниченный точками $k'H'$, может быть перемещен к одной из мертвых точек; наиболее выгодная величина угла должна быть определена опытным путем.

При постановке эксперимента имелось в виду испытание на светильном и газогенераторных газах. При прочих равных условиях эффект от проверяемого способа работы будет тем большим, чем ниже теплотворная

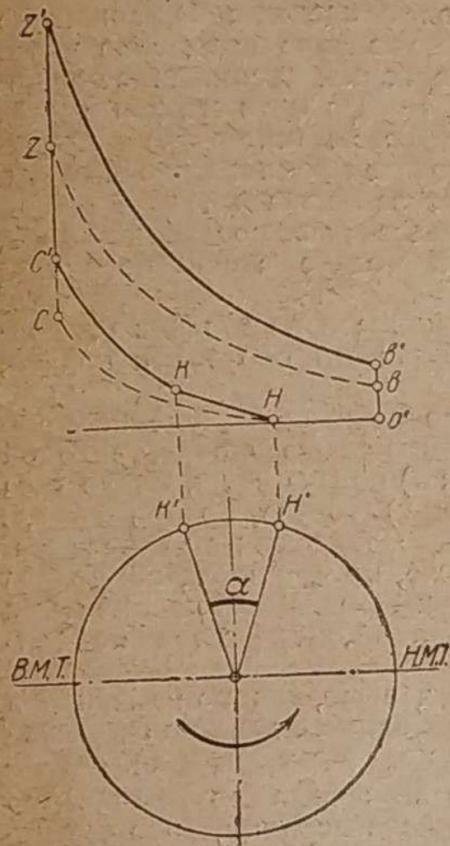


Рис. 1

способность газа-топлива, поэтому решено было отказаться от экспериментирования на газогенераторном газе.

Установка, схема которой дана на рис. 2, состоит из: 1) двигателя Л-3 с различными приспособлениями — смеситель, устройство впрыска и др.; 2) электромагнитного тормоза; 3) компрессора с аппаратурой; 4) осциллографа с усилителем и индикатором.

Опыты производились на одноцилиндровом двигателе Л-3 мощностью в 3 л. с. с диаметром цилиндра 60 мм, ходом

поршня 90 мм, литражем 254 см³, степенью сжатия около 4,8, числом оборотов 2200 об/мин.

Фазы газораспределения:

	Начало	Конец
Впуск	5° за в. м. т.	44° за н. м. т.
Выпуск	39° до н. м. т.	2° до в. м. т.

На валик, приводящий в действие магнето, установлена шайба с выступом. Эта шайба управляет клапаном, через который подается сжатый светильный газ в цилиндр двигателя.

При переделке шестерен, передающих движение от коленчатого вала двигателя к валу магнето, пришлось уменьшить диаметр тарелки толкателя впускного клапана, что ухудшило наполнение двигателя.

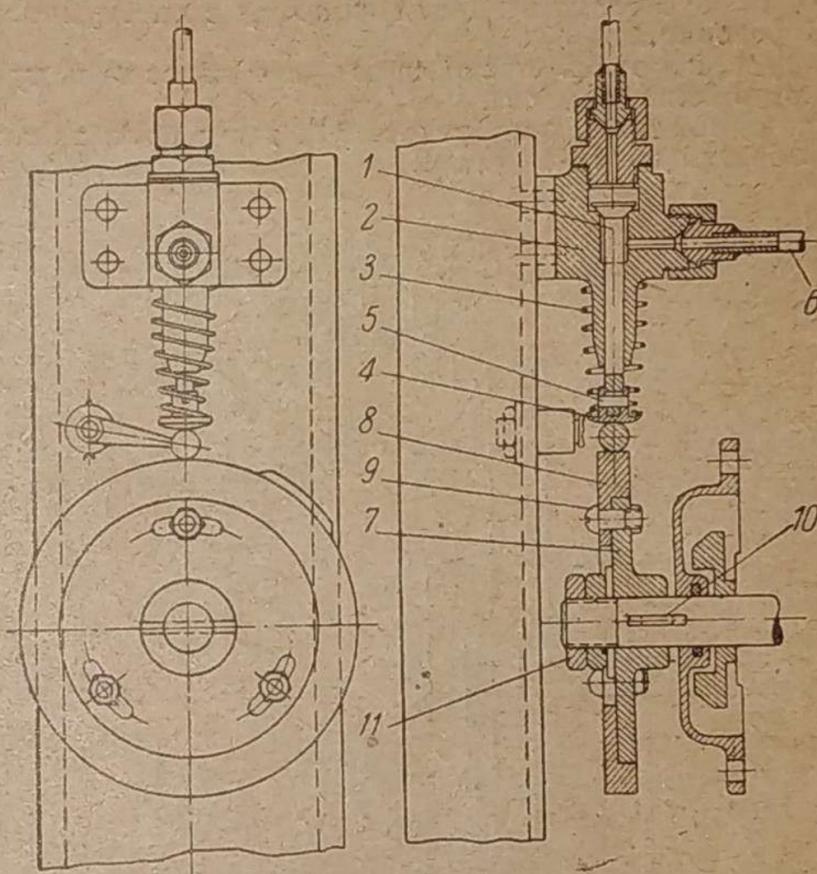


Рис. 3

Уменьшив вдвое число оборотов валика магнето, чтобы получить управление впрыском сжатого светильного газа, мы ухудшили наполнение двигателя и снизили интенсивность запальной искры. Оба фактора сказались на понижении мощности двигателя.

Устройство для впрыска (рис. 3) сжатого светильного газа состоит из клапана, распределительной шайбы и перепускной трубки.

Клапан 1 работает в стальном корпусе 2. Пружина 3 прижимает клапан к седлу посредством опорной тарелки 4 и чеки 5. Сжатый светильный газ подводится к клапану через трубку 6 и отводится в камеру сжатия двигателя в момент подъема клапаночка 1 по трубке 6. Диаметр головки клапаночка — 11 мм.

Впрыск газа производится по трубке, внутренний диаметр которой равен 3,5 мм.

Распределительная шайба состоит из диска 7, насаженного на валик магнето, и кольца 8, которое соединяется с диском 7 тремя болтами. Отверстия для болтов имеют растянутую форму, что позволяет давать кольцу 8 сдвиг относительно диска 7, насаженного на валик магнето и удерживаемого шпонкой 10 и гайками 11.

Для подачи в цилиндр двигателя сжатого светильного газа при различных положениях поршня и различной продолжительности впрыска были приготовлены три сменных кольца с кулачками различной конфигурации (табл. 1).

Градусы отсчитываются от нижней мертвой точки и даны по углу поворота коленчатого вала.

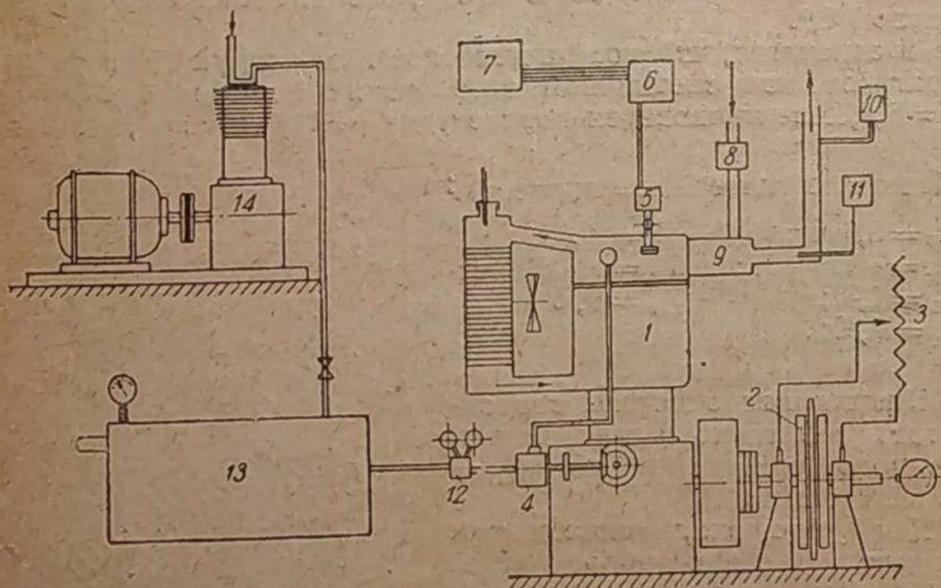


Рис. 2. 1 — двигатель, 2 — электромагнитный тормоз, 3 — реостат, 4 — клапан для впрыска газа, 5 — индикатор, 6 — электронный усилитель, 7 — осциллограф, 8 — карбюратор или смеситель, 9 — всасывающе-выхлопной коллектор, 10 — газоанализатор, 11 — миллиамперметр, 12 — редуктор светильного газа, 13 — баллон со сжатым газом, 14 — компрессор.

Таблица 1

№ кольца	Начало впрыска	Конец впрыска	Продолжительность впрыска
1	45°	75°	30°
2	45°	105°	60°
3	45°	135°	90°

Наличие трех типов колец и возможность регулировки их положения за счет сдвига относительно диска 7 дали широкую возможность экспериментирования для определения влияния момента и продолжительности впрыска на мощность.

Для сжатия светильного газа, вырабатываемого газовым заводом Ленинградского индустриального института, был применен воздушный компрессор треста ГАРО. Этот двухступенчатый поршневый компрессор, имеет максимальное давление сжатия 12 кг/см² и производительность около 18 м³/час (производительность приведена к нормальным условиям).

Для регулирования давления светильного газа, поступающего из баллона компрессора в цилиндр двигателя, поставлен кислородный редуктор двойного редуцирования, применяемый при газовой сварке. Торможение производилось специальным электромагнитным тормозом, сконструированным в лаборатории.

Следует отметить прекрасную устойчивость и чувствительность этого тормоза.

Принципиальная схема устройства для работы на светильном газе приведена на рис. 4.

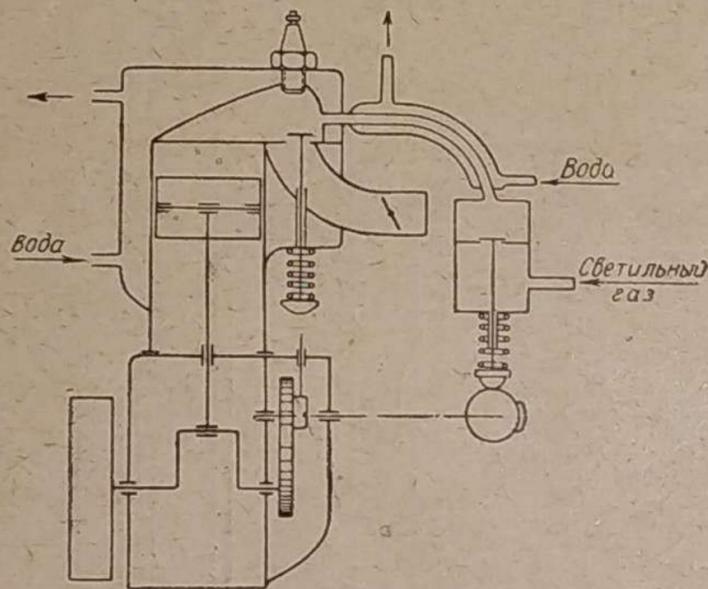


Рис. 4

Для регистрации процессов, протекающих в двигателе, применен шлейфный осциллограф завода «Электроприбор» и емкостный индикатор лаборатории электроизмерительной техники ЛИИ.

Емкостный метод измерения давления использует изменение величины силы тока в электрическом контуре за счет изменения емкости конденсатора под влиянием измеряемого давления.

Изменение силы тока, пропорциональное переменному давлению газов в цилиндре двигателя, записывалось осциллографом.

Необходимо отметить, что так как в данном индикаторе используются наибольшие прогибы мембраны и, следовательно, малые изменения между электродного зазора, то на индикаторе в сильной степени отражаются колебания температуры.

Для поддержания постоянной температуры при индицировании и при тарировке индикатор охлаждался проточной водой, причем запись осциллограмм и снятие тарировочной кривой производились при установившемся тепловом режиме.

Качественное регулирование рабочей смеси при переменных режимах двигателя мыслимо при наличии специального редуктора-смесителя.

При проведении опыта необходимый состав рабочей смеси подбирался посредством регулировки клапанов.

На совершенство перемешивания светильного газа с воздухом обращалось особое внимание.

Задавшись целью — при минимальных конструктивных изменениях двигателя снять повышенную мощность, мы не вводили специальных распылителей струи сжатого светильного газа, а обеспечили хорошее перемешивание за счет изменения давления впрыска светильного газа, а также за счет

изменения момента и длительности подачи газа в цилиндр двигателя.

Внешние характеристики были сняты для двигателей, работавших:

1. На бензине с $\epsilon = 4,8$, без изменения числа оборотов якоря магнето и без шлифовки тарелки толкателя.
2. На бензине с $\epsilon = 4,8$, после переделки двигателя.
3. На бензине с $\epsilon = 3,9$, после монтажа клапана впрыска и емкостного индикатора — приемника осциллографа.
4. На светильном газе с $\epsilon = 4,8$, после переделок.
5. На светильном газе с $\epsilon = 3,9$.
6. На светильном газе с $\epsilon = 3,9$, при подаче газа впрыском: а) с различными давлениями подачи; б) при различных моментах начала и длительности впрыска.

Результаты анализов светильного газа, сделанных в различное время суток и в различные дни, приведены ниже.

При всех замерах мощности давалось для светильного газа оптимальное α , устанавливался тепловой режим. Анализ выхлопных газов производился при работе с подачей газа впрыском.

Регулировка карбюратора оставлена заводская. Таким образом мы получим возможность оценить: 1) снижение мощности двигателя при работе на бензине вследствие ухудшения условий зажигания и наводнения; 2) снижение мощности с переходом от $\epsilon = 4,8$ к $\epsilon = 3,9$; 3) то же для случая светильного газа, при подаче всасыванием; 4) приращение мощности при $\epsilon = 3,9$, с подачей рабочей смеси всасыванием и с подачей светильного газа впрыском.

Наибольший интерес для нас представляет последний пункт, т. е. повышение мощности при подаче светильного газа впрыском.

Для ряда точек, при замере мощности на различных топливах, с различными ϵ и разнообразными способами подачи, снимались осциллограммы.

Для ориентировочной оценки возможных изменений мощности экспериментальным замерам предшествовал тепловой расчет для следующих вариантов: 1) подача светильного газа впрыском при $\epsilon = 3,9$ и $\alpha = 1,0$; 2) то же, но при $\alpha = 1,4$; 3) подача рабочей смеси (воздух — светильный газ) всасыванием при $\epsilon = 4,8$ и $\alpha = 1,0$; 4) то же, но при $\alpha = 1,4$; 5) подача рабочей смеси (воздух — светильный газ) всасыванием при $\epsilon = 3,9$ и $\alpha = 1,0$; 6) то же, но при $\alpha = 1,4$; 7) работа на бензине с $\epsilon = 4,8$ и $\epsilon = 3,9$.

Желая получить относительные данные, мы не изыскивали точных исходных параметров, необходимых для производства расчета, а принимали, например: p_a ; η_v ; T_r ; n_1 ; n_2 и др. ориентировочно, что, если и исказило конечные результаты, то все же дало представление о порядке величин, которые могут быть получены из эксперимента.

Исходя из анализа светильного газа производства газового завода ЛИИ, принимаем состав газа:

$H_2 = 47,8\%$	$CO_2 = 2,0\%$
$CH_4 = 35,0\%$	$O_2 = 0,6\%$
$CO = 9,3\%$	$N_2 = 1,1\%$
$C_n H_m = 4,2\%$	

Расчет ведем для $\epsilon = 4,8$ и $\epsilon = 3,9$, потому что испытуемый двигатель Л-3 имеет степень сжатия 4,8, а после присоединения к камере сжатия дополнительных объемов: трубка, подводящая сжатый газ; небольшая камера клапана впрыска и объем емкостного индикатора, степень сжатия оказалась равной 3,9.

Предполагая, что коэффициент избытка воздуха при работе двигателя на светильном газе лежит в пределах $\alpha = 1,0$ и $\alpha = 1,4$, был произведен подсчет для $\alpha = 1,0$ и $\alpha = 1,4$.

Исходные расчетные параметры:

$p_a = 0,9$ ат;	$\xi = 0,85$
$T_r = 700^\circ$ абс.;	$T_0 = 290^\circ$ абс.;
$n_1 = 1,31$;	$\eta_v = 0,8$.
$n_2 = 1,30$;	

Низшая теплотворная способность светильного газа приведенного состава равна $Q_u = 5090$ кал/м³.

Для упрощения расчета при подаче светильного газа впрыском предположим, что впрыск газа производится мгновенно в нижней мертвой точке, совпадающей с окончанием такта всасывания (в данном случае всасывания воздуха).

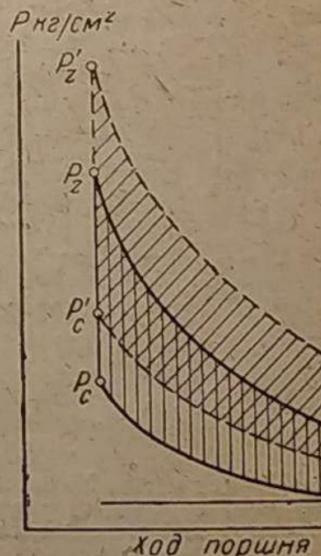


Рис. 5

На рис 5. представлена диаграмма цикла с мгновенным впрыском: здесь в точке p_a заканчивается всасывание, давление газа в цилиндре поднимается до p_a за счет впрыснутого светильного газа, затем процесс идет по пунктирным линиям $p'_a p'_c p'_s p'_b$. Сплошные линии показывают течение процесса при нормальном всасывании рабочей смеси.

Определим, на сколько процентов увеличится количество воздуха, засасываемого в цилиндр, при впрыске топлива для $\alpha = 1,0$ и $\alpha = 1,4$.

Принимая рабочий объем цилиндра за 100%, найдем долю объема, приходящуюся на светильный газ:

$$\text{для } \alpha = 1,0 \quad \frac{v_{см} - v_{возд}}{v_{см}} = \frac{(5,27 + 1) - 5,27}{5,27 + 1} = 0,16, \text{ или } 16\%,$$

$$\text{для } \alpha = 1,4 \quad \frac{(7,38 + 1) - 7,38}{7,38 + 1} = 0,12, \text{ или } 12\%,$$

где 5,27 — число кг/мол воздуха, приходящееся на одну кг/мол светильного газа для $\alpha = 1,0$;

7,38 — то же для $\alpha = 1,4$;

$v_{см}$ — объем рабочей смеси в кг/мол;

$v_{возд}$ — объем воздуха в кг/мол.

Таким образом количество воздуха, попадающего в цилиндр при измененном способе работы, увеличится на 16% для $\alpha = 1,0$ и на 12% для $\alpha = 1,4$.

Как было отмечено, в прямой пропорции с увеличением воздуха возрастет и подача светильного газа, а в конечном итоге и мощность двигателя.

Принимаем давление газов в цилиндре (воздух в смеси с отработанными газами) в конце такта всасывания равным $p_a = 0,9$ кг/см², температуру этого газа для той же точки $T_a = 325^\circ$ абс. и температуру подаваемого в цилиндр сжатого светильного газа равной $T_2 = 300^\circ$ абс.

Принимая, что все газы, составляющие светильный газ, двуатомные, получим давление рабочей смеси:

для $\alpha = 1,0$

$$V p_{см} = V p_{возд} + 0,16 V p_{газ}$$

или

$$p_{см} = p_{возд} + 0,16 p_{газ} = 1,044 \text{ кг/см}^2$$

$$\text{и для } \alpha = 1,4 \quad p_{см} = 1,008 \text{ кг/см}^2.$$

Без ущерба для точности подсчета температуру рабочей смеси для обоих случаев можно принять равной $T_a = 325^\circ$ абс.

В результате тепловых расчетов двигателя, которые в данной статье не приведены, получили средние индикаторные давления p_i равными: 1) для работы на светильном газе всасыванием рабочей смеси при $\epsilon = 4,8$ и $\alpha = 1,0$ $p_{i_1} = 8,3$ кг/см²; 2) то же, но для $\alpha = 1,4$ $p_{i_2} = 6,8$ кг/см²; 3) то же, но для $\epsilon = 3,9$ и $\alpha = 1,0$ $p_{i_3} = 3,9$ кг/см²; 4) то же, но для $\alpha = 1,4$ $p_{i_4} = 2,8$ кг/см²; 5) При подаче светильного газа впрыском для $\epsilon = 3,9$ и $\alpha = 1,0$ $p_{i_5} = 4,45$ кг/см²; 6) то же, но для $\alpha = 1,4$ $p_{i_6} = 3,44$ кг/см².

Оценив механический к. п. д. для работы на светильном газе при нормальном всасывании с $\epsilon = 4,8$, $\eta_m = 0,73$, то же, но для $\epsilon = 3,9$, $\eta_m = 0,75$ и для случая работы впрыском $\eta_m = 0,7$, получим средние эффективные давления:

$$\begin{array}{ll} p_{e_1} = 6,05 \text{ кг/см}^2 & p_{e_4} = 2,10 \text{ кг/см}^2 \\ p_{e_2} = 4,95 \text{ »} & p_{e_5} = 3,10 \text{ »} \\ p_{e_3} = 2,92 \text{ »} & p_{e_6} = 2,40 \text{ »} \end{array}$$

Пониженный η_m для случая впрыска газа взят из тех соображений, что приходится затрачивать часть энергии на приведение в действие механизма распределения сжатого светильного газа.

Поправок на скругление теоретических индикаторных диаграмм мы не вводили, так как одинаковая величина поправок, скажем, равная 0,85, не изменит соотношения p_e , а значит и соотношения эффективных мощностей.

Сравним эффективные давления, полученные для $\epsilon = 3,9$ при нормальном всасывании рабочей смеси и при впрыске светильного газа:

Характер подачи	$\alpha = 1,0$	$\alpha = 1,4$
Впрыск светильного газа	3,1 кг/см ²	2,4 кг/см ²
Норм. всас. рабочей смеси	2,92 »	2,1 »

Имеем увеличение среднего эффективного давления при подаче светильного газа впрыском:

$$\text{для } \alpha = 1,0 \quad \frac{3,1 - 2,92}{2,92} \times 100 = 6,2\%,$$

$$\text{для } \alpha = 1,4 \quad \frac{2,4 - 2,1}{2,1} \times 100 = 14,3\%.$$

Таким образом ожидаемый прирост мощности двигателя должен лежать в пределах от 6 до 14% мощности, развиваемой двигателем на светильном газе с всасыванием рабочей смеси.

Двигатель Л-3 тормозился электромагнитным тормозом с плечом, равным $l = 0,52$ м. Эффективная мощность подсчитывалась по формуле

$$N_e = 0,000725 \cdot p \cdot n$$

и приводилась к нормальным условиям.

Светильный газ, необходимый для испытания двигателя, поступал в смеситель двигателя непосредственно из магистрали и характеризуется табл. 2.

Таблица 2

№ п/п.	CO ₂	C _n H _m	O ₂	CO	CH ₄	H ₂	N ₂ *
1	1,8	3,8	0,7	7,3	—	—	—
2	2,5	4,0	1,3	7,6	35,6	47,2	1,8
3	2,4	4,3	0,9	7,5	35,0	47,9	1,9
4	2,6	3,9	1,1	7,7	34,3	48,1	2,3
5	2,5	3,8	1,0	7,4	34,6	48,2	2,5
6	2,3	4,1	1,3	7,2	35,65	47,3	2,15
7	4,2	4,1	1,4	9,5	33,4	46,2	1,2
8	4,1	4,5	1,2	9,8	33,5	46,0	1,4
9	3,8	4,2	1,6	8,1	34,8	46,5	1,0
10	2,8	4,4	0,8	8,0	35,1	48,0	0,9

Содержание компонентов дано в процентах объема.

На рис. 6, 7, 8 даны внешние характеристики двигателя Л-3: рис. 6 N_e на бензине при $\epsilon = 4,8$ без переделок двигателя, с $\epsilon = 4,8$, но с наличием переделок при $\epsilon = 3,9$;

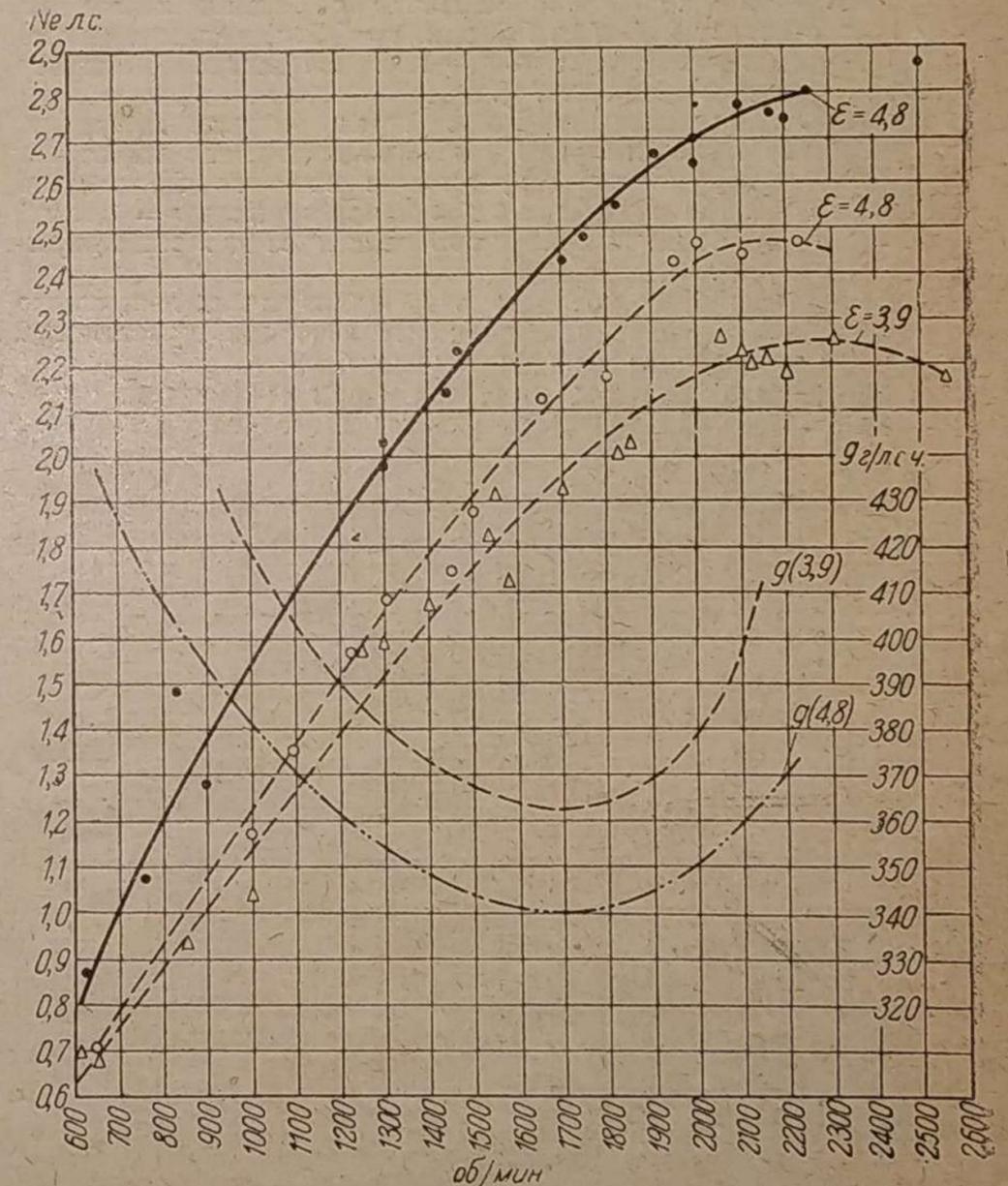


Рис. 6

Рис. 7 N_e на светильном газе, с подачей рабочей смеси всасыванием при $\epsilon = 4,8$ и $\epsilon = 3,9$;

* Азот определялся по разности.

Рис. 8 N_e на светильном газе, подаваемом впрыском для давления впрыска $p = 8 \text{ кг/см}^2$ и $p = 5 \text{ кг/см}^2$.

Двигатель, работающий на бензине, развивает $N_e = 2,8 - 2,9 \text{ л. с.}$, при $n = 2300 \text{ об/мин.}$ При испытании двигателя с переделками $N_e = 2,47 \text{ л. с.}$, при $n = 2150 \text{ об/мин.}$ и, наконец, двигатель с переделками и степенью сжатия, уменьшенной с $\epsilon = 4,8$ до $\epsilon = 3,9$, развил $N_e = 2,25 \text{ л. с.}$, при $n = 2200 \text{ об/мин.}$

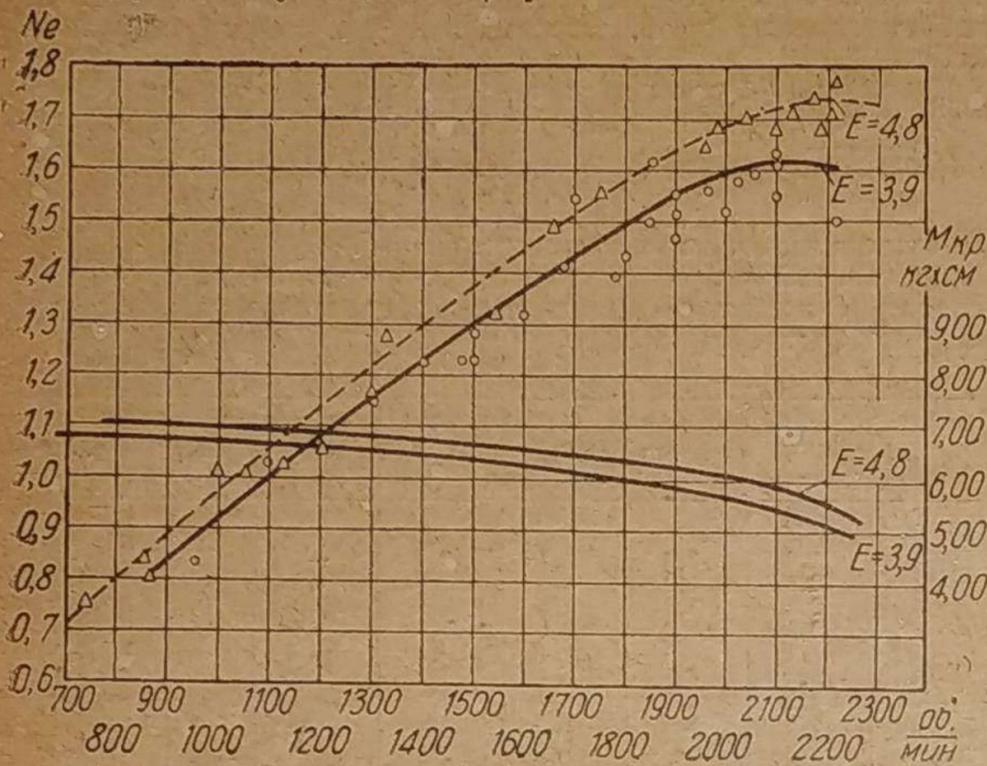


Рис. 7

Двигатель работающий на светильном газе, всасывая рабочую смесь при $\epsilon = 4,8$, развивает $N_e = 1,73 \text{ л. с.}$ при $n = 2200 \text{ об/мин.}$, а при $\epsilon = 3,9$ $N_e = 1,61 \text{ л. с.}$ при $n = 2150 \text{ об/мин.}$

Снижение мощности при переходе с бензина на газ для $\epsilon = 4,8$ составляет 25,5 и 28,5% для $\epsilon = 3,9$ и, наконец, снижение N_e при работе на светильном газе вследствие понижения степени сжатия составляет 7%.

На рис. 8 приведены внешние характеристики двигателя, работающего на светильном газе при подаче его впрыском. Двигатель, как упоминалось, имел в этом случае степень сжатия $\epsilon = 3,9$, газ подавался с давлением впрыска $p = 5 \text{ кг/см}^2$ и $p = 8 \text{ кг/см}^2$. Верхняя кривая соответствует давлению впрыска $p = 8 \text{ кг/см}^2$.

Три типа шайб, о которых речь шла в начале настоящего отчета, дали практически одинаковые значения эффективной мощности для данного давления впрыска.

Такой же результат был получен и при давлении впрыска, равном 8 кг/см^2 . Но двигатель работал несколько устойчивее,

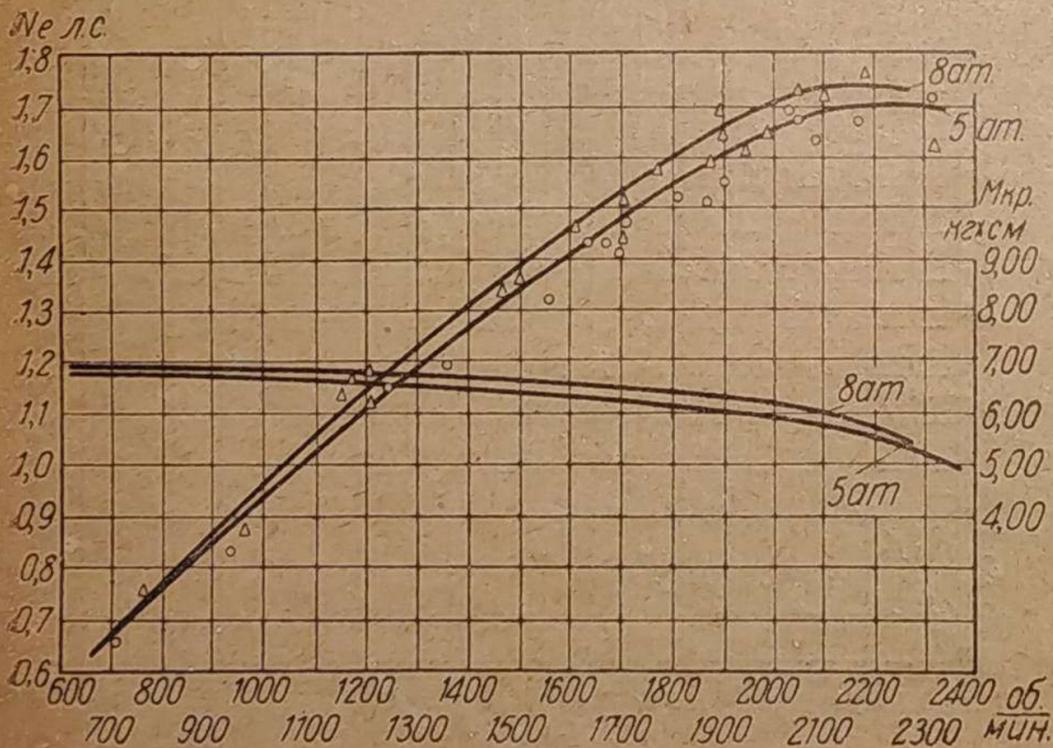


Рис. 8

когда применили шайбу с наибольшей длительностью впрыска газа. Изменение начала и конца впрыска, достигавшееся перемещением шайб, не показало влияния на мощность двигателя. Точками, ограничивающими начало и конец впрыска, явились: 1) конец всасывания и 2) момент подачи запальной искры.

Подавая светильный газ в цилиндр двигателя при давлении впрыска равном $p = 5 \text{ кг/см}^2$, наблюдали выхлопы горящего газа в патрубок, через который подводился к двигателю воздух. Повидимому, это явление обуславливалось обеднением рабочей смеси, когда впрыск сдвинулся почти вплотную к точке подачи запальной искры; в этом случае светильный газ поступает в цилиндр с незначительной скоростью вследствие выравнивания давления впрыскиваемого светильного газа и сжимаемого в цилиндре двигателя воздуха.

Длительность впрыска заметного влияния на N_e не оказала, но сравнительно устойчивая работа — двигатель хорошо держал нагрузку и обороты — получена при шайбе № 3.

Максимальная мощность при впрыске газа оказалась равной $1,73 \text{ л. с.}$, при $n = 2180 \text{ об/мин.}$ Мощность двигателя при этой степени сжатия, но с подачей рабочей смеси всасыванием была равна $1,61 \text{ л. с.}$

Прирост мощности, полученной за счет применения подачи газа впрыском, составляет 74%.

При подаче газа впрыском, как правило, наблюдался очень дымный выхлоп, тогда как при нормальном всасывании рабочей смеси выхлоп был совершенно бесцветным.

Анализ выхлопных газов, произведенный при работе со впрыском газа, давали содержание кислорода от 2 до 4% (это при дымном выхлопе) и содержание CO около 3%.

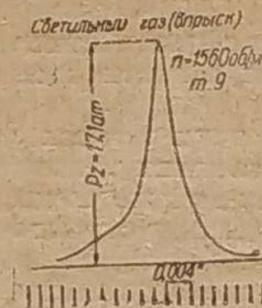


Рис. 9

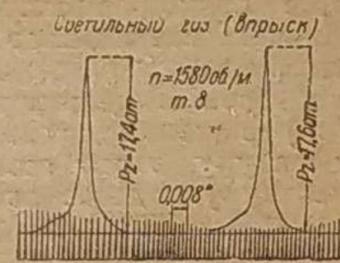


Рис. 10

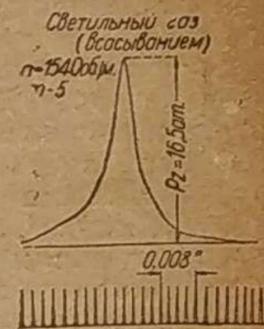


Рис. 11

Из последнего наблюдения следует заключить о плохом использовании топлива и воздуха, что явилось следствием недостаточной однородности рабочей смеси, т. е. скверного перемешивания светильного газа с воздухом.

На рис. 9, 10 и 11 представлены осциллограммы, снятые с двигателя Л-3.

На осциллограммах нанесена при помощи особого устройства — синусоида времени: расстояние между соседними гребнями синусоиды соответствуют 0,002 секунды.

Две осциллограммы пересчитаны нами в координаты 12 и 13 «давление — объем», эти диаграммы изображены на рис. 12 и 13.

Из осциллограмм видно, что давление вспышки p_2 возрастает при подаче впрыском: если при всасывании рабочей смеси максимальное $p_2 = 16,5 \text{ кг/см}^2$, то при впрыске светильного газа $p_2 = 17,1 \text{ кг/см}^2$, на, приблизительно, тех же оборотах коленчатого вала. Нарастание давления, т. е. жесткость работы двигателя, повышается при работе впрыском. Это нарастание характеризуется отношением $\frac{\Delta p}{\Delta \alpha}$, т. е. тангенсом угла наклона линии сгорания.

Выводы

Применение впрыска светильного газа дало повышение эффективной мощности двигателя около 7%.

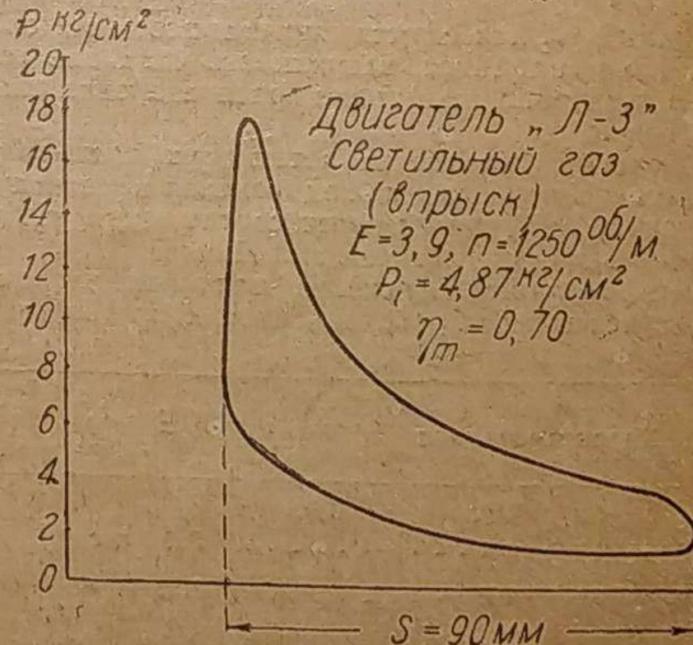


Рис. 12

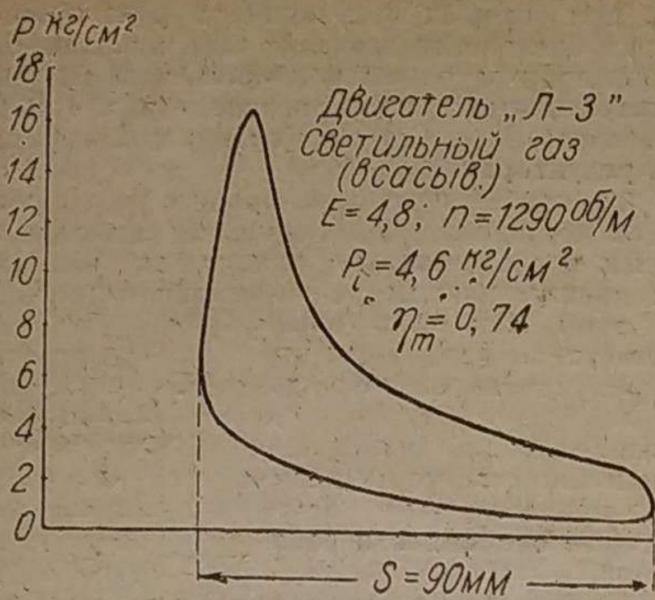


Рис. 13

Малый прирост N_e сравнительно с данными, полученными в результате ориентировочных тепловых расчетов, объясняется неоднородностью рабочей смеси, т. е. плохим перемешиванием светильного газа с воздухом. Это обстоятельство находит свое подтверждение в данных анализа выхлопных газов:

при наличии 2—3% окиси углерода всегда обнаруживали 2—4% кислорода.

Дымный выхлоп и одновременное присутствие CO и O₂ говорят о неполноте сгорания при избытке кислорода, что объясняется неоднородностью рабочей смеси.

Для лучшего перемешивания компонентов рабочей смеси необходимо разработать специальное дозирующее приспособление и выявить такую точку в камере сжатия данного двигателя, в которой сжигаемая рабочая смесь особенно завихрена, что должно способствовать хорошему распылу струи сжатого светильного газа.

Отрицательно повлияло на протекание процесса в двигателе то обстоятельство, что дополнительные объемы, уменьшившие степень сжатия (объем трубки, по которой подается светильный газ в цилиндр, объем камеры клапана сжатия и объем камеры емкостного индикатора, — все эти объемы, заключенные в плохо охлаждаемые поверхности, к тому же значительно развитые), несомненно, ухудшили условия работы двигателя.

Можно ожидать, что продолжение эксперимента с двигателем автомобильного типа ГАЗ, ЗИС или М-1 при наличии предварительно разработанного дозирующего устройства, позволяющего легко переходить от одного режима работы двигателя к другому и автоматически поддерживающего необходимые коэффициенты избытка воздуха, даст большой эффект.

Ленинград

Использование газообразных топлив на автотранспорте¹

Инж. М. АЙЗЕРМАН

За последние годы применение газообразных топлив как заменителей бензина в ряде стран развивалось чрезвычайно быстрыми темпами. Это привело к большому разнообразию конструкций газовых автомашин, причем автомашины различаются друг от друга не только конструкцией применяемой аппаратуры, но и основными установочными схемами.

Следует отметить прежде всего различие между схемами автомашин, работающих на сжатом перманентном и на сжиженном газе.

Однако даже для газов, относящихся к одной и той же категории, схемы автомашин могут быть различными, и выбор той или другой схемы влияет на конструкцию автомашины.

Принципиальные схемы машины на сжатом газе

На рис. 1 приведена схема питания двигателя сжатым перманентным газом.

По этой схеме в НАТИ построен грузовик на шасси ГАЗ-АА, успешно эксплуатируемый на московском светильном газе.

Газ находится в баллонах 1, разделенных на 2 секции — переднюю и заднюю. Баллоны каждой секции включены параллельно в секционные коллекторы, снабженные запорными кранами и краном наполнения 6.

Оба коллектора включены параллельно в магистраль высокого давления через тройник.

Таким образом можно по желанию закрыть тот или иной запорный кран, выключить одну секцию и продолжать работать на другой. Наполнить же газом можно либо обе секции сразу либо одну заднюю секцию при выключенной передней секции. Наполнить одну переднюю секцию при выключенной задней по этой схеме нельзя.

Недостаток такого соединения баллонов очевиден: во-первых, в случае разрыва трубки, соединяющей баллоны и коллектор, в результате, например, мелкой аварии автомашины не представляется возможным прекратить выход газа, и, во-вторых, в случае неисправности задней секции нельзя работать на одной передней секции, так как ее нельзя наполнить.

Если главный кран, находящийся в кабине шофера, открыт, то газ из баллонов поступает в фильтр 3, где он очищается от грязи и масла.

Из фильтра газ направляется в редуктор 4.

Назначение редуктора 4 — снизить давление газа до потребной величины и автоматически поддерживать это потребное давление на всех режимах работы автомашины (при всех расходах газа) и при всех возможных изменениях давления в баллонах по мере расхода газа,

При этом в большинстве случаев редуктор, помимо автоматического регулирования давления, должен также выполнять роль автоматического вентиля: он должен прекращать доступ газа к смесителю, как только двигатель заглох или остановлен шофером. Этим устраняется утечка газа и все неприятности (отравление воздуха, пожарная опасность и т. д.), с этой утечкой связанные.

Объединение в одном приборе функции автоматического вентиля и автоматического регулятора давления вынуждает делать редуктор так, чтобы давление поддерживалось ниже атмосферного и чтобы редуктор вступал в работу и начинал пропускать газ лишь при создании этого разрежения.

Таким образом редуктор должен обеспечить герметичное закрытие клапана при отсутствии разрежения (двигатель стоит) и автоматически поддерживать это разрежение в определенных пределах на любых режимах работы машины.

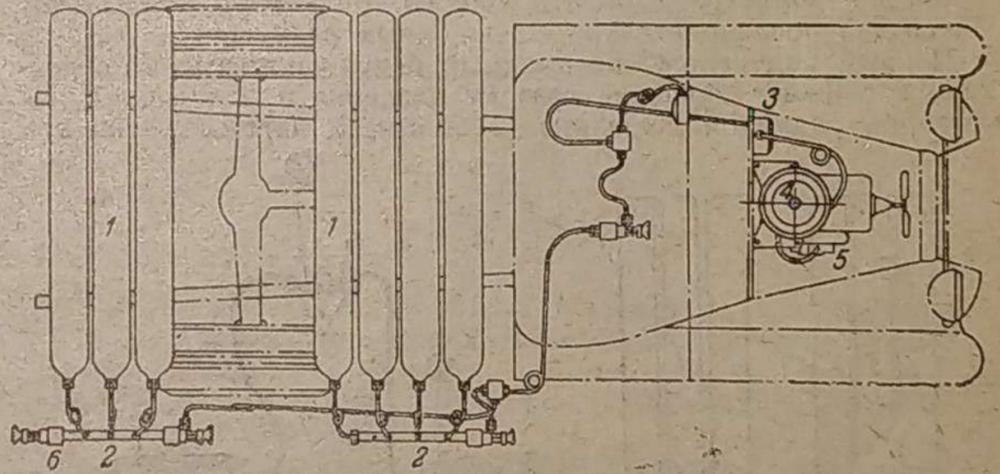


Рис. 1

Снижение давления газа от давления в баллоне до требуемого разрежения достигается дросселированием газа в клапанной щели. Автоматическое регулирование осуществляется изменением величины подъема клапана, а стало быть изменением размера дросселирующего сечения.

Всю газопроводку от баллонов до редуктора будем называть линией высокого давления.

Линия низкого давления идет от редуктора 4 к смесителю 5. В смесителе газ смешивается с воздухом в необходимой пропорции, и образовавшаяся таким путем смесь поступает далее во всасывающую трубу двигателя обычным порядком.

Для создания разрежения, потребного для начала работы редуктора, и для поддержания этого разрежения на всех режимах приходится ставить в смесителе диффузор, что,

¹ Продолжение. См. «Мотор» № 3, 1938 г.

разумеется, увеличивает гидравлические потери на линии всасывания и тем ухудшает наполнение двигателя.

Диффузор придется ставить тем более узкий, чем более глубокое разрежение надо создать при пуске для начала работы редуктора. Наилучшим должен быть признан такой редуктор, который, обеспечивая герметичность при отсутствии разрежения, вместе с тем начинает работать при минимальном разрежении в диффузоре смесителя.

Описанная схема весьма проста, и ей присущ ряд отмеченных выше недостатков.

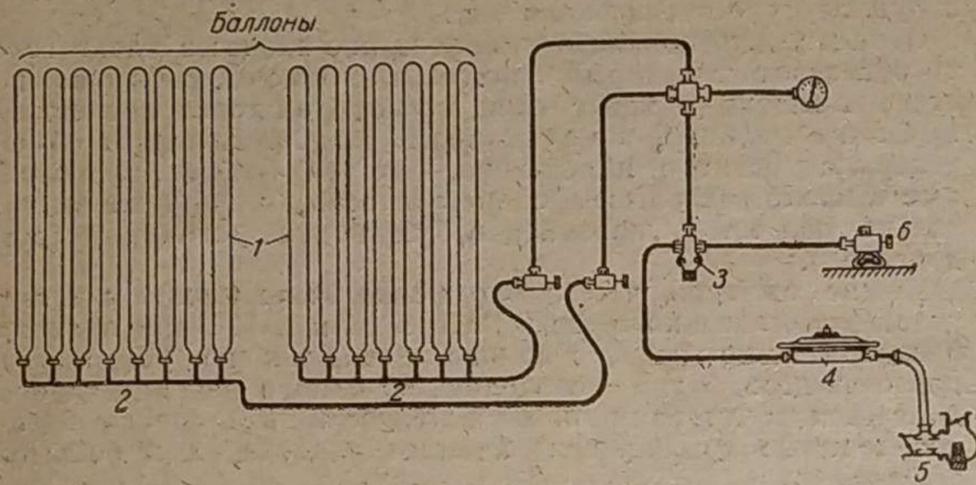


Рис. 2

Несколько иная схема показана на рис. 2. По этой схеме НАТИ построен и эксплуатируется на сжатом газе автобус на шасси ЗИС-8.

Баллоны на этой схеме также разделены на 2 секции, но в отличие от схемы, изображенной на рис. 1, здесь можно уже отдельно заполнить любую секцию баллонов. Заполнение осуществляется через кран 7 и фильтр 3, а расход через фильтр 3, редуктор 4 и смеситель 5. Таким образом газ фильтруется дважды — при заполнении и при расходе.

На рис. 3 приведена несколько иная схема переоборудования автомобиля для питания двигателя сжатым газом. Схема эта применена НАТИ при постройке автомобиля ЗИС-5 на светильном газе.

Баллоны 1 также разбиты на 2 секции, но здесь эти секции соединены уже последовательно, а каждый баллон имеет вентиль, и любой баллон может быть выключен независимо от остальных баллонов этой секции.

Подобное соединение баллонов имеет ряд преимуществ, однако недостатком является последовательное соединение секций. В результате аварии в линии высокого давления до главного крана 5 выход газа может быть прекращен лишь, если перекрыты вентили всех баллонов.

Далее на схеме рис. 3 цифрами 3 и 4 обозначены коллекторы, цифрой 2 — наполнительный кран, 5 — расходный кран, 6 — фильтр, а вместо одного редуктора мы имеем здесь два последовательно соединенных редуктора.

Первый редуктор 7, называемый редуктором высокого давления, снижает давление газа от давления в баллоне до некоторой заданной величины (2—7 ат) и автоматически это

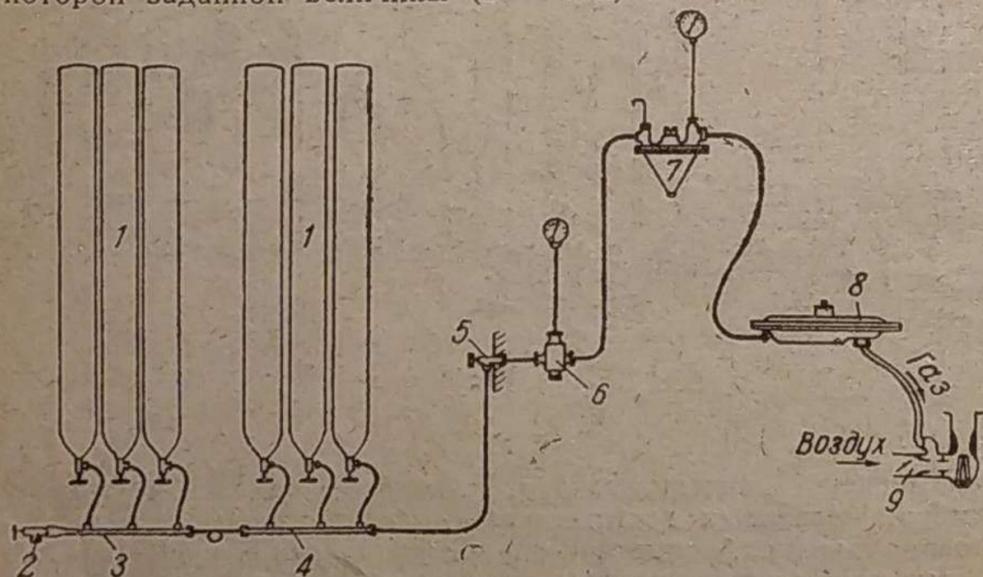


Рис. 3

давление поддерживает при всех изменениях расхода и давления в баллоне.

Второй редуктор 11 называется редуктором низкого давления и снижает давление газа до некоторого разрежения и также автоматически поддерживает это разрежение на всех режимах работы.

Линия низкого давления идет от второго редуктора к смесителю 12.

Системы, при которых весь процесс редуцирования газа от давления в баллоне до давления газа, направляемого к смесителю, производится одним прибором, называются системами с одноступенчатым редуцированием (рис. 1 и 2), а приборы, предназначенные для этих целей, называются одноступенчатыми редукторами.

Системы же, при которых весь процесс редуцирования разделен на два последовательных процесса, выполняемых двумя включенными последовательно приборами, называются системами с двуступенчатым редуцированием (рис. 3), а приборы при этом, как было ранее

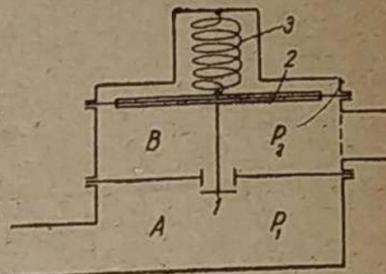


Рис. 4

указано, делятся на редукторы высокого и редукторы низкого давления.

Чтобы яснее понять преимущества той или иной системы редуцирования, придется здесь отметить некоторые особенности работы редуктора.

На рис. 4 приведена элементарная схема простейшего редуктора.

Клапан 1 нагружен весом диафрагмы 2, усилием от пружины 3 и давлением газа на неуравновешенную площадь клапана. На диафрагму 2 действуют: сверху атмосферное давление, а снизу в полости В давление P_2 (давление на выходе).

Полость В через линию низкого давления связана с газовой форсункой смесителя. Если двигатель не работает, атмосферное давление через форсунку и линию низкого давления передается в полость В и давление с двух сторон диафрагмы 2 при этом одинаковое (атмосферное).

При пуске двигателя, например, при поворачивании коленчатого вала от руки, создающееся в диффузоре смесителя разрежение передается в полость В и диафрагма 2 прогнет-ся книзу, открывая клапан 1.

Газ из полости А, дросселируясь в клапанной щели, проникнет в полость В и, если дросселирование недостаточно для поддержания в полости В на данном расходе потребного разрежения $1 - P_2$ и давление газов на диафрагму увеличится, то сила, создающаяся от действующего на диафрагму перепада давлений, уменьшится, и пружина 3 прикроет клапан 1, чем будет усилен дроссельный эффект.

Наоборот, если разрежение в полости В растет, то растет и сила, создаваемая действием перепада давлений на диафрагму 2, и соответственно увеличивается открытие клапана 1.

На клапан действуют в основном 4 силы:
 Q_1 — сила веса подвижных деталей редуктора;
 Q_2 — сила, создаваемая пружиной;
 Q_3 — сила давления газа на неуравновешенную площадь клапана;
 Q_4 — сила в центре диафрагмы от действия на нее, создаваемого перепада давлений.

Если обозначить через:
 f — неуравновешенную площадь клапана;
 F — площадь диафрагмы;
 A — коэффициент, показывающий, какая часть силы, создаваемой давлением на диафрагму, передается по центру диафрагмы;
 N — сила, передаваемая пружиной на клапан при полностью закрытом клапане;
 C — коэффициент упругости пружин;
 X — величина открытия клапана;
 K — избыточная сила, прижимающая клапан к гнезду и обеспечивающая его герметичность при закрытом клапане;
 Δp — перепад давлений по обе стороны диафрагмы, поддерживаемый редуктором,

то силы, действующие на клапан, будут равны:

$$Q_2 = N + C \cdot X$$

$$Q_3 = f (P_1 - P_2) \approx f (P_1 - 1)$$

$$Q_4 = AF \Delta p,$$

где $\Delta p = 1 - P_2$,

и уравнение равновесия клапана напишется тогда так:

$$Q_1 + AF \Delta p = f (P_1 - 1) + N + C \cdot X. \quad (1)$$

Для полностью закрытого клапана (двигатель остановлен) получим

$$Q_1 = f (P_1 - 1) + N.$$

Для создания должной герметичности необходимо, чтобы

$$Q_1 < f (P_1 - 1) + N$$

и

$$K = f (P_1 - 1) + N - Q_1. \quad (2)$$

В самом первом приближении необходимо для сохранения герметичности клапанов соблюдение неравенств (2). Необходимость обеспечить герметичность клапана при остановлен-

ном двигателе вынуждает обычно употреблять тугие, сильные пружины.

Из уравнения (1) можно получить величину, поддерживаемую редуктором разрежения на выходе:

$$\Delta p = \frac{N + C \cdot X + f(P_1 - 1) - Q_1}{AF} \quad (3)$$

Подставляя K , выраженное через уравнение (2), в уравнение (1), получим

$$\Delta p = \frac{K + C \cdot X}{AF} \quad (4)$$

Редуктор будет поддерживать на выходе разрежение тем менее глубокое, чем больше AF и чем меньше K и C .

Уменьшение K связано с ухудшением герметичности клапана и поэтому, если желательно иметь Δp небольшим, приходится применять диафрагму большой площади.

С другой стороны, уравнения (3) и (4) показывают, что Δp изменяется с изменением P_1 и X и что редуктор в состоянии поддерживать на выходе постоянное разрежение Δp лишь с большим или меньшим приближением. Видно, что изменения Δp будут тем больше, чем больше изменения X и P_1 и чем больше меняется A с изменением X .

С точки зрения работы двигателя выгодно, чтобы Δp менялась незначительно, так как постоянство Δp способствует поддержанию постоянства состава рабочей смеси. Необходимо также, чтобы сама величина Δp была незелика, так как для создания глубокого разрежения, как уже отмечалось, приходится устанавливать в смесителе более узкий диффузор и тем ухудшать наполнение двигателя.

Уравнение (3) показывает, что высокие давления на выходе редуктора P_1 и связанные с этим большие диапазоны изменения P_1 невыгодны как с точки зрения получения минимального значения, так и с точки зрения поддержания постоянства разрежения на выходе из редуктора.

Если применять одноступенчатую систему редуцирования, то давление на входе в редуктор меняется сообразно изменению давления в баллоне более чем в 100 раз (от $P_1 = 200$ ат, до $P_1 = 1,5-2$ ат). При этом, как показала практика, трудно получить на выходе разрежение меньше чем 70 мм ртутн. ст., диапазон изменения этого разрежения достигает ± 50 мм ртутн. ст. Даже такие далеко не блестящие результаты редуктор обеспечивает лишь при диафрагме диаметром порядка 300—350 мм. Конечно, прибор получается при этом громоздким и тяжелым.

При применении двуступенчатой системы редуцирования легко избежать всех недостатков, свойственных системе одноступенчатой.

Если редуктор высокого давления должен поддерживать на выходе приблизительно 3 ата, то в первом приближении площадь диафрагмы редуктора высокого давления должна быть во столько раз меньше площади диафрагмы редуктора одноступенчатого, во сколько раз поддерживаемый редуктором высокого давления перепад у его диафрагмы (3—1=2 ат) больше перепада, поддерживаемого одноступенчатым редуктором; диаметр диафрагмы редуктора высокого давления практически получается порядка 50—70 мм, и весь прибор получается компактным и легким.

Изменение давления на выходе из редуктора высокого давления даже в пределах ± 2 ат вполне приемлемо, так как на работу двигателя влияет лишь изменение давления после редуктора низкого давления.

Редуктор низкого давления может быть уподоблен одноступенчатому редуктору, у которого давление на входе изменяется приблизительно от 7 до 2 ат. Уравнение (3) показывает, что поддерживаемое на выходе разрежение Δp может при этом быть значительно меньше, чем у одноступенчатого редуктора.

Практически у редуктора низкого давления можно обходиться диафрагмами порядка 200 мм, а в некоторых специальных конструкциях и значительно меньшими, порядка 100 мм по диаметру.

Таким образом применение двуступенчатой системы редуцирования позволяет поддерживать на выходе меньшее разрежение, а следовательно, обходиться более широким диффузором в смесителе, дает возможность получить меньшее изменение давления поступающего в смеситель газа и позволяет выполнять приборы более легкими и компактными. При двуступенчатой системе редуцирования редуктор высокого давления можно расположить у баллонов и всю проводку на машине иметь при давлении порядка лишь 2—7 ат.

К недостаткам двуступенчатой системы нужно отнести ее сложность (2 прибора вместо 1) и наличие двух клапанов, а стало быть усложнение в отношении ухода и обслуживания.

Нам кажется, что двуступенчатые системы наиболее рациональны для легких и средних грузовиков, автобусов и легких тракторов. На тяжелых грузовиках и тракторах можно ставить и одноступенчатые редукторы.

На большинстве машин, переоборудованных на сжатый газ, остается бензиновая система питания двигателя, и машины получают в этом смысле универсальными.

В некоторых случаях бензиновый карбюратор ставят небольшой, мотоциклетного типа, и выполняют его в одном агрегате со смесителем. При этом бензиновый карбюратор играет роль вспомогательного и служит лишь для того, чтобы доехать до гаража или газокompрессорной станции.

Чаще, однако, на автомашине оставляют обычный бензиновый карбюратор и сохраняют, таким образом, за автомашиной возможность нормальной работы на бензине.

При этом смеситель и карбюратор включают во всасывающую трубу либо параллельно друг к другу либо последовательно.

На рис. 5 показана схема параллельного включения смесителя и карбюратора через золотниковый кран. Положение крана регулируется тягой с места шофера.

Дроссели бензинового карбюратора и газового смесителя лучше соединять вместе тягой так, чтобы они работали от одного и того же акселератора.

Разумеется, при такой системе мощность несколько падает как на бензине, так и на газе ввиду лишних сопротивлений (кран, повороты), введенных в линию всасывания.

Для перевода двигателя с бензина на газ при последовательном включении, необходимо открыть газовый кран и закрыть бензиновый краник. Однако перевод с жидкого топлива на газообразное и наоборот здесь значительно более труден, чем при параллельном соединении, так как в момент закрытия одного крана и открытия другого легко переобогатить смесь (допустить на некоторое время одновременную работу на двух топливах) и заглушить двигатель.

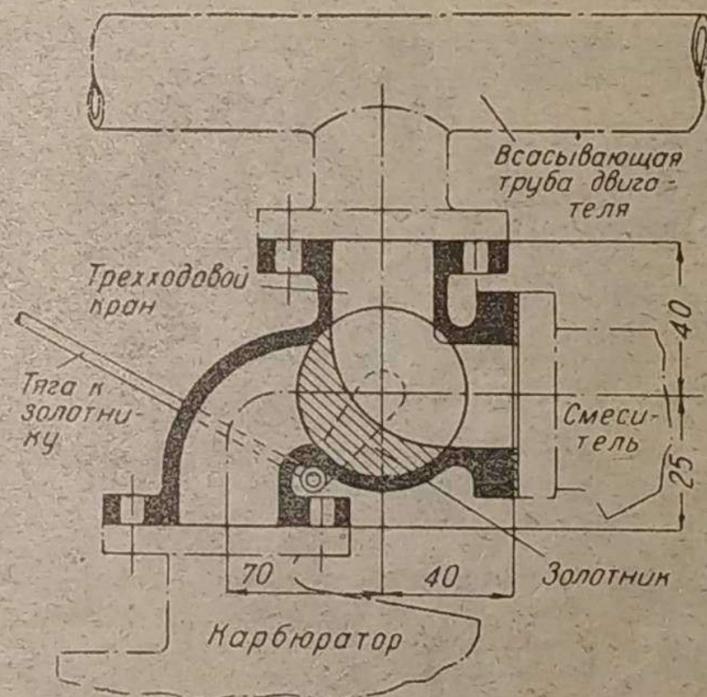


Рис. 5

Поэтому обычно применение параллельного соединения смесителя и карбюратора оказывается более удобным и более рациональным.

Последнее время делаются попытки объединить смеситель и карбюратор в один агрегат.

Обычно в схему оборудования автомашины включают также 1 или 2 манометра, устанавливаемые в кабине шофера. Первый манометр показывает давление в линии высокого давления, второй манометр — давление между редукторами при двуступенчатой системе редуцирования. Вторым манометром является контрольным и служит лишь для проверки правильности работы редуктора высокого давления. Первый же манометр играет роль прибора, показывающего шоферу имеющийся запас топлива.

Как известно, весовой запас G газа в некотором объеме V может быть подсчитан сообразно характеристическому уравнению Клапейрона по формуле

$$G = \frac{P \cdot V}{RT}$$

где P — давление газа,

R — его клапейроновская постоянная,
 T — абсолютная температура газа.

При некотором новом давлении P_1 в том же объеме и при той же температуре будет содержаться газом.

$$G_1 = \frac{P_1 V}{RT},$$

и показания первого манометра будут пропорциональны количеству оставшегося газа, так как

$$\frac{G}{G_1} = \frac{P}{P_1}.$$

Все это верно, разумеется, лишь в тех пределах, в каких применены законы Клапейрона. К сожалению, в автомобильной практике мы имеем водородистые или метановые газы, сжатые до 150—200 ат, и отклонение от закона Клапейрона может здесь достигать большой величины.

Для московского светильного газа отклонением от характеристического уравнения можно пренебречь.

Монтаж приборов и аппаратуры для сжатых газов

Баллоны монтируются обычно под кузовом и чаще всего располагаются поперек машины. Крепление баллонов производится на деревянных брусках, установленных на раме, и кузов несколько приподымается.

Общее смещение центра тяжести машины при этом незначительно, так как тяжелые баллоны располагаются под кузовом.

На автобусах иногда применяются облегченные алюминиевые баллоны со стальной оплеткой.

Расположение баллонов на крыше нам кажется неудачным как в связи с повышением центра тяжести машины и излишней инерционной нагрузкой на кузов при разгоне в торможении, так и в связи с невозможностью быстрого доступа к баллонам в случае повреждения магистрали высокого давления.

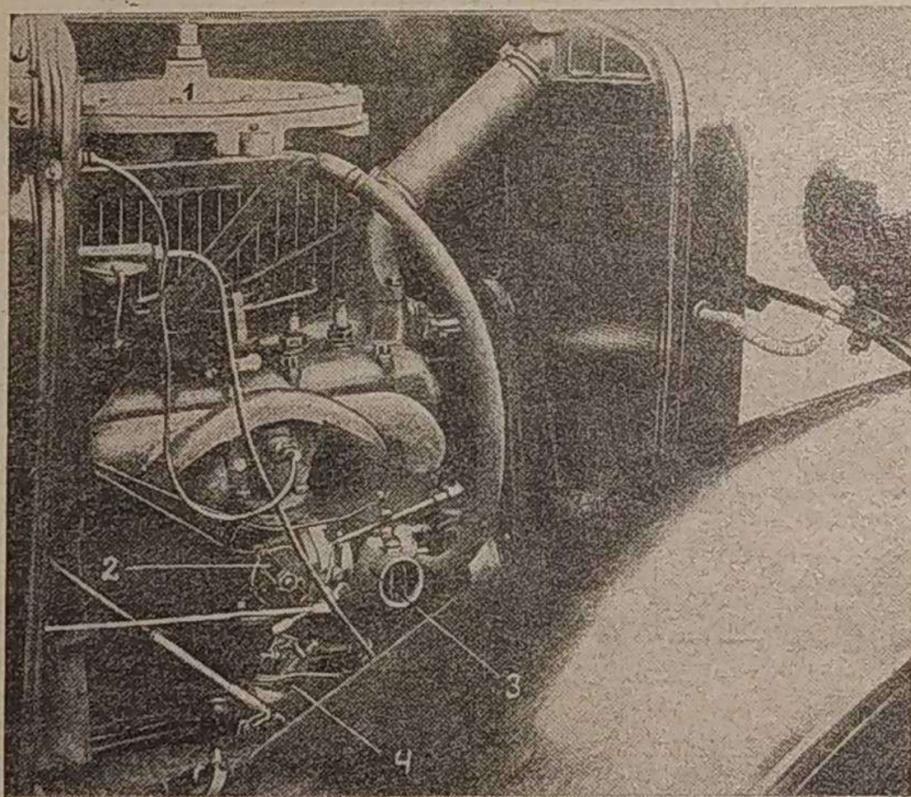


Рис. 6. 1 — одноступенчатый редуктор, 2 — переключатель с жидкого на газообразное топливо, 3 — карбюратор, 4 — смеситель.

Вообще с точки зрения техники безопасности следует признать наилучшим расположение баллонов под кузовом, снабжение каждого баллона отдельным вентилям.

При одноступенчатой системе редуцирования редуктор располагают на машине либо сбоку в особой коробке либо под капотом.

На рис. 6 показан двигатель автомобиля ГАЗ-АА, работающий на сжатом газе. На этом рисунке: 1 — одноступенчатый редуктор, 2 — переключатель с жидкого на газообразное топливо, 3 — карбюратор, 4 — смеситель.

Под капотом же чаще всего устанавливается аппаратура при двухступенчатом редуцировании. Примером может служить рис. 7, где показан двигатель автомобиля ЗИС-5 на сжатом газе. На этом рисунке: 1 — фильтр, 2 — редуктор высокого давления, 3 — редуктор низкого давления, 4 — смеситель, 5 — карбюратор.

Как видно из рисунка, здесь мы имеем пример последовательного включения карбюратора и смесителя в отличие от рис. 6, где применено включение параллельное.

Монтаж всей аппаратуры под капотом вряд ли удачен, особенно при двухступенчатом редуцировании.

Всегда следует стремиться к сокращению линий как высокого, так и низкого давлений. Этого требует, главным образом, техника безопасности.

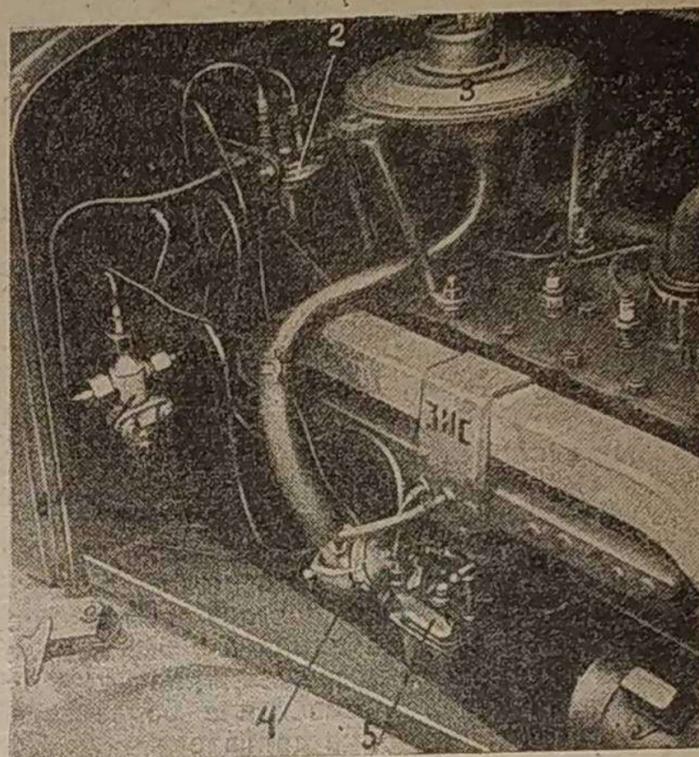


Рис. 7. 1 — фильтр, 2 — редуктор высокого давления, 3 — редуктор низкого давления, 4 — смеситель, 5 — карбюратор.

Принципиальные схемы машин на сжиженном газе

Наиболее рационально основную проводку в автомашине иметь под средним давлением (2—7 ат). Это требует установки фильтра и редуктора высокого давления вблизи баллонов, а редуктора низкого давления — возможно более близко к смесителю.

Схемы автомашин, предназначенных для использования сжиженных газов, отличаются от аналогичных схем для сжатых газов сообразно с различием физико-химических свойств этих видов топлива.

Разумеется, для сжиженных газов необходимы баллоны, фильтры, редукторы и смесители, но одновременно необходимо также дополнительное оборудование, так как в отличие от сжатых сжиженные газы необходимо испарять, а стало быть нужно подводить тепло.

Скрытая теплота испарения сжиженных газов около 100 кал/кг. При средних расходах 15—20 кг/час надо подводить 1500—2000 кал/час. Это тепло может быть взято от окружающего воздуха, от воды, охлаждающей двигатель, или от выхлопных газов, и в зависимости от этого можно получить три возможные схемы автомашин на сжиженном газе.

Необходимо учесть также, что независимо от того, откуда берется тепло, подводить его можно двояко: можно испарять выходящую из баллона жидкость, а затем снижать давление в редукторе, но можно также сначала редуцировать жидкость, а затем уже подводить тепло для испарения.

Все это иллюстрируется рис. 8, где приведены принципиальные схемы автомобилей на сжиженном газе. На всех рисунках обозначено: 1 — баллон, 2 — вентиль баллона, 3 — фильтр, 4 — теплообменник (испаритель газа), 5 — одноступенчатый редуктор, 6 — редуктор высокого давления, 7 — редуктор низкого давления, 8 — дополнительный теплообменник, 9 — смеситель, 10 — всасывающая труба двигателя.

Из всех схем наиболее рациональна, по нашему мнению, схема, изображенная на рис. 8. При работе по этой схеме используются все преимущества двухступенчатого регулирования, отмеченные ранее, и кроме того, ряд особых преимуществ, вытекающих из свойств сжиженных газов.

Здесь необходимо прежде всего отметить, что передать необходимое количество тепла после дросселирования легче, так как дросселирование сжиженного газа связано с понижением температуры сообразно кривой упругости паров: новому давлению соответствует и новая температура кипения.

Более наглядно это видно на рис. 9, где схематически изображена диаграмма давления—теплосодержание ($\lg P-T$). Тепловые диаграммы этого типа очень удобны для расчетов, связанных с сжиженными газами, и в последнее время все чаще заменяют $T-S$ диаграммы.

На рис. 9 буквой X обозначено паросодержание и штрих-пунктиром нанесены линии равного паросодержания (или,

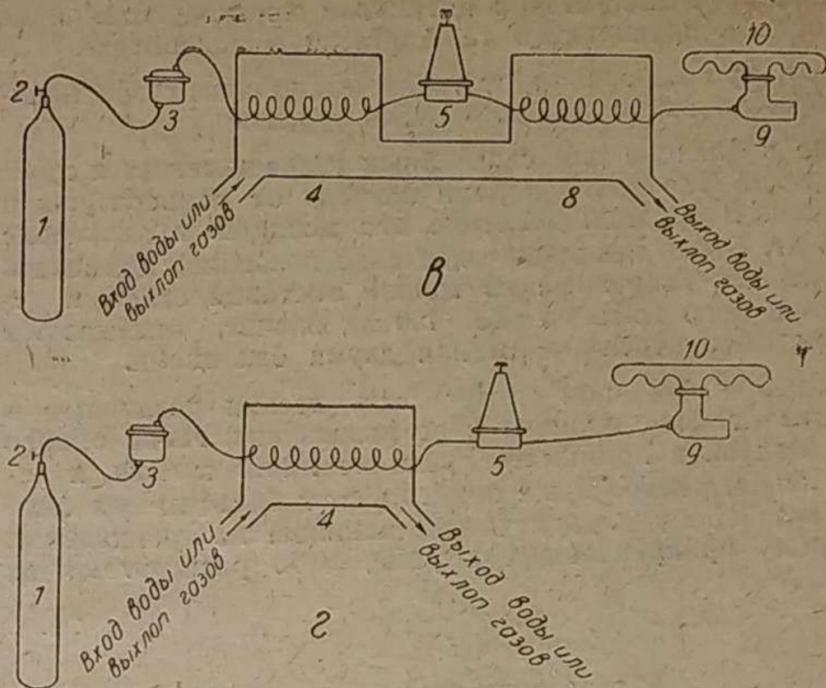
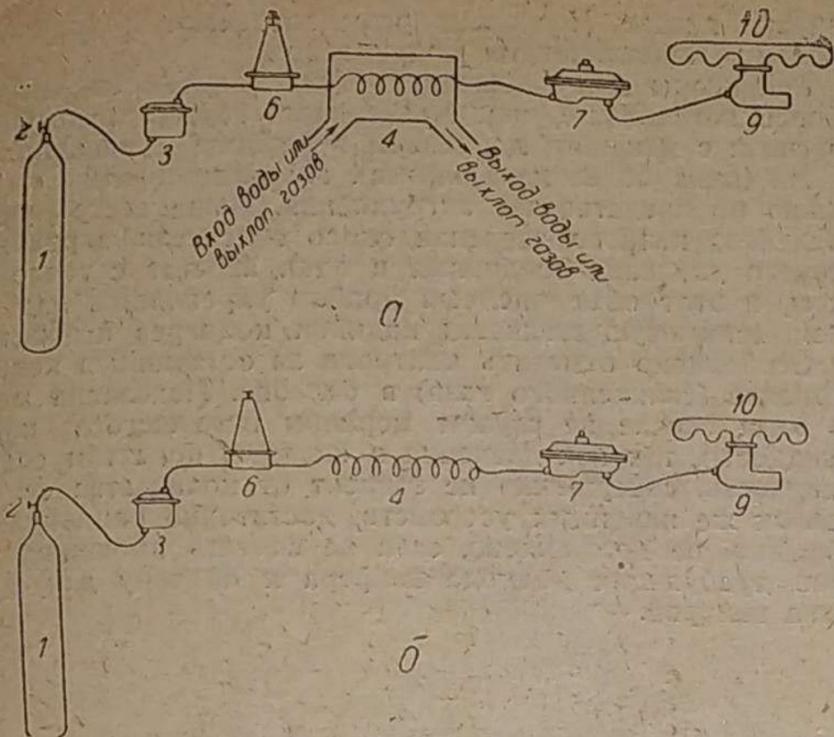


Рис. 8

иначе говоря, линия постоянной влажности). Крайние кривые (линии $X=0$ и $X=1$) являются пограничными кривыми. Состояние сжиженного газа в баллоне характеризуется точкой, лежащей на этой кривой.

Пунктиром показаны линии равной температуры (изотермы). Предположим, что точка a соответствует состоянию выходящего из баллона сжиженного газа. Если теперь мы начнем подводить тепло и испарять газ до редуктора, то процесс испарения будет соответствовать изобаре, ac , являющейся в области парообразования одновременно и изотермой, а тепло, потребное для полного испарения, будет равно отрезку ac . Если теперь редуцировать полученный пар от давления P_1 до давления P_2 по линии постоянного теплосодержания, то попадем в точку f и получим перегретый пар.

Перегрев пара, идущего в линию низкого давления, недопустим, так как неизбежно ведет к ухудшению наполнения двигателя.

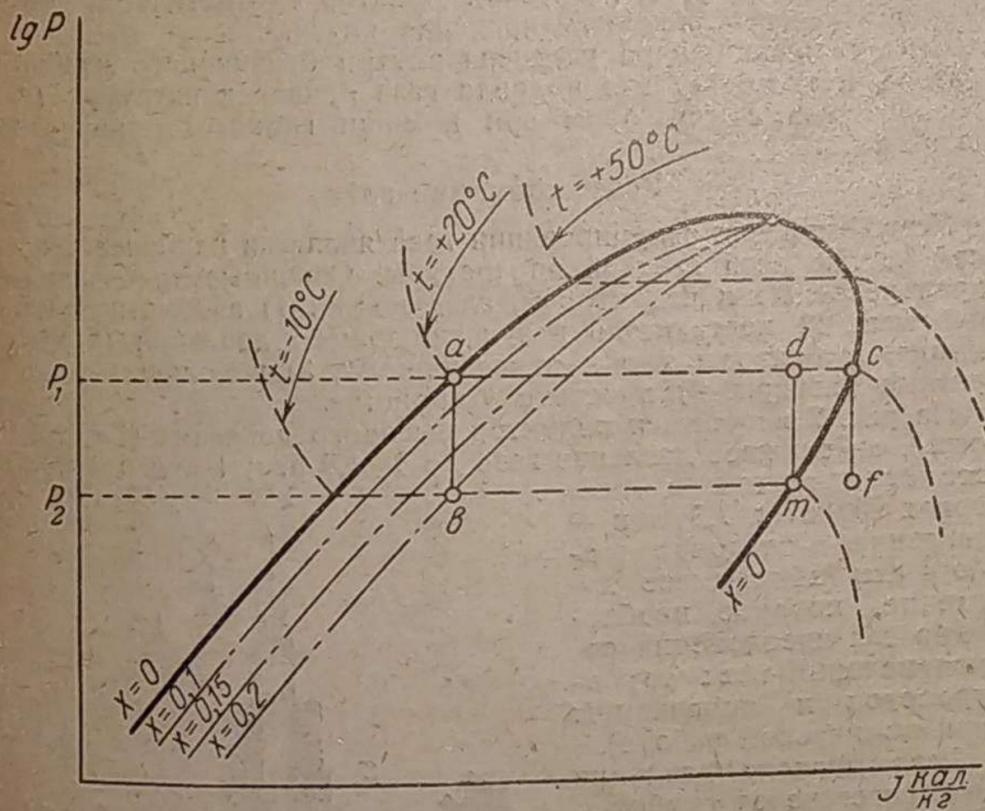


Рис. 9

Для устранения этого при работе с предварительным испарением жидкости в линии высокого давления приходится начинать дросселирование в точке, во всяком случае не расположенной правее, чем точка d , или вводить второй испаритель (рис. 8, в).

При этом, если температура газа в баллоне равна окружающей температуре $t_1 = +20^\circ$, а температура отдающего тепло агента (вода, выхлопные газы) равняется t_2 , то весь процесс испарения идет под влиянием теплоперехода, обеспечиваемого перепадом

$$t_2 - t_1 = t_2 - 20^\circ.$$

При переносе процесса испарения на линию низкого давления сначала дросселируем жидкость в том же диапазоне

давлений (от P_1 до P_2) адиабатически (по линии ab), и вместо точки a оказывается уже в точке b , откуда начинается процесс испарения.

Но точка b соответствует уже не паросодержанию $X=0$, а новому паросодержанию $X=0,2$, и лежит эта точка на новой изотерме $t_b = -10^\circ$.

Далее процесс испарения пойдет изобарически (обеспечивается редуктором), а значит, и изотермически по этой изотерме $t_b = -10^\circ$.

Очевидно, тепло, идущее на испарение, выразится в этом случае отрезком bm , и ясно, что

$$\overline{bm} = \overline{ad},$$

т. е. количество тепла, как и следовало ожидать, не зависит от пути процесса между точками a и m , но при проведении процесса по пути abm температурный режим будет более благоприятен с точки зрения теплопередачи в испарителе, так как

$$t_2 - t_b > t_2 - t_1.$$

$$\text{В нашем случае } t_2 - (-10^\circ) = t_2 + 10^\circ > t_2 - 20^\circ.$$

Это особенно важно при пуске холодного двигателя, когда до первой вспышки $t_1 = t_2$, т. е. нет перепада температур между жидкостью, поступающей в змеевик для испарения, и водой или газом, омывающими этот змеевик, и жидкое топливо поступает в смеситель неиспаренным.

При расположении теплообменника после первого редуктора в процессе дросселирования температура поступающего в змеевик топлива, как было ранее показано, снижается и необходимый перепад температур создается в первый же момент пуска.

При двухступенчатом редуцировании сжиженных газов с промежуточным расположением испарителя, помимо обычных преимуществ двухступенчатого редуцирования, получаем дополнительно более благоприятные условия для работы испарителя (теплообменника) и облегчаем запуск двигателя.

Схема рис. 8, б соответствует испарению за счет тепла окружающего воздуха и широко применяется в авторефрижерах, где сжиженный газ служит и холодильным агентом и топливом для двигателя.

Испарительные батареи 4 в этом случае располагаются в термоизолированном кузове и служат для получения в кузове холода, необходимого для перевозки скоропортящихся грузов. Избежать двухступенчатого редуцирования в этом случае невозможно.

Работа теплообменника (испарителя) далеко не так проста, как это на первый взгляд кажется.

Не следует забывать, что расход газа резко меняется при работе автомашины в 20—30 раз, что необходимо соответственно автоматически менять количество подводимого агента, отдающего тепло (вода, выхлопные газы), так как в противном случае на некоторых режимах возможен либо перегрев газов, что снизит мощность двигателя, либо, наоборот, недоиспарение части топлива и связанное с этим обмерзание смесителя, куда в этом случае переносится процесс испарения при весьма низких температурах.

Простейшим образом эта автоматичность достигается в том случае, если к теплообменнику подводятся не выхлопные газы, а охлаждающая двигатель вода, так как характеристика

водяной помпы двигателя, связанной приводом с коленчатым валом, неплохо согласуется с потребной характеристикой ее с точки зрения правильного теплообмена в испарителе.

Наоборот, при испарении от тепла выхлопных газов получить требуемую автоматичность очень трудно.

Давление в баллоне для сжиженных газов изменяется своеобразно кривой упругости пара и зависит от температуры и состава газа. В среднем давление это меняется в диапазоне от 2 до 5 ат. Столь небольшое давление позволяет применять баллоны легкие, сваренные из тонкой листовой стали, и делать их большого объема (до 150 л), значит, оказывается возможным обходиться одним или двумя баллонами.

Расположение баллонов может быть весьма различным в зависимости от типа машины и ее назначения. Из-за одного или двух баллонов поднимать кузов не имеет смысла, и делают это очень редко. Чаще подвешивают баллоны для сжиженного газа сбоку с двух сторон машины на специальных кронштейнах, прикрепленных к раме, либо располагают их

внутри кузова. Несколько реже встречаются машины с баллонами, подвешенными под кузовом.

Редукторы для сжиженного газа получаются значительно более компактные, чем для сжатых газов, главным образом в связи с меньшим давлением в баллоне и меньшими расходами (газы более калорийные). Их расположение на автомашине не представляет затруднений. Чаще всего укрепляют редуктор низкого давления около смесителя, а редуктор высокого давления соединяют в один агрегат с теплообменником, и этот объединенный прибор укрепляется над двигателем, если осуществляется водяной подогрев испарителя.

Особо надо отметить контроль за оставшимся количеством топлива (сжиженного газа) в баллоне. Показания манометра в этом случае не служат мерилем оставшегося количества жидкости, так как давление в баллоне, пока там содержится жидкость, совершенно не зависит от количества ее. Поплавковых же или иных устройств, достаточно рациональных, до сих пор не предложено, если не считать имеющихся приборов, требующих подхода шофера к баллону для производства замеров.

Конструкция советского газового автомобиля

Инж. И. ТУРОВСКИЙ

Почти все газы, которые применяются в сжатом виде в качестве топлива для газового автотранспорта, дают теплоотворную способность газозоудной смеси ниже, чем бензин. Различными мероприятиями можно добиться увеличения мощности при работе на газе. Из них основными являются: 1) устранение подогрева газозоудной смеси, 2) увеличение степени сжатия.

Таким образом два существенных требования бензинового и газового двигателей находятся в противоречии друг к другу.

Если для увеличения мощности двигателя на газе устранить подогрев газозоудной смеси и повысить степень сжатия, то двигатель не сможет на бензине работать экономично и развивать полную мощность. Кроме того, будет затруднен запуск на бензине.

Если же оставить регенератор и камеру сжатия без изменения, то двигатель будет иметь на газе пониженную мощность.

Это противоречие можно полностью устранить лишь в специальном универсальном двигателе, имеющем изменяемую степень сжатия и устройство для выключения подогрева газозоудной смеси.

Газовое управление Днепропетровского областного отдела местной промышленности при создании типа газового автомобиля для природных газов пошло по пути применения существующих двигателей без внесения изменений.

Сконструированная автором газовая аппаратура была изготовлена в небольшой мастерской и смонтирована на автомашине ЗИС-5. В настоящее время автомашина находится в регулярной эксплуатации и прошла на газе около 5000 км. Опытный пробег и последующая эксплуатация показали хорошие тяговые качества и приемистость автомашины. Двигатель легко заводится и устойчиво работает на тихих оборотах. Газовая аппаратура действует вполне надежно. Длина пробега без возобновления запаса газа — 180 км. На бензине двигатель работает не хуже, чем до перевода на газ.

Компановка аппаратуры и общая схема действия

На рис. 1 приведена схема газового автомобиля на базе ЗИС-5. Под кузовом поперек шасси уложены 6 стальных баллонов 1 на рабочее давление 200 ат. Водяная емкость каждого баллона 50 л. Все баллоны снабжены стандартными водородными вентилями и соединены общим коллектором 2. На заднем конце коллектора имеется зарядный вентиль 3 для присоединения гибкого шланга при зарядке. Из коллектора газ поступает в подогреватель 4, назначение которого — частично компенсировать охлаждение газа при последующем дросселировании в редукторе высокого давления 5. За подогревателем расположен фильтр 7, из которого газ идет к главному запорному вентилю 8, укрепленному в кабине водителя.

Перед вентилем 8 имеется ответвление к манометру высокого давления 9, показывающему запас газа в баллонах. После главного вентиля газ последовательно проходит через редуктор высокого давления 5 и редуктор низкого давления 6. Оба редуктора установлены под капотом двигателя. На выходе из редуктора высокого давления поддерживается по-

стоянное давление в 1—1,5 ати. Это давление можно наблюдать по манометру 10, расположенному, как манометр 9, в кабине водителя. В редукторе низкого давления происходит дальнейшее снижение давления до разрежения 20—30 мм вод. ст. Разрежение создается двигателем. В случае остановки двигателя разрежение ликвидируется, клапан редуктора низкого давления закрывается и не пропускает газа. Этим исключается утечка газа при кратковременных стоянках, когда двигатель останавливают, а вентиль 8 не закрывают. Поэтому при стоянках не может произойти переполнения газом всасывающей трубы и цилиндров двигателя, что затруднило бы запуск.

Непосредственно в корпус редуктора низкого давления звинчен дозатор газа 11, дозирующий количество газа в газозоудной смеси в зависимости от режима работы двигателя (число оборотов, нагрузка). Дозатор автоматически производит качественное регулирование смеси.

Смесительная камера устроена внутри бензинового карбюратора, к которому для подвода газа приварен патрубок 12, соединяемый с дозатором при помощи гибкого резинового шланга 13.

Редуцирование газа

Устройство для редуцирования газа является наиболее важной частью всей газовой аппаратуры. Основные требования, предъявляемые к редукторам, следующие: 1) автоматичность действия, 2) постоянство результирующего давления (разрежения) и близость его к атмосферному, 3) небольшие габаритные размеры, 4) простота устройства.

На рис. 2 изображен редуктор высокого давления (1-я ступень), он снижает давление газа до 1—1,5 ати; 1 ати соответствует давлению в баллонах 200 ати; 1,5 ати — давлению в баллонах около 4 ати (наименьшее давление, которое необходимо для преодоления сопротивлений всех трубопроводов и аппаратуры при нормальной работе).

Газ высокого давления поступает через трубку 1. Затем он редуцируется под клапаном 2 и через отверстие 3 и сверление в направляющем колпачке 4 выходит в полость 5, откуда через штуцер 6 направляется к редуктору низкого давления. Полость 7 сообщается с атмосферой отверстиями, не показанными на рисунке.

При уменьшении или прекращении расхода газа давление в полости 5 увеличивается. Соответственно увеличивается сила,

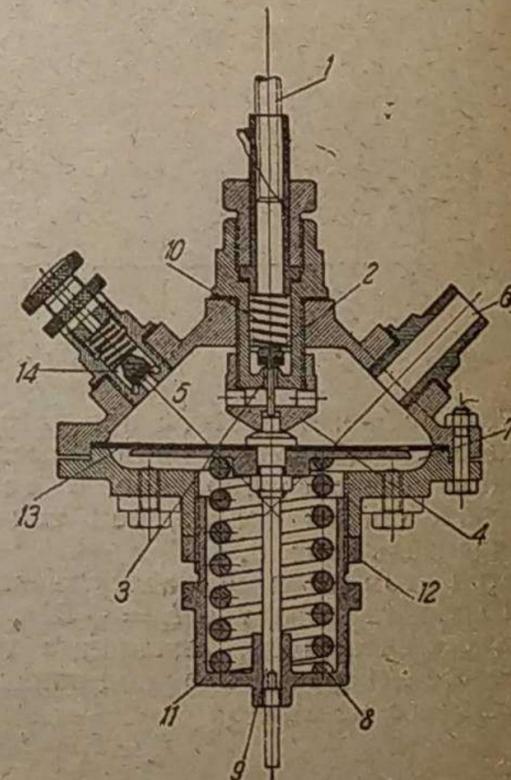
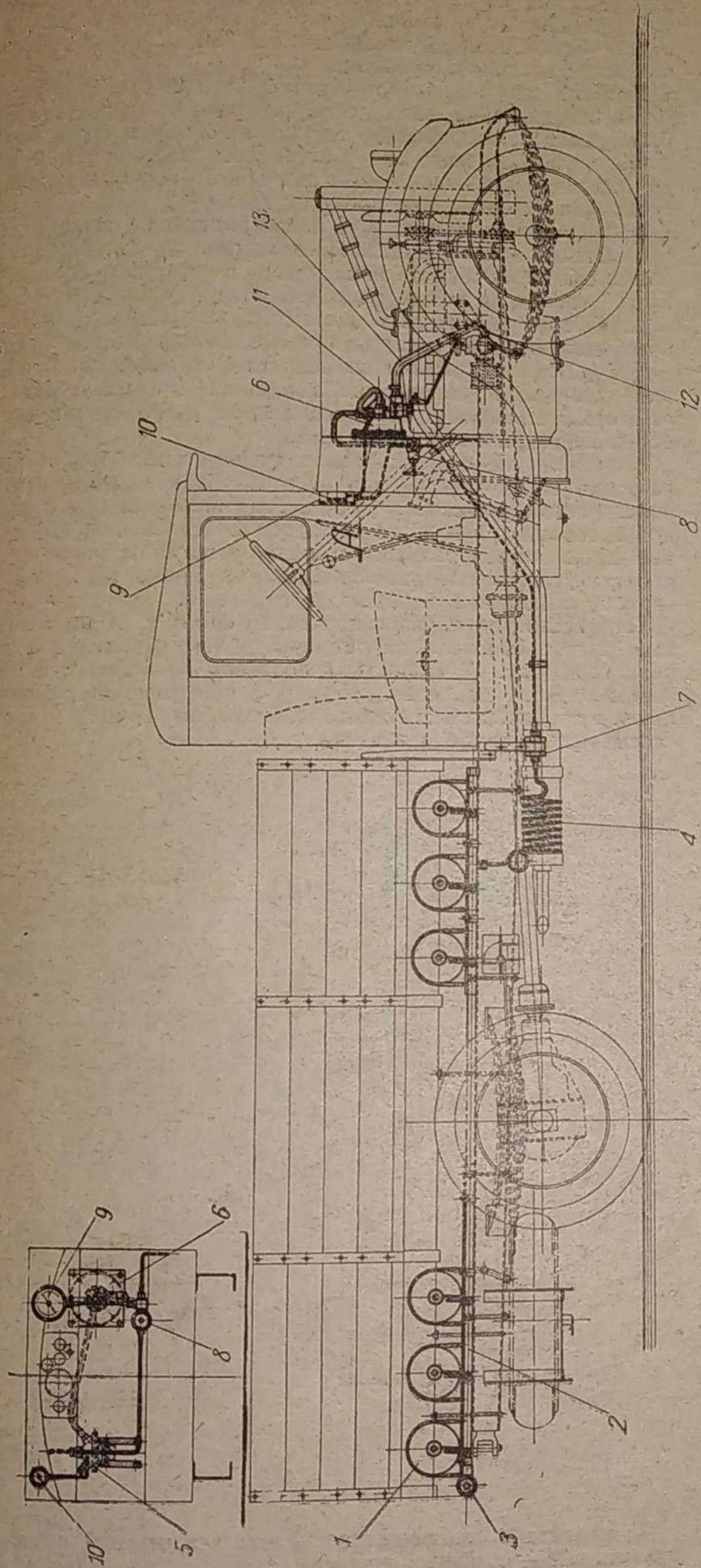


Рис. 2



сжимающая главную пружину 8, и шток 9 перемещается вниз.

Одновременно благодаря действию возвратной пружины 10 и разности давлений по обе стороны клапана 2 последний также переместится вниз и прикроет сечение для прохода газа.

При увеличении расхода газа процесс пойдет в обратном порядке: шток 9 переместится вверх и, оказывая давление на хвостовик клапанка 2, приоткроет его.

Назначение колпачка 4, кроме направления конца штока 9 и хвостовика клапанка 2, — предохранять подвижную систему редуктора от динамического давления струи газа, истекающей с большой скоростью из отверстия 3.

Натяг главной пружины 8 регулируется при помощи регулировочного стакана 11 и контргайки 12.

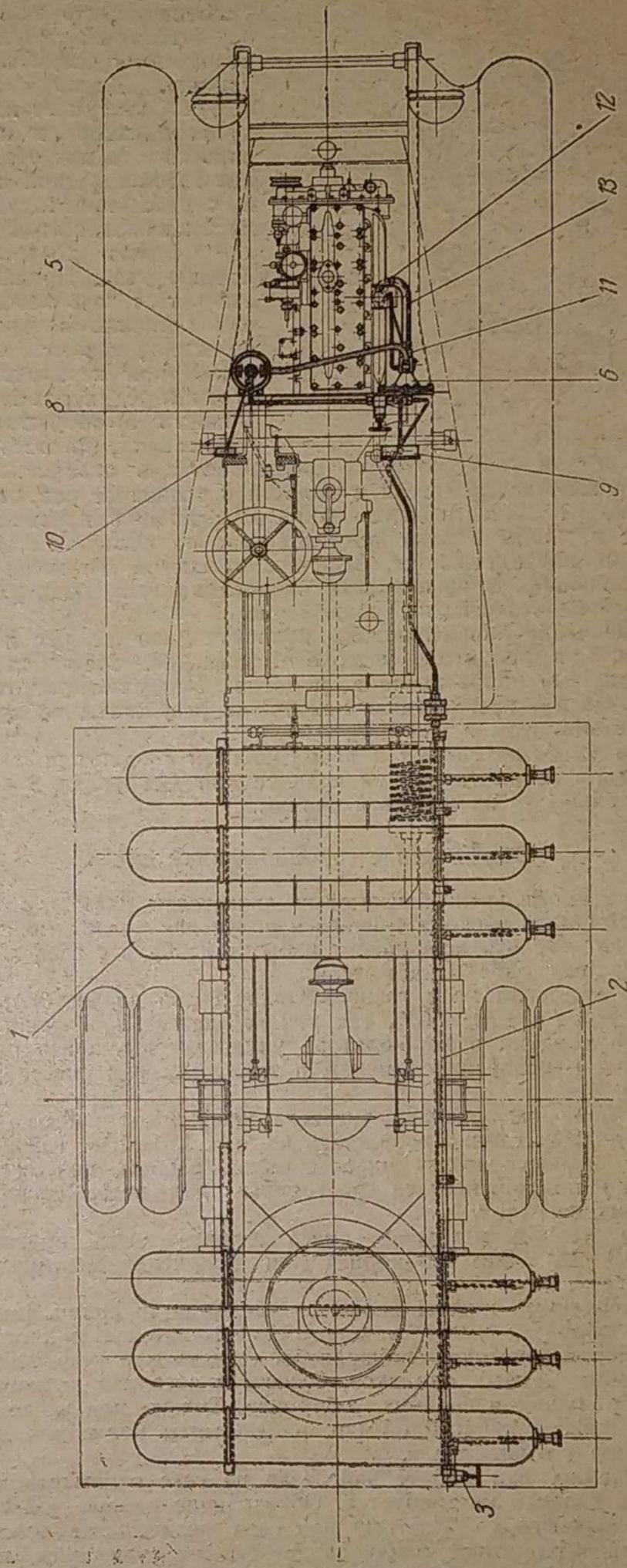


Рис. 1

В случае неплотности клапанка 2 даже едва заметный пропуск газа может поднять давление в полости 5 до недопустимой величины. Для предохранения диафрагмы 13 (из прорезиненного полотна) от разрывов предусмотрен предохранительный клапан 14, который устанавливается на давление несколько большее, чем рабочее. В качестве уплотняющего материала применяется сплав олова со свинцом (третник).

Предохранительный клапан 14 держит небольшое давление. В этом случае подходящим материалом для уплотнения является резина.

Редуктор низкого давления (2-я ступень) изображен на рис. 3. Через штуцер 1 поступает газ из редуктора высокого давления. Редуцирование газа производится клапанком 2. Хвостовика, как в редукторе высокого давления, клапанок 2 не

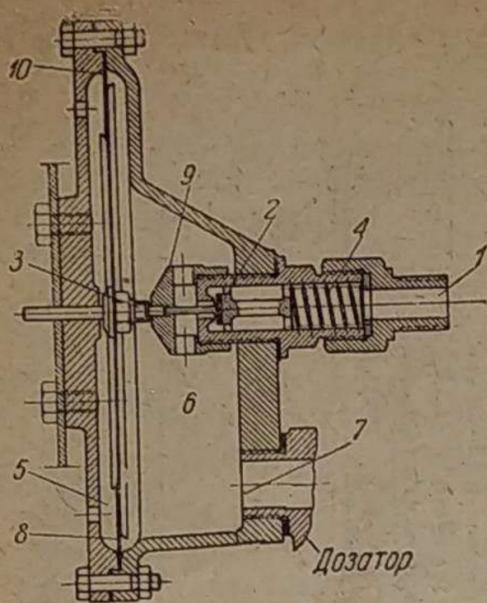


Рис. 3

с дозатором газа, который ввинчивается в отверстие 7.

При запуске двигателя в полости 6 возникает разрежение. Усилие от разности давлений на диафрагму 8 преодолевает натяг пружины 4 плюс давление газа на клапанок 2, и последний приоткрывается. Величина отверстия его изменяется в дальнейшем в зависимости от расхода газа, поддерживая в полости 6 расчетное разрежение.

Назначение направляющего колпачка 9 то же, что и колпачка 4 в редукторе высокого давления. Материал диафрагмы 8 — прорезиненное полотно. Материал уплотнения клапанка 2 — резина (дала наилучшие результаты по сравнению с эбонитом и фиброй).

Для удобства сборки и герметичности соединения половинок корпуса редуктора на края тонкой диафрагмы 8 наклеено кольцо 10 из листовой резины.

Образование газовой смеси

В автомобильных бензиновых двигателях для достижения экономичного расхода топлива и получения полной мощности следует изменять коэффициент избытка воздуха в зависимости от режима работы двигателя.

При холостом ходе газозовдушная смесь должна быть обогащенной ($\alpha = 0,5-0,7$), так как вследствие небольших скоростей воздуха в карбюраторе ухудшаются условия распыливания и испарения топлива, а также условия смесеобразования.

По мере нагружения двигателя коэффициент избытка воздуха должен плавно возрастать до $\alpha = 1,05-1,15$. Такое значение α обеспечивает экономичность работы, поэтому оно должно поддерживаться постоянным для всего диапазона средних нагрузок.

При полной нагрузке смесь должна быть обогащена ($\alpha = 0,9-0,8$). Это необходимо для получения максимальной мощности.

Приведенные цифры являются средними цифрами. Каждое число оборотов имеет свою наиболее желательную дроссельную характеристику карбюратора. Однако характер соответствующих кривых одинаков. Близки и абсолютные значения α для больших и средних оборотов. Только при числе оборотов ниже $n \approx 1000$ об/мин. наблюдается более или менее заметное уменьшение α .

Очевидно, при работе двигателя на газе распылять и испарять топливо не требуется. Образование однородной смеси также облегчается. Поэтому для газа желательные дроссельные характеристики «карбюратора» будут отличаться от таковых для бензина. Отличие выразится в следующем: 1) возрастет экономичное значение α ; 2) уменьшится разница между экономичным α и α , необходимым при малых нагрузках и холостом ходе; 3) уменьшится разница между желательными абсолютными значениями α для разных чисел оборотов.

К сожалению, для проверки последних выводов и получения цифровых величин мы не смогли поставить соответствующих экспериментов. Отсутствуют также данные в литературе.

По нашему мнению, для газа можно с достаточной для практики точностью считать: 1) коэффициент избытка воздуха, несколько меньший экономичного, будет для каждого числа оборотов давать устойчивую работу в пределах изменения нагрузки от 0 до 90%; 2) некоторая средняя дроссельная ха-

рактеристика «карбюратора» будет обеспечивать при закрытых дросселях экономичный расход газа и при полном дросселе — максимальную мощность для всех чисел оборотов, имеющих место на практике.

Необходимо учесть одно дополнительное обстоятельство. Если бы давление газа после редуктора низкого давления было равно атмосферному, то при простейшем смесителе для любого расхода воздуха α оставалось постоянным и имело то или иное значение в зависимости от первоначальной регулировки сечения для прохода газа.

Фактическое давление газа после редуктора низкого давления меньше атмосферного. Поэтому при увеличении расхода смеси состав ее будет изменяться в сторону обогащения. Кроме того, при малых расходах воздуха, когда разрежение в диффузоре смесителя меньше разрежения в редукторе низкого давления, газ поступать в смеситель вовсе не будет.

Для устранения указанных недостатков необходимо, во-первых, уменьшить разрежение в редукторе низкого давления, во-вторых, предусмотреть специальные устройства в системе образования газозовдушной смеси.

Регулирование состава газозовдушной смеси может производиться автоматически или от руки. Во всех известных нам конструкциях применено ручное регулирование или с частичной автоматизацией. И то и другое по сравнению с бензиновой автомашиной связано с лишним органом управления и ведет к усложнению работы водителя. Кроме того, при этом способе неизбежен перерасход горючего.

Устройство для образования смеси состоит из двух отдельных узлов: смесительной камеры и так называемого дозатора газа (рис. 4). Полость 1 дозатора сообщается с редуктором низкого давления. Штуцер 2 при помощи резинового шланга соединен со смесительной камерой. Трубка 3 идет ко всасывающей трубе двигателя.

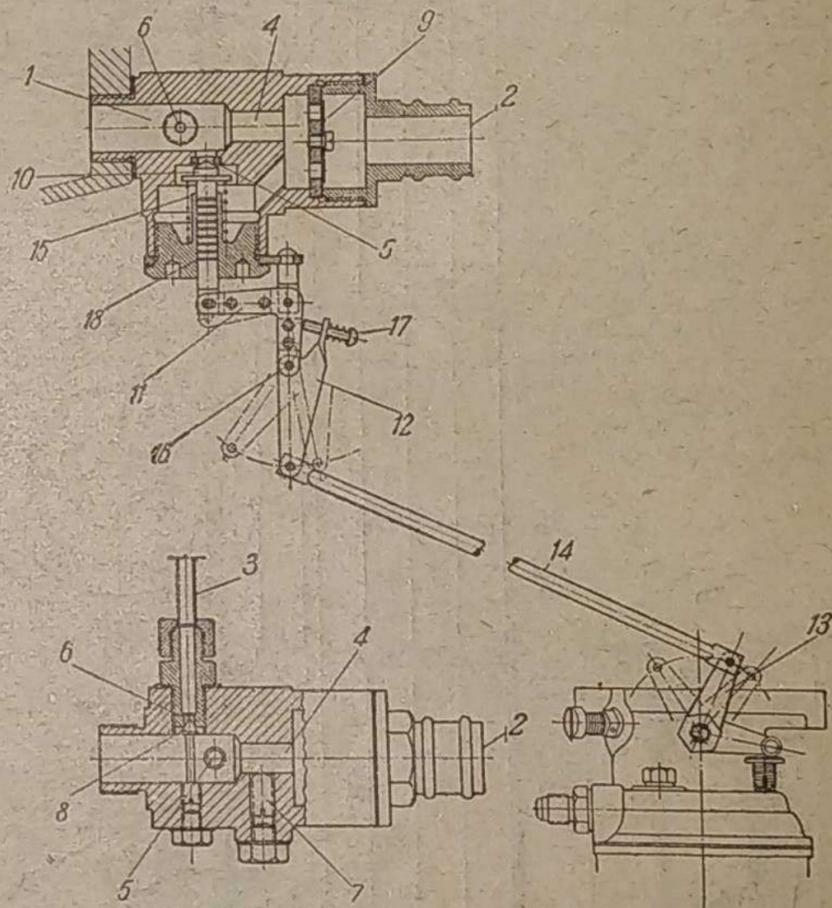


Рис. 4

Из полости 1 газ может расходоваться через 3 отверстия: отверстие 4 — «главный жиклер», отверстие 5 — «обогащительный жиклер» и отверстие 6 — «пусковой жиклер».

Сечение главного жиклера регулируется винтом 7, пускового жиклера — иглой 8. Отверстие 5 обогащительного жиклера подбирается путем замены вставки.

Дозатор имеет 2 клапана: пусковой (пластинчатый) и обогащительный (игольчатый). Пусковой клапан 9 весьма чувствителен. Для открытия или закрытия его требуется небольшая разность давлений. Материал пластины клапана — листовая резина. Игла 10 обогащительного клапана прикрывает отверстие 5 обогащительного жиклера. При помощи системы рычагов 11, 12, 13 и тяги 14 игла соединена с дроссельной заслонкой карбюратора-смесителя. На протяжении почти всего хода дроссельной заслонки игла 10 удерживается пружиной 15 в закрытом состоянии, и рычаг 12 поворачивается вокруг оси 16, не увлекая рычага 11. Лишь когда дроссельная заслонка близка к полному открытию, винт 17 упирается в заднюю сторону рычага 11, и последний открывает иглу обогащительного клапана.

¹ Редуктор низкого давления установлен таким образом (рис. 1), что кнопка выступает внутрь кабины водителя.

Кольцевые канавки 18 предусмотрены для уменьшения присоса воздуха внутрь дозатора (лабиринтовое уплотнение).

При запуске двигателя разрежение из всасывающей трубы распространяется через пусковой жиклер 6 в полость 1 и оттуда в редуктор низкого давления. Тотчас же закрывается пусковой клапан 9, так как со стороны штуцера 2 на него действует атмосферное давление¹. Газ начинает засасываться, и двигатель пускается. Если бы пусковой клапан 9 отсутствовал, то в полости 1 разрежения, достаточного для приведения в действие редуктора низкого давления, не образовалось бы и во всасывающую трубу поступал бы воздух; нормальный запуск двигателя был бы невозможен.

На малых оборотах питание двигателя газом происходит, как и при запуске через пусковой жиклер 6. Сечение этого жиклера отрегулировано таким образом, что газоздушная смесь при малых оборотах переобогащена. Открытие дроссельной заслонки дает некоторое увеличение числа оборотов. Это увеличение должно быть такого порядка, чтобы соответствующее разрежение в диффузоре смесительной камеры стало равным разрежению в редукторе низкого давления. Тогда дальнейшее открывание дроссельной заслонки вызовет открытие пускового клапана 9 и параллельно с пусковым жиклером 6 газ начнет расходоваться через главный жиклер 4.

Очевидно, что в момент перед самым открытием пускового клапана 9 газоздушная смесь будет уже обедненной. Состав смеси не изменится и после открытия пускового клапана, так как главный жиклер 4 отрегулирован на экономичную смесь при небольших оборотах.

Если продолжать открытие дроссельной заслонки, то коэффициент избытка воздуха останется приблизительно постоянным вплоть до момента, когда откроется обогатительный клапан.

Обогащающее влияние разрежения в редукторе низкого давления будет сказываться незначительно благодаря малой величине этого разрежения (20—30 мм вод. ст.) по сравнению с разрежениями в диффузоре смесительной камеры, а также благодаря компенсирующему действию пускового жиклера 6, которое выражается в следующем: с открытием дроссельной заслонки разрежение во всасывающей трубе падает, следовательно, уменьшается расход газа при одновременном возрастании расхода воздуха.

Вполне понятно, что если во всасывающую трубу (пространство «за карбюратором») вместе с газом подводить необходимый для его сгорания воздух, что имеет место во многих конструкциях, то компенсирующее действие пускового жиклера сведется к нулю.

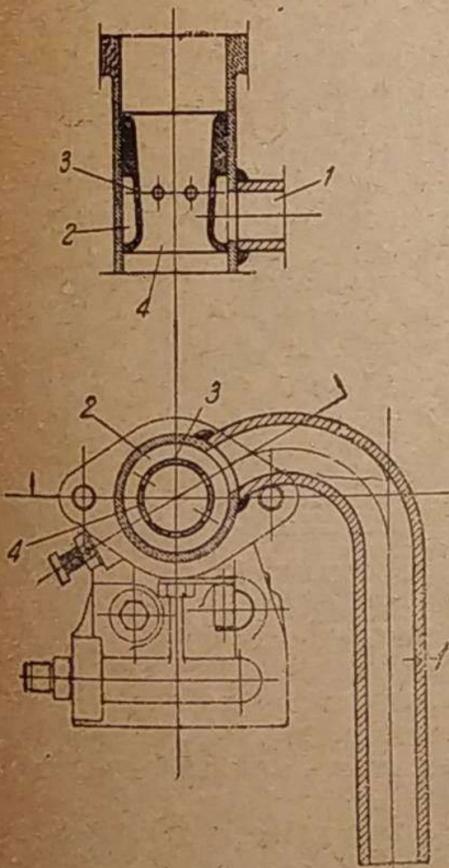


Рис. 5

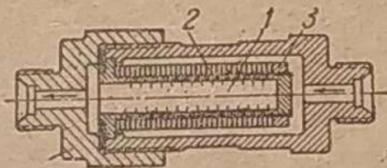


Рис. 6

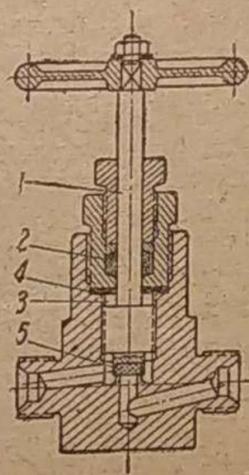


Рис. 1

Момент открытия обогатительного клапана отрегулирован винтом 17 на открытие при нагрузке 90%. Это обеспечивает необходимое для получения максимальной мощности обога-

¹ В диффузоре смесительной камеры в рассматриваемый момент почти никакого разрежения нет вследствие очень малой скорости воздуха.

шение газоздушной смеси согласно сформулированным выше требованиям.

Смесительная камера изображена на рис. 5. Она устроена внутри бензинового карбюратора МАЗ-5. Через патрубок 1 газ из дозатора поступает в кольцевую полость 2 и оттуда через отверстия 3 в диффузор 4. Здесь струи газа встречаются с потоком воздуха. Благодаря взаимно-перпендикулярному направлению газа и воздуха происходит интенсивное вихреобразование и перемешивание. Газоздушная смесь получается однородной.

Отверстия 3 просверлены несколько выше наиболее узкого сечения диффузора. Это сделано для того, чтобы не нарушить работу карбюратора на бензине.

Подогрев газа и очистка от механических примесей

В редукторе высокого давления газовой автомашины имеет место процесс дросселирования газа при большом перепаде давлений. Дросселирование газов всегда сопровождается изменением температуры, которое при определенных условиях бывает весьма значительным.

Так как технические газы обычно содержат водяные пары, а зачастую и углекислоту, то при дросселировании в редукторе высокого давления может произойти замораживание дросселирующего сечения и, как следствие, перебои в подаче газа. Для предотвращения этого явления необходимо сообщать газу тепло извне.

Если расположить редуктор высокого давления возле двигателя, под капотом, то естественного притока тепла через корпус редуктора достаточно для бесперебойной работы при таких газах как светильный и коксовый, которые содержат большой процент водорода.

У природных газов основной составляющей является метан. Поэтому они требуют перед поступлением в редуктор высокого давления дополнительного подогрева, для чего в большинстве случаев пользуются теплотой выхлопных газов. Из рис. 1 видно устройство выполненного нами подогревателя 4. Подогреватель представляет собой стальную трубку, навитую в виде спирали вокруг глушителя. Роль подогревателя играет также трубка, идущая вдоль выхлопной трубы к вентилю 8.

По мере израсходования запаса газа в баллонах давление его падает. Соответственно уменьшается охлаждение от дросселирования. Подогрев же в подогревателе несколько увеличивается вследствие увеличения скорости газа. Следовательно, температура газа, идущего к смесительной камере, возрастает, что вызывает некоторое падение мощности двигателя.

Следует требовать от газонаполнительных станций тщательной осушки газа от паров воды и очистки от углекислоты, тогда можно будет обойтись без подогревателя или уменьшить поверхность его нагрева.

Дросселирующий клапан редуктора высокого давления крайне чувствителен ко всякого рода механическим примесям в газе. Для нарушения плотности его достаточно зажатия между плоскостями самой маленькой пылинки. Механические примеси попадают в систему высокого давления автомашины вместе с газом при зарядке, а также образуются внутри самой системы (окалина, ржавчина, выкрошившиеся частицы материала уплотнений вентиля и разных прокладок).

Фильтр для очистки газа от механических примесей изображен на рис. 6. В корпусе фильтра помещен патрон 1 с фильтрующими фетровыми кольцами 2, которые сжаты гайкой 3. Цилиндрические стенки патрона изрезаны большим количеством мелких отверстий для прохода газа. Направленные течения газа показано стрелками. Фильтрация происходит при прохождении газа через толщу фетровых колец и между соприкасающимися торцевыми плоскостями их. Необходимо отметить целесообразность расположения фильтра непосредственно возле редуктора высокого давления. Расположение его до главного запорного вентиля 8 (рис. 1) было продиктовано желанием предохранить последний от попадания мелких частиц и себя не оправдало. В редукторе высокого давления иногда возникали неплотности из-за попадания под клапанок частиц материала уплотнений вентиля, выкрошившихся по разным причинам.

Вентили и соединение трубопроводов высокого давления с аппаратурой и арматурой

Используемые иногда для установки на главной магистрали газовых автомашин стандартные кислородные вентили имеют недостаточное для этой цели проходное сечение. Кроме того, как показала практика, они являются ненадежными в смысле пропусков в уплотнении шпинделя маховичка.

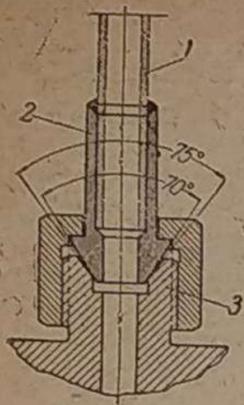


Рис. 8

Примененный для описываемой автомашины клапан изображен на рис. 7. Конструкция его отличается наличием двух уплотнений шпинделя 1. Обыкновенное сальниковое уплотнение 2 работает лишь в моменты переключения клапана. Когда клапан открыт, запяски 3 нарезанной части шпинделя прижимаются к фибровой прокладке 4. Это второе уплотнение обеспечивает полную непроницаемость во время работы автомашины.

Могущие же возникнуть незначительные пропуски через сальники 2 вследствие их кратковременности не имеют существенного значения. В качестве материала для уплотнения 5 — проходного сечения клапана — дали удовлетворительные результаты эбонит и фибра. Хорошие сорта фибры работают несколько лучше, так как они эластичнее эбонита и не крошатся.

Наличие у газовой автомашины значительного количества соединений трубопроводов высокого давления с арматурой и аппаратурой заставило обратить самое серьезное внимание на качество этих соединений, так как от него зависит надежность работы всей машины.

Произведенные испытания позволили остановиться на типе соединения, изображенном на рис. 8. Трубка 1 впаивается в патрубок 2 на меди. Пайка может быть заменена газовой сваркой. Благодаря разности в 5° между углами конуса патрубка 2 и штуцера 3 особой точности в соблюдении этих углов не требуется. Желательно, чтобы металл патрубка был тверже металла штуцера.

Преимущества конусного соединения: 1) надежность, 2) отсутствие прокладок.

Иногда из-за конструктивных причин не удается осуществить конусное соединение. В этих случаях можно с успехом применить обыкновенное соединение с фибровой прокладкой, работающее удовлетворительно. Баллоны для хранения запаса газа на автомашинах являются узким местом в развитии газового автотранспорта.

Газовому управлению с большими трудностями удалось добиться изготовления на заводе им. К. Либкнехта баллонов на 200 атм из углеродистой стали.

Мертвый вес баллона, приходящийся на 1 м^3 газа, составляет не менее 7,6 кг. Это является достижением по сравнению со стандартными кислородными баллонами на 150 атм, для которых соответствующая цифра равна 11—12 кг/м³. Однако за границей достигнуты более низкие значения мертвого веса (5,25—5,65 кг/м³).

г. Мелитополь

Газовый автомобиль на компримированном природном газе Приазовья

Инж. М. Е. КАЦНЕЛЬСОН

Использование сжатых природных газов как моторного топлива для автотранспорта впервые у нас в Союзе осуществляется в промышленном масштабе в Приазовском газодобывающем районе Днепропетровской области. Приазовское газодобывающее месторождение простирается вдоль северо-западного побережья Азовского моря, от Генического до Бердянска с центром в Приазовском районе и является чисто газовым месторождением. Состав и калорийность газа по некоторым скважинам приведены в табл. 1.

Таблица 1

Районы и скважины	В % по объему						Теплотворная способность	
	CH ₄	N ₂	HI	Ar	CO ₂	C ₂ H ₆	кал/м ³	кал/кг
Приазовский, скв. № 27	96,1	3,4	—	—	0,3	—	8 240	11 500
» скв. № 26	98,0	1,7	—	—	0,3	—	8 400	11 720
» скв. № 38	93,8	1,1	—	—	—	0,1	8 480	11 820
» скв. № 4	91,3	8,7	0,003	0,025	—	—	7 820	10 900
Н.-Васильевский, скв. № 22	93,0	6,2	0,012	0,079	0,7	—	7 970	11 140

Средний состав газа, по данным многих исследований, можно принять равным CH₄ = 97% и N₂ = 3%, что дает низшую теплотворную способность $Q^H = 8350 \text{ кал/м}^3$. Природный газ указанного месторождения бесцветный, без запаха и, как это следует из анализа, не содержит ядовитых составляющих.

По данным Укргеологтреста, III горизонт месторождения обеспечивает 2,5 млрд. м³ газа, и ориентировочное определение более мощного IV горизонта дает цифру 16 млрд. м³ газа. Эксплуатируемые скважины, отводящие газ с III горизонта, имеют глубину 102—112 м, естественное давление в пласте 8,0—9,0 атм и полный дебит 1000—2000 м³/сутки. При таком дебите для обеспечения газонаполнительной станции производительностью 180 м³/час достаточно было бы 3-4 скважины.

Однако при полном отборе газа из скважин частицы породы увлекаются с забоя вместе с газом и периодически закупоривают рабочие колонны, образуя так называемые пробки. Это связано с перерывами в снабжении газом и дополнительными затратами средств на чистку скважин. Поэтому скважины держат под противовдавлением, ограничивая выход газа через небольшие сечения, и эксплуатационный дебит составляет 600—800 м³/сутки.

Основной компонент природного газа — метан — имеет критическую точку, по «Cardosa», $P_k = 47,1 \text{ ата}$ и $T_k = 190,35^\circ \text{ К}$ и, по американским данным¹, $P_k = 47,12 \text{ ата}$ и $T_k = 190,88^\circ \text{ К}$. Плотность метана по отношению к воздуху равна 0,5545. Вес 1 л при 0,760 равен 0,7168 г.

Критические параметры и высокая калорийность природного газа указывают на целесообразность его применения в сжатом виде для замены жидкого горючего в автомобильных и тракторных моторах. Это вызывает необходимость строительства газонаполнительных станций для компримирования газа в баллоны и перевода автотракторного парка, расположенного в районе станции, на работу на сжатом газе.

Для компримирования природного газа в Приазовском районе построена и к XX годовщине Великой Октябрьской социалистической революции пущена в эксплуатацию первая и пока единственная в Союзе газонаполнительная станция производительностью 180 м³/час, на рабочее давление 200 атм. Все оборудование и аппаратура высокого давления изготовлены на наших отечественных заводах из отечественных материалов. Газонаполнительная станция обеспечивает эксплуатацию 76 газовых автомобилей.

Был проведен ряд научно-исследовательских работ по созданию конструкций советских газовых автомобилей и тракторов с целью подготовки потребителей для газонаполнительной станции. Первоочередной работой явилось переоборудование автомашины ЗИС-5 для работы на баллонном газе.

Схема газового автомобиля

Современный автомобиль, работающий на бензине, является наиболее законченной с конструктивной точки зрения машиной. Поэтому, естественно, что переоборудование машины для работы на газообразном топливе, связанное с установкой дополнительного оборудования и аппаратуры, встречает ряд трудностей. К стандартному грузовому автомобилю производства наших автозаводов, предназначенному для работы на сжатом природном газе, должны быть предъявлены следующие требования:

1. Автомобиль должен работать как на газе, так и на бензине.

2. Мотор не должен подвергаться каким-либо конструктивным изменениям. При этом некоторое падение мощности, неизбежное при переходе на газовое топливо, не должно значительно отражаться на тяговых качествах автомобиля.

3. Установка баллонов для газа не должна значительно влиять на грузоподъемность машины, занимать полезную площадь кузова и выходить за внешние габариты автомобиля.

¹ Журнал «Refiner», май 1935 г., стр. 232.

4. Газовая аппаратура должна быть полностью автоматической, несложной конструкции, с простым регулированием. Расположение аппаратуры должно обеспечить удобства в эксплуатации, легкость и доступность в сборке, разборке и ремонте. Все соединения высокого давления должны обладать максимальной плотностью.

5. Управление автомобилем, работающем на газе и на бензине, должно быть идентичным.

6. Дальность пробега автомашины на газе при одной зарядке должна быть равной суточной норме километража и составлять 180—200 км.

7. Газовый автомобиль должен обладать высокой прочностью и надежностью, гарантировать полную безопасность при работе на газе, сжатом до высокого давления.

Выбор наиболее рациональной схемы газового автомобиля и должен отвечать всем вышеуказанным требованиям.

С техно-экономической и конструктивной точек зрения наиболее рациональным является переоборудование на работу на сжатом газе грузовых автомобилей большой грузоподъемности. Для них отношение веса газового оборудования к общему тоннажу автомашины меньше, чем для автомашин малой грузоподъемности, при одинаковой дальности пробега на газе.

Потеря грузоподъемности и дальность пробега автомашин приведены в табл. 2.

Таблица 2

Марка машины	Полезная грузоподъемность в т	Число установленных баллонов в шт.	В-с баллона в кг	Потеря полезной грузоподъемности в %	Дальности пробега на газе в км
ЗИС-5	3,0	6	75	15	180—200
ГАЗ-АА	1,5	4	75	20	180—200

Схема осуществленной конструкции газового автомобиля на базе ЗИС-5 сводится к следующему.

Под кузовом на ланжеронах установлены 6 баллонов для сжатого газа. Емкость каждого баллона 50 л, рабочее давление 200 ати. Баллоны снабжены специальными вентилями, имеющими боковую цапку с левой резьбой, согласно ОСТ для горючих газов. Системой соединительных трубок все баллоны соединены в общий коллектор. Коллектором служит цельнотянутая стальная труба 26/36, имеющая на конце зарядный вентиль. При зарядке необходимо закрыть главный запорный вентиль, открыть вентили баллонов и зарядный вентиль. Запас газа в баллонах контролируется манометром, включенным до главного вентиля.

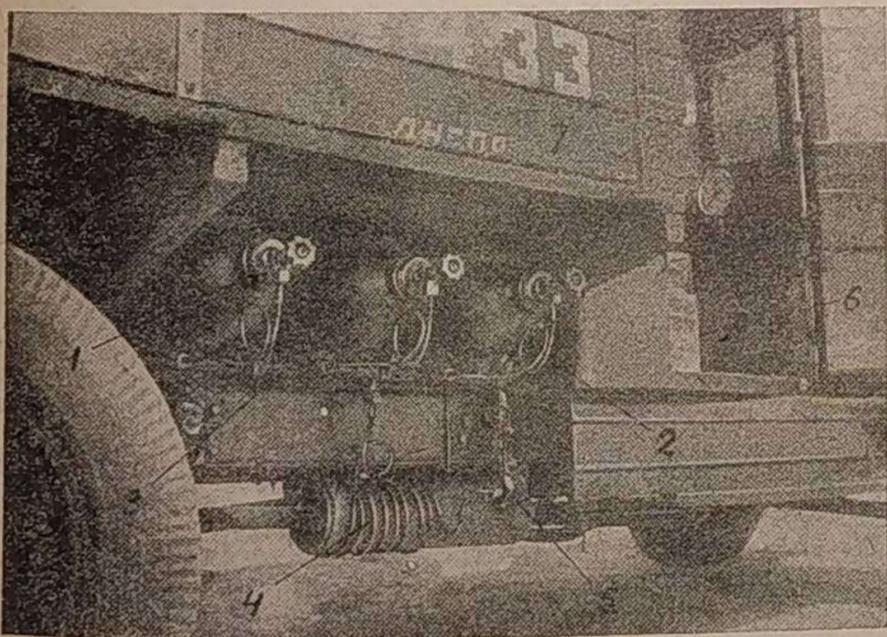


Рис. 1. 1 — баллоны, 2 — соединительные трубки, 3 — коллектор, 4 — подогреватель, 5 — фильтр, 6 — главный вентиль, 7 — манометр на 400 атм.

Из коллектора газ высокого давления проходит (рис. 1) через подогреватель 4, фильтр 5 и главный запорный вентиль 6 к редуктору высокого давления 1 (рис. 2), где редуцируется до давления 1,4—1,5 ати. Как известно, дросселирование метана связано с понижением температуры расширяющегося газа; в среднем при падении давления на 1 ат температура газа снижается на $\frac{1}{4}^{\circ}$, что вызывает обмерзание труб, замерзание влаги газа и закупорку отверстий редукторов¹.

¹ Журнал «Мотор», № 11, 1935 г., доц. М. П. Беликов и инж. М. Е. Кацнельсон, Тракторные двигатели на природном газе.

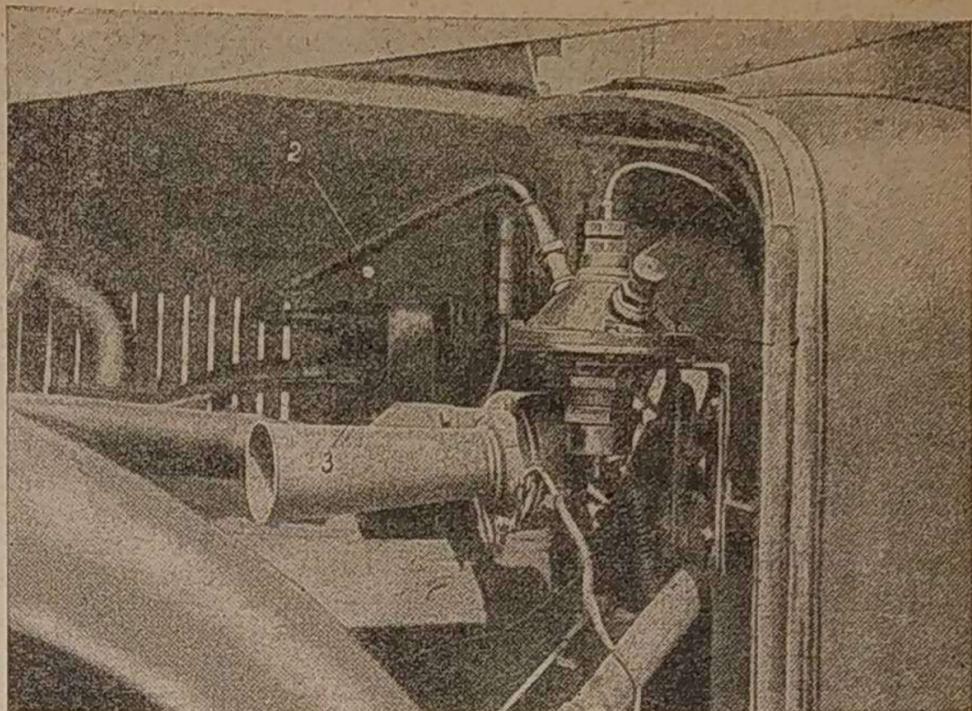


Рис. 2. 1 — редуктор высокого давления, 2 — соединительная трубка, 3 — редуктор низкого давления.

Предусмотренное в конструкции устройство простейшего подогревателя газа (змеевика на глушителе двигателя) устраняет это отрицательное явление и обеспечивает непрерывную работу редуктора высокого давления.

Через соединительную трубку 2 (рис. 3) газ с давлением 1,4—1,5 ати поступает в редуктор низкого давления 3, где редуцируется до давления на 30—40 мм вод. ст. ниже атмосферного, что гарантирует: 1) отсутствие утечки на стоянках автомашины, 2) легкий запуск, который затруднялся бы при наполнении цилиндров газом после остановки мотора.

Двойное редуцирование необходимо для получения в приемлемых конструктивных размерах редукторов приблизительно постоянного давления газа на всасывании, учитывая непрерывное изменение давления газа в баллонах.

После редуктора низкого давления газ поступает в специальный дозатор 4 (рис. 3), автоматически обеспечивающий необходимое качество смеси при различных режимах работы двигателя. Резиновый шланг 5 соединяет дозатор с смесительным устройством. В качестве смесителя использована смесительная камера карбюратора МААЗ-5, комбинированный смеситель-карбюратор с пересекающимися потоками газа и воздуха, дающий наилучшие результаты смесеобразования. Для перевода мотора на питание бензином закрывают главный запорный вентиль 6 (рис. 3) и открывают краник бензобака.

Газовая аппаратура совершенно оригинальной конструкции инж. И. Я. Туровского, испытанная в длительных эксплуатационных условиях, оправдала все расчетные предпосылки и не уступает лучшим образцам иностранной аппаратуры, в том числе и тем образцам, над которыми работает НАТИ.

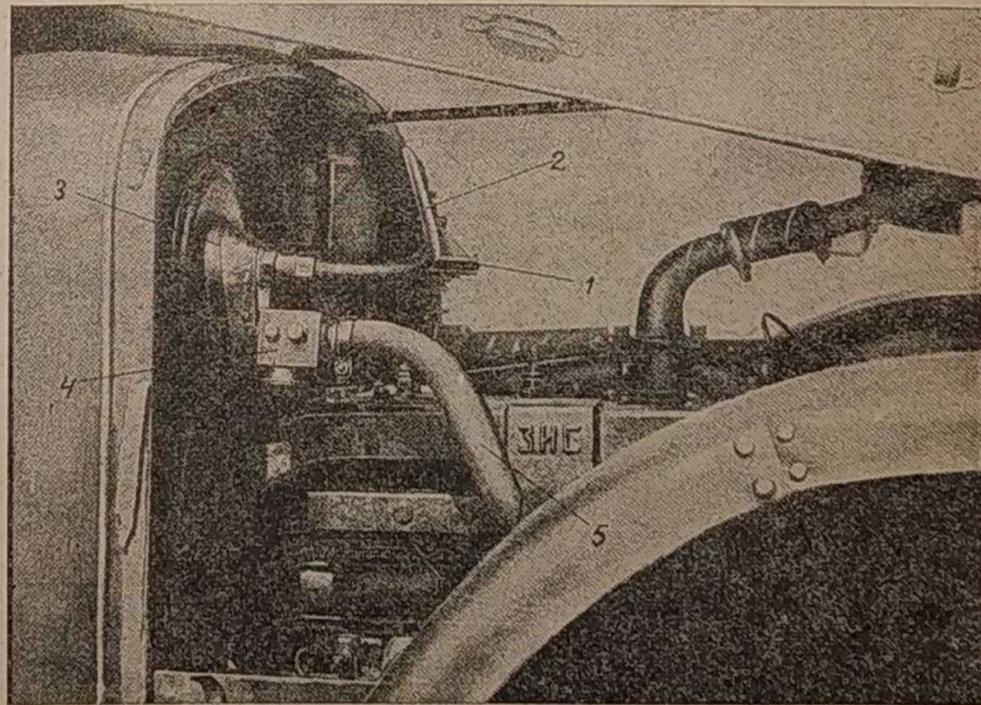


Рис. 3. 1 — редуктор высокого давления, 2 — соединительная трубка, 3 — редуктор низкого давления, 4 — дозатор, 5 — резиновый шланг.

Основная особенность сконструированной аппаратуры¹ — ее полная автоматичность, чего не достигнуто, насколько известно из литературы, ни в одном из зарубежных образцов газового автомобиля.

Главными элементами этой аппаратуры являются: 1) редуктор высокого давления, 2) редуктор низкого давления, 3) специальный дозатор.

Редукторы высокого и низкого давлений представляют собой автоматические регуляторы давления пружинно-мембранной конструкции и обладают следующими достоинствами: 1) герметичность клапанов на всем диапазоне давлений газа в баллонах от 200 до 2 ати; 2) небольшие габариты, благодаря чему возможна удобная установка редукторов под капотом двигателя; 3) нечувствительность к сотрясениям автомашины во время езды благодаря отсутствию более или менее значительных масс и подвижной системы; 4) незначительное трение в подвижной системе вследствие отсутствия рычагов; 5) постоянство давления дросселируемого газа, без чего невозможно было бы осуществить автоматическое регулирование состава смеси, и следовательно, экономичный расход газа при различных режимах работы двигателя. Дозатор газа, являясь частью всего смесительного устройства, автоматически обеспечивает: а) экономичный расход газа при работе мотора на тихих и средних оборотах; б) максимальную мощность при полном открытии дроссельной заслонки.

Баллоны для сжатых газов, кроме основных требований, предъявляемых к аппаратам высокого давления, должны иметь минимально-возможный вес без нарушения условий прочности. Наши стандартные баллоны для рабочего давления 150 ати, емкостью 40 л и весом 68—70 кг, что дает 11—12 кг/м³ газа, следует считать для указанных целей непригодными.

Для газовых автомобилей необходимо иметь облегченный тип баллонов емкостью не менее 48 л при рабочем давлении 200 ати. Вес подобного баллона 52 кг дает удельный мертвый вес 5,4 кг/м³ газа. Эти баллоны изготавливаются из хромо-никеле-молибденовой стали состава: Ni = 2,5; Chr = 0,52; Mb = 0,38; C = 0,33.

Наиболее приемлемым типом баллонов для сжатых газов являются алюминиевые баллоны со стальной оплеткой (французские)². Баллоны «Алюмаг» изготавливаются из сплава алюминия и 6% магния. Емкость баллона 15 л, вес 9,4 кг при рабочем давлении 200 ати, что дает удельный мертвый вес 3,2 кг/м³ газа.

По германскому стандарту DIN № 3380³, облегченные баллоны для газовых автомобилей должны иметь: а) рабочее давление газа $P = 200$ кг/см²; б) временное сопротивление стали $R_s = 90—105$ кг/мм²; в) предел упругости $R_i = 77$ кг/мм²; г) относительное удлинение $i = 14\%$; д) габариты, приведенные в табл. 3.

Таблица 3

Емкость баллона в л	Наружный диаметр	Длина	Толщина стенки	Вес в кг
53	229	1 610	5,75	62
110	321	1 720	8,0	136
150	368	1 800	9,25	192
230	394	2 400	10,0	281

При коэффициенте запаса прочности для этих баллонов $K = 2,38$.

В табл. 4 приведены данные наиболее легких баллонов завода им. К. Либкнехта.

Наружный диаметр баллона $D = 219$ мм. Длина баллона $l = 1712$ мм. Вес тары на единицу газа составит 7,5—7,6 кг/м³, что является значительным шагом вперед по сравнению с нашими стандартными баллонами.

Коэффициент запаса прочности этих баллонов $K = 3,26$.

Практика испытаний⁴ показала безопасность пользования баллонами со сжатым газом, так как даже в случае нарушения целостности баллона (при аварии машины) происходит лишь выход газа, не сопровождаемый взрывом или отделением осколков.

¹ См. статью инж. И. Я. Туровского «Конструкция советского газового автомобиля на сжатых газах» в этом же номере «Мотора».

² Журнал «Автотракторное дело» № 9, 1935 г., Г. И. Самоль, «Применение газообразных топлив на автотранспорте».

³ Журнал «Das Gas und Wasserfach» № 47 и журнал «Maschinenbau» № 23/24, 1936 г.

⁴ VDI, 1935 г., № 25, стр. 779, W. Samm и K. Walter, Баллоны из легкой стали для газообразного моторного топлива.

Емкость в л	Вес в кг	Химический анализ					Механическое испытание			Толщина стенки в мм
		C	Mn	Si	P	S	R_s	R_i	i	
							в кг/мм ²		в %	
51,0	75,3	0,61	0,66	0,25	0,038	0,018	77,5	46,5	18,1	8,5
50,1	77,2	0,52	0,83	0,27	0,025	0,015	80,5	46,1	18,3	8,5
50,4	77,7	0,54	0,85	0,24	0,030	0,025	89,5	43,0	13,0	8,5
49,2	78,1	0,60	0,69	0,26	0,029	0,017	80,5	50,0	14,6	8,5
50,7	76,3	0,50	0,86	0,32	0,027	0,014	92,5	50,0	14,2	8,5
50,4	76,3	0,38	0,72	0,23	0,020	0,011	80,5	50,0	16,2	8,5

Определим запас газа для газовой машины ЗИС-5, снабженной шестью баллонами сжатого природного газа Приазовских месторождений, и дальность пробега машины при одной зарядке.

Общий запас газа на машине состит:

$$\Sigma V_0 = 6 \cdot V_0 \text{ нм}^3,$$

$$V_0 = \frac{PV}{\xi T} \cdot \frac{T_0}{P_0} \text{ нм}^3,$$

где q — удельный расход газа в км³/км,
 L — дальность пробега при одной зарядке в км.

Тогда

$$L = \frac{\xi V_0}{q} \text{ км.}$$

Имеем следующие основные данные:

$P = 200$ ати — рабочее давление в баллоне,

$V = 50$ л — емкость баллона,

ξ — коэффициент сжимаемости для метана¹, при различных температурах газа:

$t =$	0°	5°	10°	15°	20°	25°	30°	35°
ξ	0,720	0,730	0,740	0,755	0,770	0,790	0,810	0,83

$q = 0,34$ м³/км — средний удельный расход газа, установленный на основе многократных практических испытаний в дорожных условиях, при зарядке машины газом от различных скважин.

Результаты вычислений о запасе газа и дальности пробега газовой автомашины при $P = 200$ ати сведены в табл. 5.

Таблица 5

Температура газа в °С	ξ	V_0	ΣV_0	q	L
		в нм ³			
35	0,830	10,37	62,22	0,34	183
30	0,810	10,90	65,40	0,34	192
25	0,790	11,75	67,50	0,34	198
20	0,770	11,75	70,50	0,34	207
15	0,755	12,2	73,20	0,34	215
10	0,740	12,65	75,90	0,34	223
5	0,730	13,1	78,6	0,34	231
0	0,720	13,5	81,0	0,34	238

Практическое определение дальности пробега машины в условиях летнего времени дает гарантированную цифру 180 км. Естественно, что в зимних условиях дальность пробега повышается соответственно данным табл. 5.

Опытная и регулярная эксплуатация газовой автомашины ЗИС-5 показала, что автомашина, работающая на природном газе, обладает следующими достоинствами:

1. Сохранение степени сжатия связано с незначительным падением мощности мотора. При этом сохраняются тяговые качества автомобиля в эксплуатационных условиях.

2. Коммерческая и техническая скорость не уступает бензиновым автомобилям.

3. Полное отсутствие детонации.

4. Совершенный процесс сгорания, чистый и без запаха выхлоп.

5. Улучшение работы смазки (ввиду отсутствия конденсации топлива), и следовательно, уменьшение износа деталей двигателя. Увеличение срока службы смазки.

¹ Проф. В. Шюле, Техническая термодинамика, т. 1, стр. 378, фиг. 162.

6. Легкий запуск независимо от атмосферных условий. В этом отношении газовые автомобили весьма выгодно отличаются от газогенераторных, у которых пусковые качества неудовлетворительны¹.

7. Средний удельный расход газа $q_r = 0,34 \text{ м}^3/\text{км}$. Принимаем теплотворную способность для бензина $Q^{\text{вн}} = 10\,500 \text{ кал/кг}$ и для газа $Q^{\text{вн}} = 8\,350 \text{ кал/м}^3$. Следовательно, эквивалентный удельный расход по бензину составит:

$$b_{\delta} = \frac{Q^{\text{вн}} \cdot g_2}{Q_H} = 0,271 \text{ кг/км при норме } b_{\delta} = 0,300.$$

Расход тепла на 1 км меньше на 9,8% по сравнению с работой на бензине.

8. Приемистость газового автомобиля не уступает аналогичным бензиновым.

9. Газовый автомобиль отличается высокой прочностью и надежностью. В этом отношении он имеет преимущества перед газогенераторными¹.

Газовый автомобиль, работающий на сжатом природном газе, может быть в любое время переведен для работы на бензине без остановки мотора.

Пробег Приазовье — Днепропетровск

Для проверки эксплуатационных свойств газовой аппаратуры и автомашины в различных дорожных условиях 11 июля 1937 г. был проведен опытный пробег. Маршрут пробега: Компрессорная станция — с. Приазовье — г. Мелитополь — с. Михайловка — с. Васильевка — г. Запорожье — г. Днепропетровск.

Общая длина маршрута по спидометру составляет 262 км. Установленный удельный расход газа колебался на отдельных участках маршрута от 0,3 до 0,38 м³/км в зависимости от профиля дороги и составляет в среднем 0,34 м³/км. На трудных участках пути (дождь и грязь на участке с. Приазовье — г. Мелитополь, крутые подъемы на участке с. Васильевка — г. Запорожье) газовая автомашина показала отличные тяговые качества. Работа газового автомобиля в регулярной эксплуатации (более 5 000 км) подтверждает все ранее сделанные выводы. Газовое оборудование автомашины работает без отказа.

Первый газовый автомобиль советской конструкции является уже промышленным образцом. В настоящее время Газовое управление располагает двумя газовыми автомобилями подобного типа и подготавливает переоборудование 25 автомашин ЗИС-5 для работы на сжатом природном газе Приазовья.

Экономический эффект и народнохозяйственное значение

Произведем ориентировочный экономический подсчет для опытной Компрессорной станции № 1 в Приазовском районе. На станции установлен компрессор завода «Борец» типа МВГ-220, при рабочем давлении $P = 200$ ати, производительностью $V = 180 \text{ км}^3/\text{час}$.

Суточная производительность станции при 22-часовой непрерывной работе составит

$$V_0 = 180 \cdot 22 = 3960 \text{ м}^3/\text{сутки}.$$

Расчет потребления газа автомашинами сведен в табл. 6. Потребность в бензине при тех же условиях приведена в табл. 7.

Следовательно, опытная компрессорная станция обеспечивает эксплуатацию парка из 76 автомашин и дает годовую экономию бензина 1 117 т.

¹ Журнал «Мотор» № 9, 1933 г., инж. А. А. Иванин, Итоги испытания газогенераторных автомобилей в производственных условиях.

Марка машины	Удельный расход в м ³ /км	Норма пробега в км/сутки	Суточный расход на 1 машину в м ³ /сутки	Число автомашин в шт.	Полный расход в м ³ /сутки
ЗИС-5	0,34	200	68,0	20	1360,0
ГАЗ-АА	0,23	200	46,0	56	2576,0
	—	—	114,0	76	3936,0

Таблица 7

Марка машины	Удельный расход в кг/км	Норма пробега в км/сутки		Число автомашин в шт.	Полный расход в кг/сутки
ЗИС-5	0,300	200	60,0	20	1200,0
ГАЗ-АА	0,170	200	34,0	56	1904,0
	—	—	94,0	76	3104,0

Стоимость 1 м³ сжатого газа для этой станции, учитывая все расходы по капиталовложениям, добыче газа, эксплуатации станции, транспорту газа и пр., предполагается равной 35 коп. Стоимость 1 кг бензина равна 90 коп.

Годовая экономия на стоимости горючего для 76 автомашин составит 509 760 руб.

Несравненно больший экономический эффект получится при развитии сети компрессорных станций с установленными компрессорами на 350 ати. В этом случае значительно облегчается задача накачки и докачки автомашин во время движения.

Замена бензина на автотранспорте газообразным горючим (природным газом) имеет большое народнохозяйственное значение, которое трудно переоценить.

Комплексно решить задачу промышленного использования сжатых природных и искусственных газов, конечно, не под силу одной области и тем более ее местной промышленности.

К этому делу должны быть в первую очередь привлечены: 1) металлургическая промышленность — производство облегченных стальных баллонов для рабочего давления 200 ат, 2) машиностроительная промышленность — производство газовых компрессоров и аппаратуры на давление 350 ат, 3) научно-исследовательские центры — разработка и дальнейшее усовершенствование газовых баллонов и аппаратуры для газовых автомобилей, 4) буровые организации — бурение эксплуатационных газовых скважин.

Совершенно ясно, что это задача союзного или по меньшей мере республиканского значения.

В программе строительства по третьему пятилетнему плану вопросы газификации СССР будут иметь ведущее значение, и необходимое внимание должно быть обращено на вопросы использования сжатых газов как моторного топлива для автотранспорта.

г. Мелитополь.

Результаты применения комбинированного центробежно-вакуумного автомата опережения зажигания на двигателе М-1²

На рис. 13—21 приведена серия характеристик двигателя.

1. Полное открытие дросселя (рис. 13) дает совпадение параметров наивыгоднейшего опережения зажигания с автоматическим, подобранным в настоящей работе. Заводский автомат, имея резко отличную по форме характеристику, дает совпадение с наивыгоднейшим зажиганием только при $n = 1700$ об/мин., практически же одинаковые параметры получаются в диапазоне 1500—2100 об/мин. По обе стороны этого диапазона экономичность ухудшается, доходя до превышения удельного расхода топлива g_e на 4,5—5,0%. Максимальная мощность двигателя уменьшается с 54,7 до 52,8 л. с., т. е. на 3,5%, с одновременным сдвигом соответствующих оборотов с 2860 до 2780 об/мин. Прочие отрицательные моменты, связанные со слишком поздним зажиганием, несомненно также имеют место.

2. Характеристики переменного открытия дросселя при постоянных оборотах (рис. 14—19) подчеркивают недостаточность одного центробежного автомата с исключительной наглядностью, а данного заводского в особенности, так как он даже на полных открытиях дросселя в большинстве случаев дает слишком позднее зажигание. Разница в экономичности по сравнению с наивыгоднейшим зажиганием существует во всем диапазоне прикрытых дросселей и в отдельных случаях достигает 10—12%.

Вакуумный автомат настолько корректирует зажигание, что почти во всем диапазоне не удается уловить разницы в экономичности по сравнению с наивыгоднейшими. Исключения составляют малые обороты (до 1000 об/мин.), где наблюдается совершенно ничтожное ухудшение экономичности за счет некоторого несовпадения работы центробежного автомата с наивыгоднейшим зажиганием на близких к полному открытию дросселях и за счет сознательного снижения опережения зажигания на очень сильно прикрытых дросселях. Во всех случаях кривая действительного опережения располагается возле наивыгоднейшей, а на больших оборотах даже совершенно совпадает с последней.

3. Характеристика переменного открытия дросселя при

переменных оборотах (рис. 20), соответствующая эксплуатационному режиму двигателя на автомобиле приезде по ровной дороге, на прямой передаче, также весьма наглядно характеризует эффект от наличия вакуум-автомата. Только при числе оборотов ниже 700 в 1 мин. имеется незначительное отклонение от наивыгоднейшей экономичности, на всем же остальном диапазоне имеем полное совпадение. В то же время заводский автомат (центробежный) обеспечивает по всему диапазону перерасход топлива в среднем около 6%.

Следует отметить, что обычно в эксплуатации перерасход несколько меньше за счет более ранней предварительной установки зажигания, но все же он всегда имеется и сопровождается сильной детонацией при разгонах и на тяжелых участках пути.

4. На рис. 21 представлены экономические характеристики автомобиля М-1, построенные по данным рис. 20. Некоторая искусственность их получения не позволяет сомневаться в их тождественности с тем, что окажется при действительном испытании автомобиля, тем более, что абсолютные величины расходов топлива вполне реальны. Относительная же ценность этих характеристик при сравнении работы различных систем зажигания даже выше, чем если бы они были получены испытанием автомобиля. В последнем случае практически невозможно добиться полной идентичности в условиях проведения опытов (ветер, осадки, встречное и параллельное движение и т. д.).

При эксплуатации автомобиля М-1 с хорошо подобранным центробежно-вакуумным автоматом опережения зажигания можно получить экономию в расходе топлива в среднем около 1 л на каждые 100 км пути, что составляет от 5 до 13% от суммарного расхода в настоящее время.

Нет никаких оснований задерживать далее скорейшее внедрение полной автоматизации управления опережением зажигания для автомобиля М-1 на базе экспериментального образца завода АТЭ и работ НАТИ. Некоторые конструктивные недочеты, имевшиеся в этом образце, легко устранимы, и на них указано заводу.

В связи с этим необходимо немедленно поручить карбюраторным заводам устроить вывод вакуума из точки H'_a по рис. 11 с предельно возможной точностью, как показано, высверливая отверстие.

Автомобили и тракторы на газообразном топливе¹

Инж. М. АЙЗЕРМАН

Развитие автотранспорта на газообразном топливе относится, главным образом, к последним годам. Задерживалось оно из-за трудностей, связанных с перевозкой на автомобиле достаточного запаса газа.

С точки зрения современных требований пригодным к нормальной эксплуатации может быть признан автомобиль, имеющий радиус действия без пополнения запаса горючего не менее чем 150 км (и эта цифра весьма мала), а для этого необходимо иметь на автомобиле большое количество газообразного топлива.

Потребный запас газа может быть в первом приближении подсчитан следующим образом.

Если через Q обозначить расход газа, а через V_a — среднюю скорость движения автомобиля, то

$$Q \frac{\text{кг}}{100 \text{ км}} = \frac{G_e \cdot N_m}{10 V_a},$$

где N_m — мощность двигателя,

G_e — расход топлива в г/э. с. ч.

Как известно,

$$G_e = \frac{632}{H_u \eta_e}$$

где: H_u — низшая теплотворная способность топлива,
 η_e — эффективный к. п. д.

При переводе двигателя с бензина на новое топливо удельный расход этого топлива может быть поэтому выражен формулой

$$G'_e = G_e \frac{H_u \eta_e}{H'_u \eta'_e},$$

где G'_e , H'_u и η'_e — параметры, относящиеся к работе двигателя на газе,

G_e , H_u и η_e — к работе двигателя на бензине.

Отношение к. п. д. при работе на бензине и на газе

$\frac{\eta_e}{\eta'_e}$ в первом приближении может быть принято равным

единице. При этом допущении мы пренебрегаем некоторым улучшением к. п. д. двигателя при переводе его на газ.

Тогда

$$G'_e = G_e \frac{H_u}{H'_u}$$

и расход газа на 100 км может быть подсчитан так:

$$Q' \left(\frac{\text{кг}}{100 \text{ км}} \right) = Q \frac{\text{кг}}{100 \text{ км}} \frac{H_u}{H'_u},$$

где Q' — расход газа,

Q — расход бензина.

Запас газа для осуществления заданной дальности пробега без пополнения запаса горючего определится как

$$G = LQ' \left(\frac{\text{кг}}{100 \text{ км}} \right) \frac{1}{100} = L \cdot Q \left(\frac{\text{кг}}{100 \text{ км}} \right) \frac{1}{100} \frac{H_u}{H'_u},$$

где G — запас газа в кг,

L — потребная дальность пробега.

Элементарные просчеты по этой формуле показывают, что для сохранения за автомобилем 150-км пробега придется иметь на автомашине значительные запасы газа (табл. 1).

¹ Журнал «Мотор» № 3 и 4, 1938 г.

Таблица 1

Автомобиль	Вид газа		
	Несжижаемые газы		Сжиженные газы
	богатые газы	средн. калор. газы	
в м ³			
ГАЗ-АА	40	60	6,8 м ³ =17 кг
ЗИС-5	65	95	12 м ³ =30 кг

Цифры в табл. 1 приведены в кубических метрах газа при нормальных условиях. В отношении сжижаемых газов вопрос размещения этого количества газов не представляет особого труда как в силу сравнительно малых потребных количеств его, так и в силу того, что при небольших давлениях порядка 5—15 ат газы превращаются в жидкость с уменьшением объема в 500—600 раз.

Для размещения на автомобиле потребного количества несжижаемых газов требуются уже большие объемы даже при применении высоких давлений.

Практика использования газовых автомобилей установила, что наиболее выгодным давлением газа является 150—200 ат. Больше давление затрудняет газоснабжение и приводит вместе с тем к необходимости употреблять слишком тяжелые баллоны.

В табл. 2 собраны данные о потребной емкости баллонов, устанавливаемых на автомобиле для вмещения указанного в табл. 1 количества газов при давлении 200 ат для несжижаемых газов и при давлении сжижения для сжижаемых газов.

Таблица 2

Автомобиль	Вид газа		
	несжижаемые газы		Сжиженные газы
	богатые газы	средн. калор. газы	
в л			
ГАЗ-АА	200	300	35
ЗИС-5	350	475	60

Цифры, помещенные в табл. 2, показывают, что на автомобиле необходимо разместить по крайней мере 5—7 пятидесятилитровых баллонов при применении сжатых и одного пятидесятилитрового баллона при применении сжиженных газов.

Баллоны для несжижаемых газов (сжатых газов)

Для оценки веса баллона обычно относят его к вмещаемому количеству газа, выраженному в кубических метрах при нормальных условиях.

Нормальные кислородные баллоны, являющиеся стандартной продукцией заводов ГУМП, имеют относительный вес почти в 12 кг/м³. Если оборудовать автомобили стандартными баллонами, то для обеспечения 150-км радиуса действия автомобиля пришлось бы на ней баллоны общим весом: для ГАЗ-АА в 720 кг, а для ЗИС-5 более чем в 1000 кг. Очевидно, столь большая нагрузка не может быть признана рациональной, и единственным выходом является применение специальных облегченных баллонов, к изготовлению которых ГУМП и приступил.

Конструкция современного баллона высокого давления отличается от стандартного кислородного баллона лишь меньшей толщиной стенок, полученной, главным образом, за счет лучшего качества материалов, тщательной термобработки, а частью за счет снижения запасов прочности.

Наибольшее распространение имеют баллоны из среднелегированной стали с содержанием углерода около 3%, никеля около 3%, хрома около 1% и молибдена около 0,4%.

Баллоны, изготовленные из этой стали, после термобработки разрушаются лишь при давлении порядка 480 ат, что соответствует напряжению в 9000 кг/см².

Примерно то же давление выдерживают баллоны из низколегированной стали (общее количество никеля, хрома и молибдена около 1,5—2%).

Наиболее распространенные размеры баллонов: толщина стенки 5 мм, наружный диаметр 202 мм, длина 1850 мм, емкость 50 л. Вес одного баллона 50—60 кг. По данным фирмы допуски на емкость 15% и на вес $\pm 7\%$.

Относительный вес современного стального баллона для сжатых газов не превышает 5—6 кг/м³, а в некоторых случаях и меньше, что дает общую нагрузку от веса баллонов на автомобиль типа ГАЗ-АА в 300 кг, а на автомобиль типа ЗИС-5 в 450—500 кг. Баллон такого типа изображен на рис. 1.

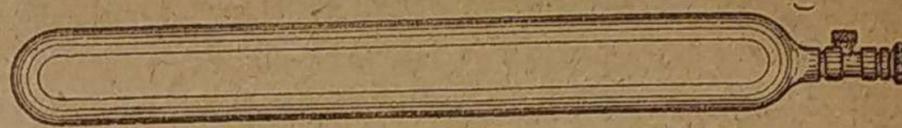


Рис. 1.

Неоднократные испытания подобных баллонов показали, что при любых механических разрушениях (от удара при авариях, от попадания пуль и т. д.) баллон трескается без образования осколков и опасность представляет лишь легковоспламеняющийся, а в некоторых случаях и ядовитый газ, но не разрыв баллона.

Известные производственные трудности, связанные с изготовлением цельнотянутых баллонов из легированной стали, а главным образом желание снизить вес баллона, заставили ряд фирм искать выход в применении баллонов, изготовленных из простой углеродистой стали (а иногда и алюминия), но снабженных обмоткой и бандажми из высококачественной легированной проволоки (рис. 2).

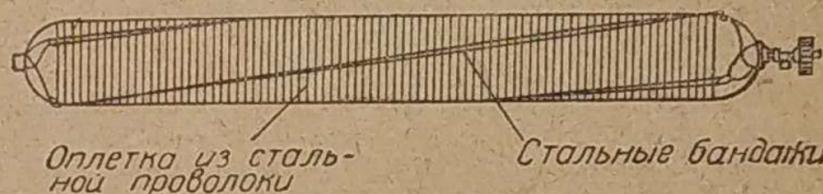


Рис. 2.

Наибольший интерес представляют баллоны, выпускаемые французской фирмой «Аллюмаг». Баллон этот изготовлен из цельнотянутой алюминиевой трубы с содержанием алюминия 93,5% и магния 6,5%. Удельный вес материала 2,63, временное сопротивление 33 кг/мм². Толщина стенки баллона 3,2 мм.

Оплетка выполнена из стальной высококачественной (так называемой рояльной) проволоки диаметром 0,8 мм с временным сопротивлением 220 кг/мм². Баллон рассчитан на рабочее давление в 200 ат и при гидравлических испытаниях выдерживает 450 ат. Общий вес такого баллона 9,2 кг, вместимость 3 м³ газа (15 л водяной вместимости), что составляет относительный вес почти в 3 кг/м³. Цифра во всех отношениях рекордная. На рис. 3 показана часть проволочной оплетки такого баллона.

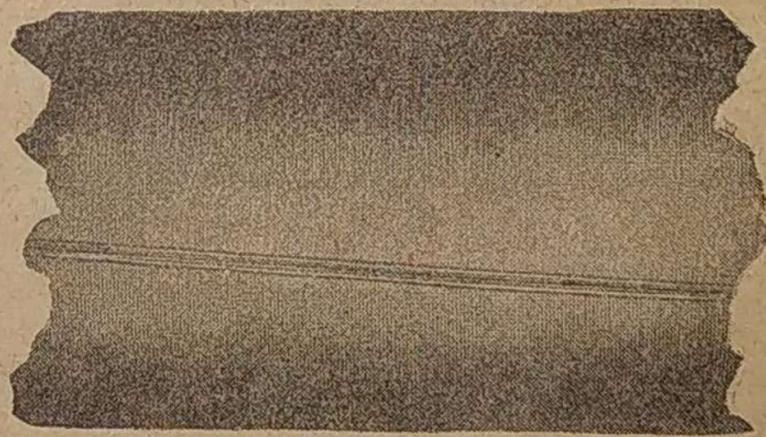


Рис. 3.

Проволока навита в один ряд по периметру баллона плотно прижатыми друг к другу кольцами, и вся оплетка образует как бы стальной каркас. Поверх этого каркаса по винтовой линии проложены 3 продольных стальных бандажки (стяжки), составленных каждый из 4 кусков этой же проволоки.

Преимуществом баллонов подобного типа является между прочим также и то, что при разрушении баллона прежде всего рвется проволока и тем задолго до разрушения предупреждает водителя об опасности. Так при испытаниях, проведенных НАТИ, разрыв первой проволоки произошел при 330 ат, а разрыв баллонов лишь при 450 ат. На всем этом диапазоне наблюдался сильный прогиб баллона, который, по данным фирмы, объясняется неравномерной толщиной стенки.

Описанные выше баллоны для сжатых газов являются стандартной продукцией в ряде стран и в ближайшее время станут объектом серийной продукции нашей промышленности.

Конструкции баллонов высокого давления мало отличаются друг от друга. Поэтому мы ограничиваемся сказанным о баллонах высокого давления, не останавливаясь подробно на вопросах, связанных с допустимыми напряжениями, методами расчета, технологией и термообработкой баллонов высокого давления, так как эти вопросы могут интересовать лишь читателей, связанных с производством баллонов, а не автомобилистов.

Несколько иное положение имеет место в области баллонов для сжиженных газов, отличающихся разнообразием конструкций. Эти баллоны могут быть изготовлены любым заводом и крупным автохозяйством самостоятельно, и таким образом развитие автотранспорта на сжиженных газах зависит лишь от инициативности и энергии работников автотранспорта. Это и побуждает нас остановиться на описании баллонов для сжиженных газов более подробно.

Баллоны для сжиженного газа

Давление в баллоне, содержащем сжиженный газ, как мы уже отмечали¹, не зависит от количества содержащегося в баллоне газа и изменяется лишь с изменением внешней температуры согласно кривой упругости паров, приведенной на рис. 1 в нашей статье в журнале «Мотор» № 3, 1938 г.

В зависимости от состава применяемого газа и максимально возможной температуры в районе, для которого предназначена машина, по этим кривым может быть найдено максимальное рабочее давление, на которое должен быть рассчитан баллон.

При применении пропана в средней полосе СССР расчетное давление равняется приблизительно 10 ат, и при таком давлении вполне допустимо изготовление баллонов из стандартных труб с приварными днищами и баллонов, имеющих продольный сварной шов и изготовленных из стандартного прокатного листового материала (например сталь-3). Габариты баллонов для сжиженного газа определяют обычно, исходя из удобства расположения и укрепления баллонов на автомобиле.

Расчет баллона имеет целью определить требуемую толщину стенки, и поскольку не исключена возможность изготовления баллонов для сжиженного газа автохозяйствами, мы считаем целесообразным привести основные расчетные формулы.

Толщина стенки обечайки (цилиндрической части) баллона может быть найдена по известной формуле Баха:

$$S = \frac{D \cdot p}{200 \cdot R_s \cdot V},$$

где S — толщина стенки в мм,
 D — внутренний диаметр в мм,
 p — пробное давление в кг/см²,
 R_s — допустимое напряжение материала в кг/мм².

Пробное давление должно при этом составлять по крайней мере 1,5 рабочего избыточного давления. Допустимым напряжением при этом считают

$$R_s = \frac{2}{3} R_b,$$

где R_b — установленная наименьшая величина предела текучести материала в кг/мм².

Стоящий в знаменателе формулы коэффициент V является коэффициентом прочности сварочного шва и выражается отношением прочности шва к прочности целого листа.

При сварке, произведенной высококвалифицированными мастерами на зарекомендовавшем себя заводе, можно принимать $V = 0,7$. При сварке в обычных условиях не следует брать V более 0,5.

Толщина днища определяется по формуле

$$S = \frac{D}{3} \frac{p \cdot V \cdot y}{200 \sigma_b}.$$

Здесь, помимо ранее принятых обозначений, имеем:
 y — коэффициент, учитывающий форму днища (равный отношению прочности днища данной формы к прочности днища в форме полушария);

σ_b — временное сопротивление материала в кг/мм².

Величина y и внутренний радиус борта днища баллона Z_{min} могут быть взяты из табл. 3, где через h обозначена высота выпуклости днища, включая толщину стенки, в мм.

Таблица 3

$\frac{h}{D}$	$\frac{Z_{min}}{D}$	y
0,2	0,08	2,0
0,25	0,125	1,3
0,3	0,18	1,0
0,5	0,5	0,55

Обычно, вес баллонов для сжиженного газа не превышает 0,8—2 кг на 1 кг вмещаемого газа, что соответствует 0,5—1 кг/м³, и на автомобиле удается разместить запас газа, достаточный для 300 км пробега без пополнения запаса горючего при суммарном весе баллонов всего в 60—80 кг.

Если арматура баллона высокого давления для сжатых газов состояла из одного единственного вентиля или штуцера, то в баллонах для сжиженного газа приходится размещать весьма разнообразную аппаратуру: 1) расходные устройства, 2) наполнительные устройства, 3) предохранительные устройства, 4) указатели уровня.

Расходные устройства. Баллон с несжижаемым (сжатым) газом всегда заполнен одним и тем же однофазным веществом (в любой точке баллона содержимое его газообразно), и при любом положении баллона через открытый вентиль под действием имеющегося в баллоне давления выходит газ.

В баллоне же со сжиженным газом всегда имеется 2 фазы (2 состояния заключенного в нем вещества): до определенного уровня баллон заполнен жидкостью, а выше зеркала жидкости газом (паром). И через открытый кран или вентиль будет выходить в пространстве с более низким давлением либо жидкость либо газ, в зависимости от того, где расположен вентиль, — ниже или выше зеркала. Но баллон может иметь тот или иной наклон, например при спуске с горы. Уровень жидкости, кроме того, может непрерывно изменяться по мере расхода ее. Поэтому, если хотят, чтобы водитель имел возможность в любое время включить питание топливной линии по выбору жидкостью или паром, необходимо снабдить баллон двумя кранами или вентилями, причем один из них (расходный жидкостный кран) соединить при помощи трубки с самой нижней частью баллона, а другой (расходный паровой кран) — с самой верхней частью баллона.

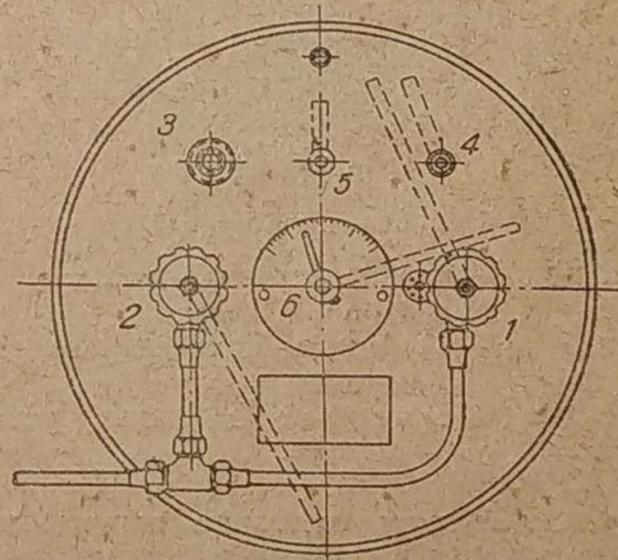


Рис. 4.

На рис. 4 изображено днище баллона для сжиженного газа, примененного нами для авторефрижиратора с охлаждением кузова и питанием двигателя пропаном. Расходный паровой кран обозначен цифрой 1, а расходный жидкостный кран цифрой 2. Пунктиром показано направление трубок, соединяющих кран с определенным уровнем пространства внутри баллона.

Конструкция расходного крана (парового) показана на рис. 5. Кран выполнен без сальника. Пружина 1 всегда стремится открыть кран, отжимая фибровый клапан 2. Повертывая рукоятку 4, мы, преодолевая пружину 1, закрываем кран. Успелия от рукоятки 4 клапана 2 передаются через винт в упругую металлическую мембрану 3. Наличие металлической мембраны делает кран абсолютно герметичным. В этом же корпусе смонтирован предохранительный клапан 5, регулируемый с помощью изменения натяжения пружины 6 колпаком 7.

¹ Журнал «Мотор» № 3, 1933 г.

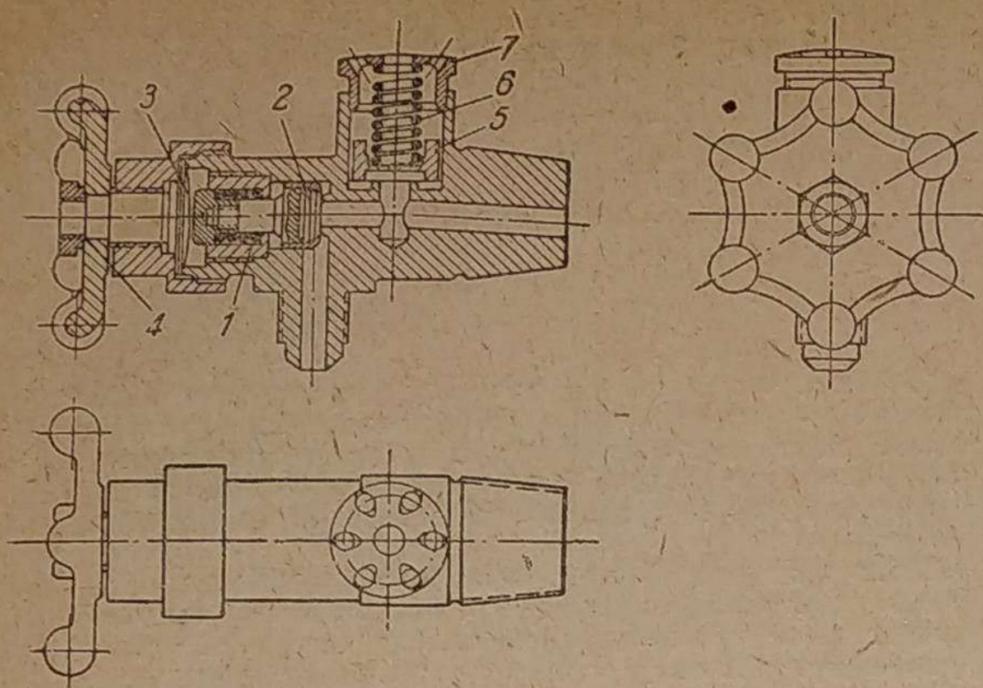


Рис. 5.

Расходный жидкостный кран устроен так же, но не имеет предохранительного клапана.

Оба расходных крана включены в линию высокого давления параллельно через тройник.

Обойтись одним паровым расходным краном нельзя, так как если питать двигатель паром, то, во-первых, непрерывно будет изменяться состав находящегося в баллоне газа и, во-вторых, будет затруднен подвод скрытой теплоты испарения.

Действительно, предположим, что в начале работы баллон был полностью заполнен сжиженным газом, имеющим в жидкой фазе малаярную концентрацию пропана X_{np} и бутана $X_{бут}$. Сообразно известному закону Рауля парциальные (осмотические) давления отдельных компонентов в жидкой фазе могут быть определены по уравнениям:

$$P_{np} = X_{np} Q_{np},$$

$$P_{бут} = X_{бут} Q_{бут},$$

где P_{np} и $P_{бут}$ — парциальные давления соответственно пропана и бутана в жидкой фазе;

X_{np} и $X_{бут}$ — их малаярные концентрации в жидкой фазе;

Q_{np} и $Q_{бут}$ — упругости паров пропана и бутана в чистом виде при данной температуре.

Согласно закону Дальтона

$$P'_{np} = y_{np} P,$$

$$P'_{бут} = y_{бут} P,$$

где P'_{np} и $P'_{бут}$ — парциальное давление пропана и бутана в паровой фазе;

y_{np} и $y_{бут}$ — объемные концентрации компонентов в паровой фазе;

P — суммарное давление, установившееся в баллоне.

При уравнившемся состоянии парциальное давление каждого компонента в жидкой и паровой фазах равно между собой, т. е.

$$X_{np} = y_{np},$$

$$X_{бут} = y_{бут}$$

и стало быть,

$$y_{np} = X_{np} \frac{Q_{np}}{P},$$

$$y_{бут} = X_{бут} \frac{Q_{бут}}{P},$$

и даже, если концентрации компонентов в жидкой фазе в первый момент были равны друг другу, т. е., если $X_{np} = X_{бут}$, то концентрации их в паровой фазе не равны, так как $Q_{np} > Q_{бут}$ и пары переобогащены пропаном, как более легким компонентом, имеющим более высокую упругость паров.

Если мы будем непрерывно отбирать пары, то, очевидно, расход пропана превысит расход бутана, и остающееся

в жидком состоянии топливо будет непрерывно обогащаться бутаном.

Кроме того, отбор топлива в паровой фазе связан с необходимостью подводить скрытую теплоту испарения непосредственно к баллонам, т. е. производить испарение до редуктора, что крайне затруднительно и невыгодно¹.

Таким образом обойтись одним паровым краном, разумеется, можно, но всегда желательно иметь кроме него паровой расходный кран в качестве запасного органа, позволяющего облегчить запуск двигателя в очень холодную погоду и в иных неблагоприятных условиях, без устройства в смесителе каких-либо пусковых приспособлений.

Наполнительные устройства. Наполнение баллонов сжиженным газом далеко не так просто, как накачка баллона сжатым газом с помощью компрессора.

Обычно сжиженный газ хранится в цистернах или особых резервуарах-хранилищах, и давление в них точно равно давлению, которое установится в баллоне, как только мы начнем заполнять его и в баллон попадет первая порция жидкости.

Если соединить жидкостное пространство хранилища с баллоном, расположенным ниже хранилища, при помощи шланга, то перетекание жидкости из хранилища в баллон будет происходить не под действием избыточного давления, как это на первый взгляд кажется (давление одинаково), а лишь под действием гидростатического напора, получаемого за счет более высокого уровня зеркала жидкости в хранилище. Очень скоро этот избыточный напор уравнивается под давлением паров в баллоне, и перетекание прекратится. Чтобы этого не произошло, необходимо порознь соединить паровое и жидкостное пространство баллона и цистерны, как это показано на рис. 6. При этом давление непрерывно уравнивается через уравнивательную линию, и жидкость под действием гидростатического напора непрерывно поступает в баллон, заполняя его.

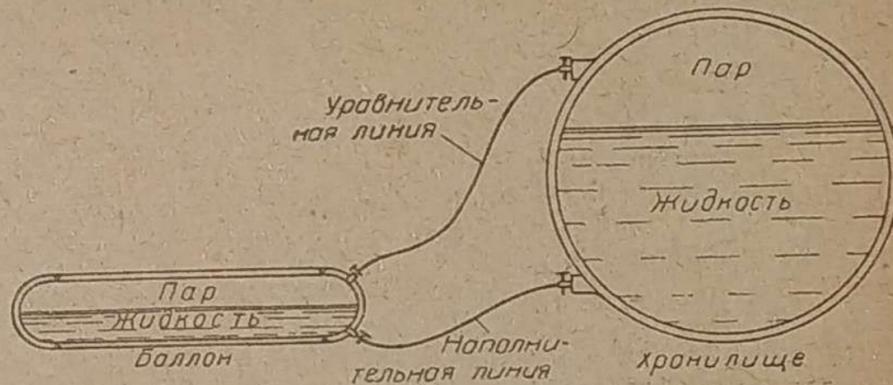


Рис. 6.

Таким образом для заполнения баллона необходимо иметь в нем также два клапана или крана: наполнительный, соединенный с нижней частью баллона, и уравнивательный, соединенный с его верхней частью. Иногда для наполнения используют расходные краны, однако это нерационально, так как проходные сечения расходных кранов невелики и наполнение через них отнимает много времени. Кроме того, в качестве наполнительных органов всегда лучше иметь не краны, а клапаны, так как при разрыве шланга клапан обеспечивает автоматическое отсоединение заполняемого баллона от атмосферы, в качестве же расходного органа можно, использовать лишь краны.

Всегда лучше поэтому иметь отдельные наполнительные устройства.

На рис. 4 наполнительный клапан обозначен цифрой 3, а уравнивательный — цифрой 4. Конструкция одного из наполнительных клапанов показана на рис. 7.

Корпус 1 ввертывается на резьбе Бригсса в баллон. Об-

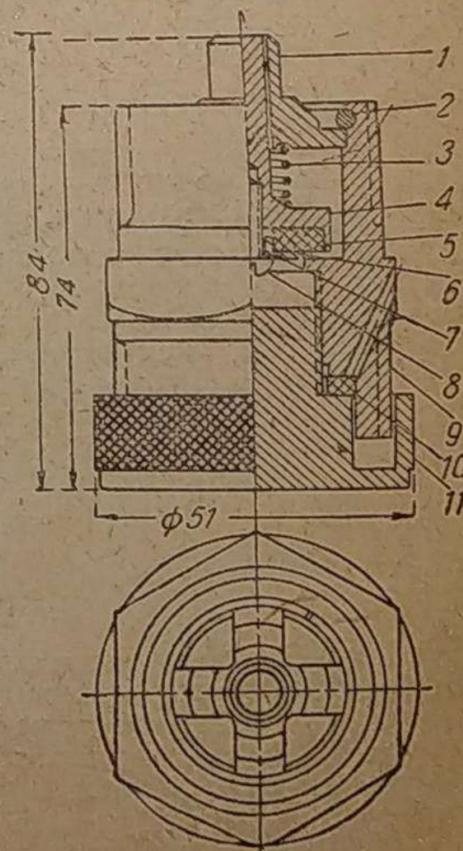


Рис. 7

¹ Журн. «Мотор» № 4, 1938 г.

ратный клапан 5, укрепленный винтом 8 в стакане 4, прижат силой давления газа и установочной пружиной 3 к гнезду. Направляющей служит крестовина 1, закрепленная замком 2. Для заполнения баллона надо отвернуть крышку 11 и вместо нее ввернуть штуцер шланга, соединенного с цистерной. Избыточное давление гидростатического напора открывает клапан, и начинается заполнение газом.

Баллон нельзя заполнять полностью, так как при нагревании жидкие бутан и пропан сильно расширяются, поэтому всегда надо заполнять жидкостью лишь определенную часть баллона, оставляя 10—20% объема в расчете на термическое расширение жидкости.

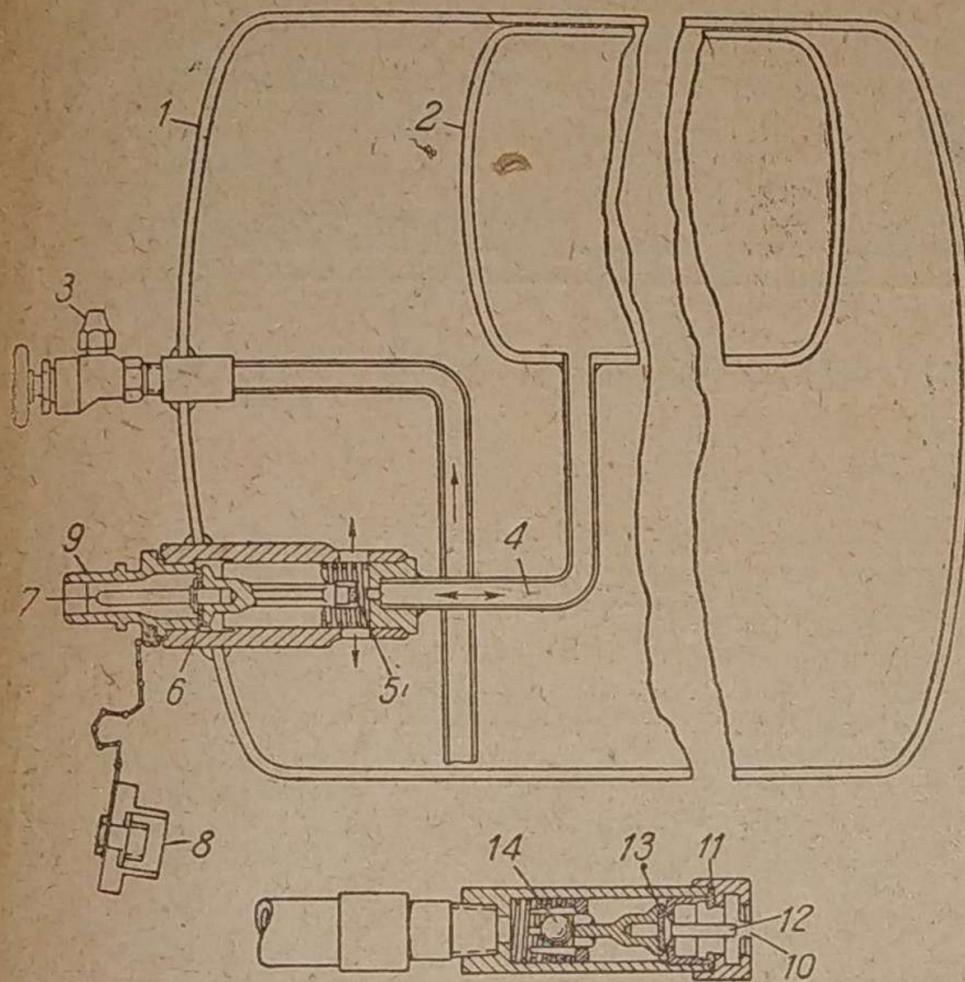


Рис. 8

Чтобы не заполнить баллон выше этого предела, на максимально допустимом уровне жидкости устанавливается пробный краник, и заполнение прекращается, когда через пробный краник при открытии его начинает выходить не пар, а жидкость. На рис. 4 пробный краник обозначен цифрой 5.

Иногда (во избежание ошибок при заполнении) выполняют баллон с принудительным сохранением запасного объ-

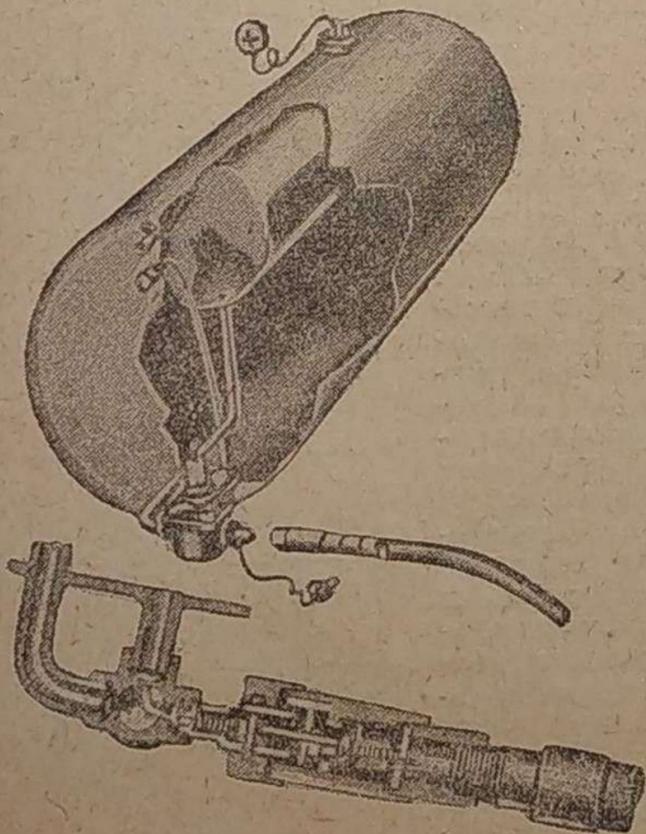


Рис. 9.

ема. Такой баллон показан на рис. 8, а его внешний вид на рис. 9.

Объем, который необходимо оставить незаполненным, выполнен в виде отдельного резервуара 2, установленного внутри сварного баллона 1. Этот внутренний резервуар соединен трубкой 4 со специальным двойным клапаном 7, прижимаемым обычно к гнезду внутренним давлением газа в баллоне.

В положении, показанном на рис. 8, обратный клапан закрыт, и внутреннее пространство баллона разобщено от окружающей среды. При этом второй клапан 5 открыт, и главное пространство баллона сообщается с дополнительным резервуаром. Если нажать на ствол 7, то клапан 6 откроется, а клапан 5 закроется. Нажатие это и осуществляется при наполнении баллона. Ниппель 9 имеет два диаметрально противоположных язычка и до заполнения защищен предохранительной крышкой 8.

Конец шланга, через который происходит заполнение, показан на рис. 8 внизу. Он снабжен упругим сальниковым кольцом 11, отверстие в котором рассчитано так, чтобы плотно охватить ниппель 9. Перед сальником имеется два паза 10. При одевании шланга на ниппель пазы 10 вставляются в язычки на ниппеле 9, и затем шланг поворачивается, чем достигается его закрепление на ниппеле.

При таком одевании шланга ствол 12 надавливается на ствол 7, и так как пружина сзади клапана 13 жестче пружины сзади клапана 6, то клапан 6 открывается, а клапан 5 закрывается, и внутренность баллона разобщается от дополнительного резервуара в нем. Заполнение производится полностью. Как только резервуар заполнен доотказа, конец шланга снимается с ниппеля 9, и клапаны 6 и 13 автоматически закрываются, чем предупреждается вытекание жидкости и из шланга и из баллона. При этом клапан 5 открывается и восстанавливается сообщение дополнительного резервуара 2 с основным пространством баллона 1. Таким образом автоматически предупреждается наполнение баллона сверх нормы, так как определенный объем отсоединен от баллона во время заполнения.

Шаровой клапан 14 служит для предупреждения обратного перетекания газа из баллона в хранилище, которое может произойти, например, при опорожнении хранилища или выходе газа через шланг при его разрыве в процессе заполнения баллона. Клапан этот оказался необходимым потому, что клапаны 13 и 6 механически держатся открытыми до тех пор, пока шланг одет на ниппель 9.

Шланг и ниппель показаны в соединенном положении в момент заполнения на рис. 9 внизу.

Эти баллоны несколько сложны, но обеспечивают автоматичность, легкость, быстроту и полную безопасность заполнения, что является, несомненно, их большим преимуществом.

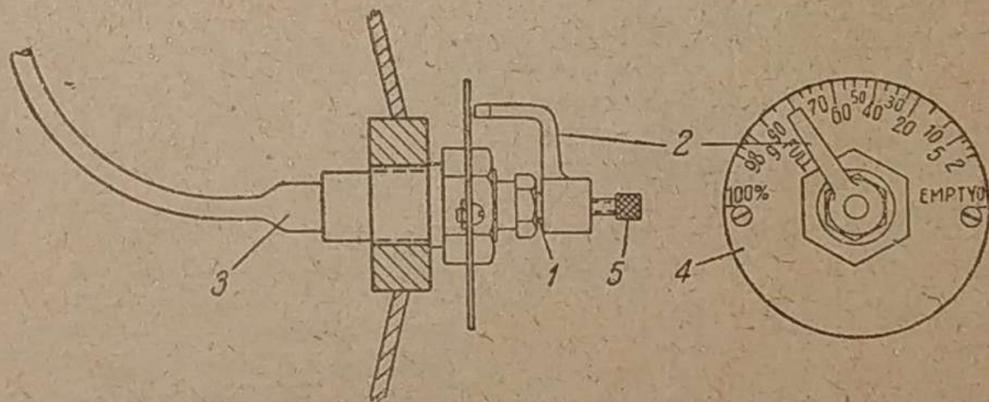


Рис. 10.

При переводе автомобилей на сжиженный газ автохозяйствам можно на первых порах обойтись более простыми баллонами, снабженными лишь двумя кранами, выполняющими роль и расходных и наполнительных устройств, и одним пробным краником, расположенным на уровне 0,9 объема баллона. Однако все это может быть рекомендовано лишь как временная мера, ни в коей мере не отвечающая современному состоянию техники применения сжиженных газов и строгим требованиям техники безопасности.

Предохранительные устройства. Предохранительные устройства состоят из предохранительного клапана, иногда выполняемого в одном агрегате с расходным краном, как показано на рис. 5, и предохранительных пробок, выполненных из легкоплавкого (+ 50—60° С) материала, плавящихся при перегреве баллона и тем предупреждающих от чрезмерного повышения давления.

Указатели уровня. До сих пор нет рациональной конструкции прибора, который позволил бы шоферу с

места следить за оставшимся в баллоне количеством топлива. Манометр для этого непригоден, так как давление при применении сжиженных газов не зависит от количества находящихся в баллонах газов, а поплавковые указатели уровня с электроустройством, подобно бензиновым, не могут быть размещены в герметично закрытом баллоне.

Конструкция измерителя уровня, требующего, чтобы шofer подошел к баллону, показана на рис. 10 (на рис. 4 указатель уровня обозначен цифрой 6). Устроен этот прибор следующим образом.

Вращая стрелку 2, мы вместе с тем вращаем в особом сальнике ось 1, имеющую продольное осевое сверление. Трубка 3 приварена к оси 1 и вращается вместе с ней. Сверление, имеющееся в оси, перекрыто иглой 5, если от-вернуть иглу, через трубку 3 и сверление в оси начинает выходить наружу тонкой струйкой пар или жидкость в зависимости от того, на каком уровне (ниже или выше зер-

кала жидкости) находится конец трубки 3. Измерения производят следующим образом: подойдя к баллону, отвертывают иглу, 5, поворачивают стрелку 2 до тех пор, пока из сверления не начнет выходить не пар, а жидкость. На диске 4 стрелка покажет количество оставшегося топлива. Разумеется, диск 4 предварительно проградуирован.

Любой баллон как для сжатых, так и для сжиженных газов должен быть перед установкой на машине опробован и освидетельствован государственной инспекцией.

При выборе места для расположения баллона на автомобиле следует учитывать, что баллоны должны быть защищены от нагрева, по возможности удалены от выхлопной трубы и должны находиться в максимально безопасном при мелких авариях месте.

Из баллона газ направляется в редуктор, где его давление снижается до некоторого разрежения.

Конструкции автомобилей и механизмов

О замене подвески автомобиля М-1

А. А. ТАРУТИН

Недостатки существующей подвески автомобиля М-1 могут быть разделены на 2 группы: 1) недостатки динамического характера, определяющие неспокойное состояние кузова автомобиля на ходу, и 2) дефекты прочностного состояния рессор.

Неудовлетворительность динамического состояния существующей подвески М-1 определяется следующими отрицательными явлениями, особенно резко проявляющимися в этом автомобиле. Действие ряда волнистых неровностей полотна дороги вызывает в М-1 на весьма употребительных скоростях сильнейшее явление «галоупирования».

Кроме того возникающие в продольной вертикальной плоскости, под действием неровностей пути, свободные колебания этого автомобиля дают ярко выраженные явления биения; благодаря этому бывает часто, что после того как препятствие пройдено автомобилем, кузов получает толчок, значительно превосходящий тот, который имел место при переезде препятствия. Остановимся вкратце на существе этих явлений.

Галоупирование

Под галоупированием разумеется возникновение значительных угловых колебаний кузова в продольной вертикальной плоскости относительно некоторой поперечной горизонтальной оси. Угловые колебания кузова, вообще говоря, создаются действием момента усилий передней и задней подвесок, относительно центра тяжести поддрессоренной массы. Очевидно, что при каждой частоте возбуждения наибольший эффект такое воздействие будет иметь в том случае, когда перемещение задних колес относительно кузова будет направлено прямо противоположно движению передних колес. При этом моменты относительно центра тяжести будут иметь одинаковое направление и будут складываться.

Возбудимость колебаний поддрессоренной массы при различных частотах возбуждения различна и будет максимальна при совпадении частот возбуждения с одной из собственных частот колебания. Следовательно, угловые колебания кузова будут наибольшими в том случае, если

частотность периодического движения колес по волнистым неровностям дороги совпадает с одной из собственных частот поддрессоренной массы, если при этом направление вертикальных перемещений передних и задних колес противоположно. Пусть на рис. 1 величина l представляет собой базу автомобиля, а участок S — длину неровности полного периода. Чтобы действие препятствия на колесо было

резонансным, время прохождения колесом препятствия должно быть равно периоду собственного колебания поддрессоренной массы, т. е.

$$\frac{s}{v} = \frac{2\pi}{\omega} \quad (1)$$

Вертикальное движение передних и задних колес будет иметь противоположное направление в том случае, если задние колеса будут наезжать на возвышенную часть неровности дороги в то время, когда передние колеса вступят в углубление. Для этого должно иметь место соотношение

$$s = \frac{2l}{2n-1} \quad (2)$$

Из равенств (1) и (2) находим ту скорость, на которой автомобиль становится особенно подвержен галоупированию:

$$v = \frac{\omega l}{\pi(2n-1)}, \quad (3)$$

а для $n=1$:

$$v = \frac{\omega l}{\pi} \quad (3')$$

При этой скорости любое препятствие, проходя задние колеса, будет дополнять то действие, которое оно оказало при прохождении передних колес. Но только препятствие, дающее на этой скорости резонансный период возбуждения, вызовет наибольшее явление галоупирования. Из рис. 2 видно, что при данной частоте собственных колебаний ω критическая скорость автомобиля, при которой будет наиболее проявляться явление галоупирования, будет тем выше, чем больше база автомобиля. Следовательно, для снижения критической скорости за пределы употребительных скоростей движения, необходимо достигнуть тем меньших значений собственных частот колебаний поддрессоренной массы, чем больше база.

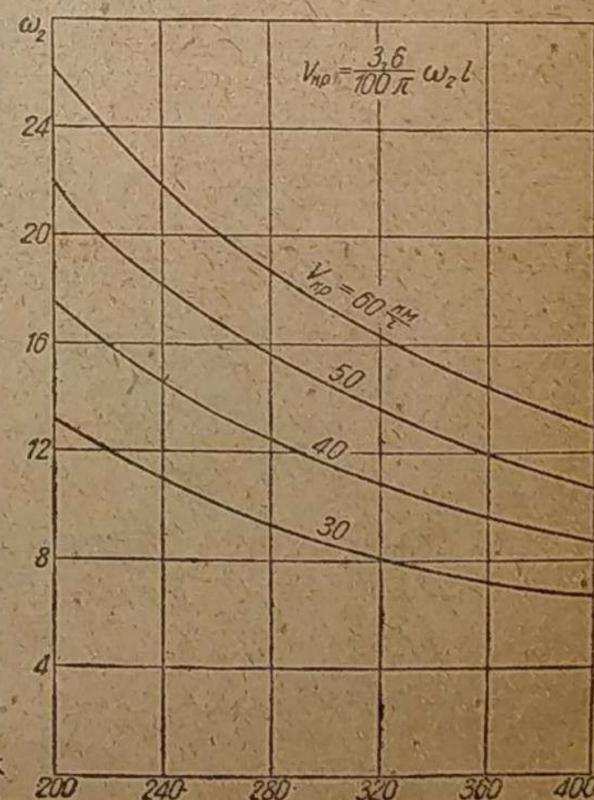


Рис. 2.

Газогенераторная установка для легкового автомобиля

Инж. П. О. ЗАРЕЦКИЙ

В настоящей статье приводится описание устройства, работы и результатов испытаний газогенераторного автомобиля ГАЗ с отечественной газогенераторной установкой НАТИ-Г-12.

Цель испытаний

Древесная газогенераторная установка НАТИ-Г-12 для легкового автомобиля ГАЗ-А спроектирована и построена в НАТИ. Целью дорожных испытаний автомобиля ГАЗ-А с газогенераторной установкой было выявление работоспособности установки, возможных ее недостатков, динамики и экономии автомобиля ГАЗ-А при работе на газе и некоторых других эксплуатационных качеств. Был предусмотрен пробег в 2,5 тыс. км в условиях движения по шоссе и в городе с последующим осмотром элементов газогенераторной установки и двигателя для выявления их состояния.

Изменения в шасси ГАЗ-А

При оборудовании автомобиля ГАЗ-А древесной газогенераторной установкой НАТИ-Г-12 были сделаны следующие изменения в стандартном автомобиле ГАЗ-А.

Двигатель. Стандартный двигатель ГАЗ-А был снабжен новой головкой со степенью сжатия 6,29.

Всасывающий коллектор заменен другим, приспособленным для установки газового смесителя и карбюратора; подогрева от выхлопного коллектора он не имеет.

Для работы на бензине (запуск двигателя, розжиг генератора и пр.) двигатель снабжен карбюратором Солекс-2.

Управление газовой и бензиновой смесями раздельное.

Шасси. Кроме изменений, внесенных в двигатель, испытуемый автомобиль имел следующие отличия от стандартного автомобиля ГАЗ-А: 1) задняя рессора усилена добавлением одного второго листа и 2) передаточное число в заднем мосту увеличено до 4,11 путем постановки новых шестерен, размер покрышек сохранен стандартный 29 × 5,50.

Изменение передаточного числа в заднем мосту (4,11 вместо 3,78) и наличие покрышек 29 × 5,50 (ранее употреблялись покрышки 28 × 4,75") вызвали необходимость проверки показаний счетчика пройденного пути, так как привод счетчика оставался без изменения.

Проверка выявила, что расхождение между показанием счетчика и действительно пройденным расстоянием составляет в среднем 3,3%. Поправочный коэффициент счетчика 0,967.

Краткое описание установки

Внешний вид автомобиля ГАЗ-А с газогенераторной установкой Г-12 представлен на рис. 1.



Газогенераторная установка Г-12 состоит из 1) генератора, 2) очистителя грубой очистки газа, 3) охладителя, 4) очистителя тонкой очистки газа и 5) смесителя. Принципиальная схема установки приведена на рис. 2.

Конструкция генератора

Генератор работает на древесных чурках по опрокинутому процессу газообразования. Форма генератора и его выполнение видны на рис. 3 и 4.

Рис. 1. Автомобиль ГАЗ-А с газогенераторной установкой Г-12.

Генератор расположен сзади кузова и крепится к двум продольным швеллерам, прикрепленным к раме автомобиля. Облицовка генератора выполнена в виде чемодана и укреплена внизу к тем же швеллерам, а сверху к кузову.

Камера горения генератора имеет 12 вставных фурм, расположенных в одном поясе, на равном расстоянии друг от друга, диаметр фурм 7 мм.

Воздух в камеру поступает через фурмы воздушной коробки, расположенной в виде кольца вокруг камеры. В воздушную коробку воздух входит через патрубок, имеющий обратный клапан

(рис. 4), предохраняющий от дымления и выкидывания пламени при резком сбрасывании дросселя и на остановках.

Основные размеры камеры горения приведены в табл. 1, где для сравнения указаны соответствующие данные по генераторам Имберт, Берлиэ и НАТИ-Г-14.

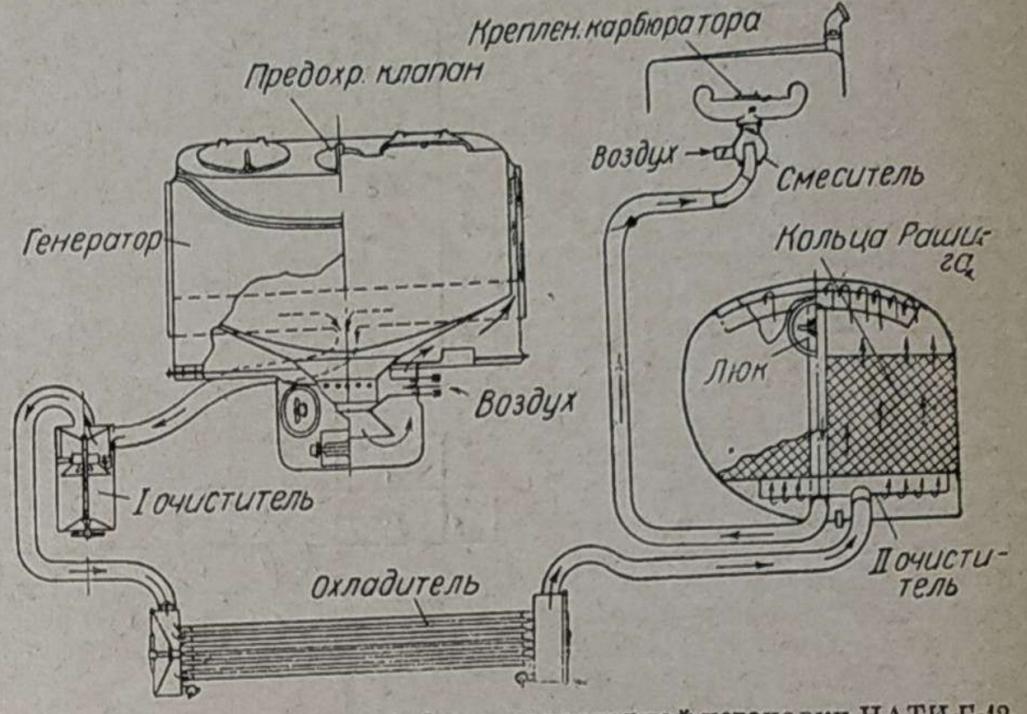


Рис. 2. Принципиальная схема газогенераторной установки НАТИ-Г-12.

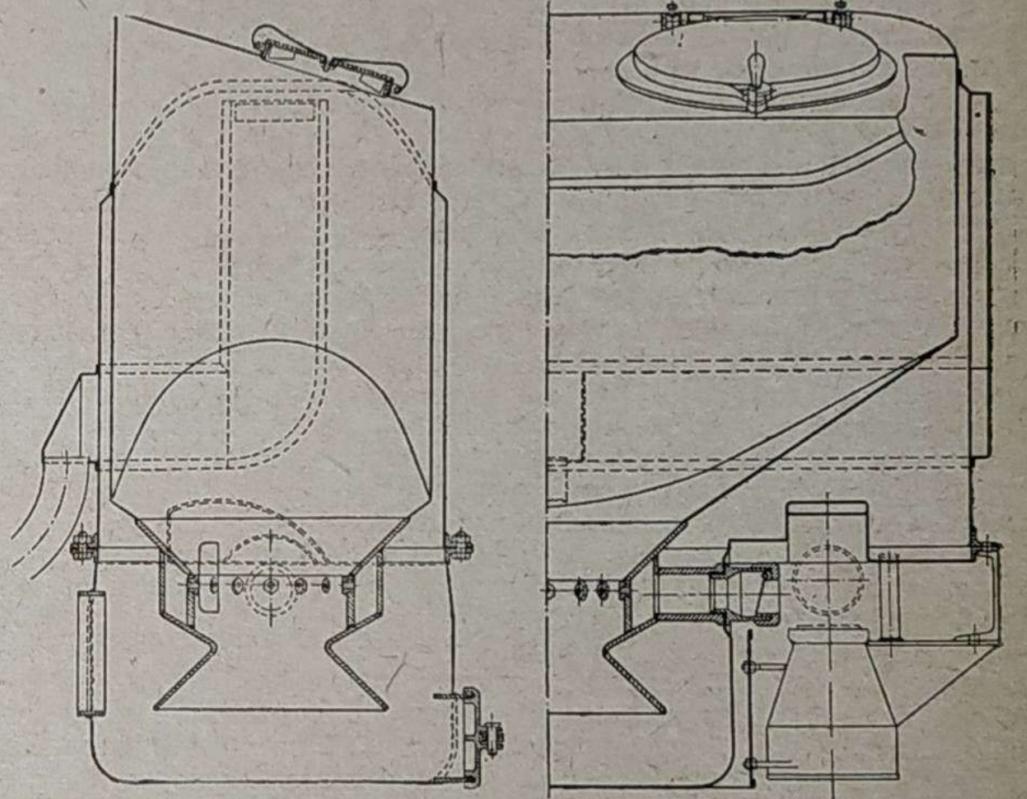


Рис. 3. Продольный разрез генератора НАТИ-Г-12 (2-й вариант).

Рис. 4. Поперечный разрез (правая сторона генератора Г-12).

Таблица 1

Генератор	Диаметр камеры горения по фурменному поясу		Отношение этих диаметров	Диаметр основания нижней камеры		
	в мм			в мм		
	D_1	D_2		D_3	h_1	h_2
НАТИ-Г-12 (II вариант)	170	120	1,42	230	140	80
Имберт для автомобиля Форд-А	323	100	3,26	300	170	70
Вэрлиэ для легкового автомобиля	275	120	2,29	235	210	76
Берлиэ для грузового автомобиля	360	165	2,18	345	240	93
НАТИ-Г-14 для ГАЗ-АА	200	120	1,67	—	172	100

У генератора Г-12 обращают на себя внимание: 1) небольшая разница диаметров горловины камеры и фурменного пояса (1,42) и 2) меньшее чем у других генераторов расстояние между плоскостью подвода воздуха и нижним основанием конуса камеры (140 мм).

Для загрузки топлива в бункер имеются два люка, закрываемые шарнирно укрепленными крышками.

Диаметр загрузочных отверстий: у генератора Г-12—250 мм (два люка), у Берлие легкового — 290 мм (два люка), у Имберт-Форд — 350 мм (один люк).

Бункер генератора имеет предохранительный клапан, помещенный между загрузочными люками и служащий для выпуска газа из генератора при повышении в нем давления. Для обеспечения осадки топлива днище бункера выполнено наклонным. Для очистки зольника имеется люк прямоугольной формы, расположенный сзади зольниковой коробки.

Зольниковая коробка имеет также второй люк круглой формы с левой стороны. При загрузке в генератор свежего топлива, после полной очистки зольника, через этот люк производится добавление угля в коробку и возможно равномерное его распределение в ней.

В генераторе осуществлен верхний отбор газа. Благодаря этому горячие газы, омывая бункер, с одной стороны, подогревают и подсушивают топливо, а с другой стороны, охлаждаются сами, отдавая тепло топливу и наружному воздуху через стенки генератора.

Отбор конденсата из бункера генератора не предусмотрен. Розжиг генератора производится двигателем.

Работа генератора

За время пробега более чем в 2 тыс. км по шоссе и городу остановок в пути из-за неисправной работы генератора не было.

Несмотря на большие дневные пробеги (до 300 км) шуровок генератора и чисток агрегатов в пути не производилось и не требовалось. В пути производилась лишь досыпка топлива в бункер генератора. Разжигается генератор сравнительно быстро. Работа двигателя на малых оборотах устойчива и вполне удовлетворительна.

Регулировка качества рабочей смеси в пробегах требовалась сравнительно редко, что указывает на удовлетворительное качество газа и характеризует достаточно устойчивый режим установки.

Перебоев в подаче газа не наблюдалось. В условиях резко переменного режима движения (езда в городе) установка показала удовлетворительную гибкость в работе: при дневном пробеге в 100 км в городе двигатель ни разу не заглох, средняя техническая скорость движения при этом была 24 км/час.

Преимущества генератора

Первый вариант генератора Г-12 имел колосниковую решетку, но не имел обогрева бункера газами, отсасываемыми из генератора. У второго варианта, вышеописанного, решетка отсутствует и осуществлен верхний отбор газа из генератора и обогрев бункера.

Наличие верхнего отбора газа благоприятно отражается на работе. При подогреве бункера часть тепла, уносимого газами и отдаваемого в охладители, может быть полезно использована на испарение влаги топлива. Теплота, выделяющаяся в результате экзотермических реакций в камере горения при подогреве бункера, будет в меньшей степени расходоваться на испарение влаги топлива, так как это испарение совершается за счет теплоты отходящих газов.

В результате этого мощность двигателя повышается. Проведенные в НАТИ исследования показали, что полный подогрев бункера генератора дает повышение мощности двигателя на 13%*.

Благодаря верхнему отбору газа и обогреву бункера газы уже в самом генераторе частично охлаждаются, причем это охлаждение достаточно ощутительно. Снижение температуры газа при выходе из генератора позволит уменьшить поверхность охладителя, а следовательно его размеры и вес.

Обогрев бункера и подсушка топлива в нем благоприятно отражаются на осадке топлива. Прилипание его к стенкам бункера при этом отсутствует. Бункер не засмаливается, остается достаточно чистым.

Недостатки генератора

При испытаниях газогенератор проработал 2,8 тыс. км, а с момента его монтажа на шасси — 3 676 км. За этот пробег выяснилось, что сварная камера горения недолговечна. После пробега 3 676 км камера вышла из строя вследствие появления в ней трещин по сварке (у фурм и по сварке воздушной коробки). Аналогичные дефекты наблюдались и в сварных камерах дру-

гих отечественных генераторов (ЗИС-13, НАТИ-Г-14) примерно после такого же срока службы.

Камера горения в генераторе Г-12 при этом была заменена цельнолитой, стальной, ранее работавшей в генераторе грузового автомобиля ГАЗ-АА на протяжении около 12 тыс. км, без каких-либо дефектов. На автомобиле ГАЗ-А эта камера дополнительно проработала около 5 тыс. км также без всяких повреждений.

Ряд испытаний, проведенных позднее в НАТИ под руководством автора, выявил, что цельнолитые камеры более надежны и долговечны в работе.

Так, например, цельнолитая углеродистая алитированная камера генератора НАТИ-Г-14, смонтированного на автомобиле ГАЗ-АА, уже прошла более 16 тыс. км без всяких повреждений. Автомобиль почти весь этот пробег прошел с нагрузкой в 1,2 т при 2-3-сменной работе.

Цельнолитая стальная камера генератора Берлие, смонтированного на автомобиле Берлие в 2,2 т, после пробега в 15 тыс. км не имела никаких повреждений и почти не отличалась от новой.

Вместимость генератора

Полная заправка генератора составляет около 53 кг, из них древесного угля 5,5 кг, древесных чурок (березовых) 47 кг.

Радиус действия автомобиля

Пробег на одной полной загрузке бункера зависит от удельного расхода топлива. В среднем при работе в городе он равен 90 км, на шоссе — 130 км.

Для обеспечения большего пробега автомобиля на одной загрузке бункер желательно увеличить.

Обслуживание генератора

Доступность к генератору хорошая, обслуживание его несложное и в основном состоит из следующих операций: а) заполнение генератора топливом, б) обеспечение надлежащей герметичности закрытия люков, в) розжиг генератора, г) периодическая его очистка от золы и смол.

Периодичность очистки зольника — через каждые 1-1,5 тыс. км пробега. Очистка от смол предохранительного и обратного клапанов воздухопроводящего патрубка камеры сгорания требуется через 1-2 тыс. км пробега.

Особое внимание необходимо обращать на обеспечение хорошей герметичности люка газовой камеры генератора, так как просос воздуха в этом месте вызывает горение газа в генераторе.

Первый очиститель

Первый очиститель является очистителем циклонного типа, выполнен в виде цилиндра (рис. 5) и имеет подвод газа тангенциальный, а отвод — центральный, вверх. Очиститель расположен с левой стороны автомобиля между генератором и охладителем. За период испытаний дефектов по первому очистителю не было. Накопления угольной мелочи в очистителе приведены в табл. 2.

Таблица 2

Маршрут пробега	Пройдено в км	Накопление угольной мелочи в очистителе в л		Примечание
		за весь пробег	за 100 км	
По шоссе	1 036	2,8	0,23	Сборник очистителя полностью заполнен. Очистка сборника уже требовалась раньше
в городе	829	2,4	0,29	Накопления имели уровень; близкий к основанию конуса крыльчатки. Очистка сборника требовалась раньше
»	222	1,6	0,72	
Преимущественно по шоссе	387	2,2	0,57	Очистка сборника очистителя требуется
По шоссе и городу	222	1,8	0,7	

Количество отсева угольной мелочи в очистителе за определенный пробег на данном сорте древесного топлива зависит от условий работы машины (режим, расход топлива и пр.). Однако

* Журнал «Мотор» № 9, 1936 г.

какой-либо закономерности в этом отношении имеющиеся данные не выявляют.

Рассмотрение табл. 2 приводит к следующим выводам:

1. Пробег в 1000—800 км между очистками сборника от накапливающейся в нем угольной мелочи чрезмерно велик.
2. Отбор угольной мелочи из газа очиститель производит только до того момента, пока сборник не заполнится до некоторого уровня. После этого отсев уменьшается и при большом накоплении прекращается совсем. Об этом говорят первые две очистки сборника очистителя, когда общее накопление в сборнике было

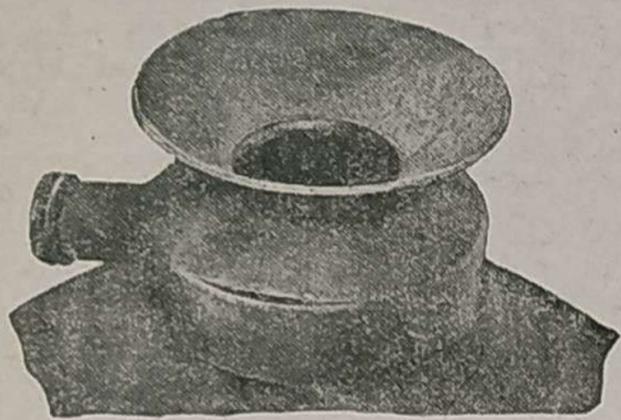


Рис. 5. Повреждение камеры горения генератора НАТИ-Г-12 (2-й вариант), после пробега в 3 676 км.

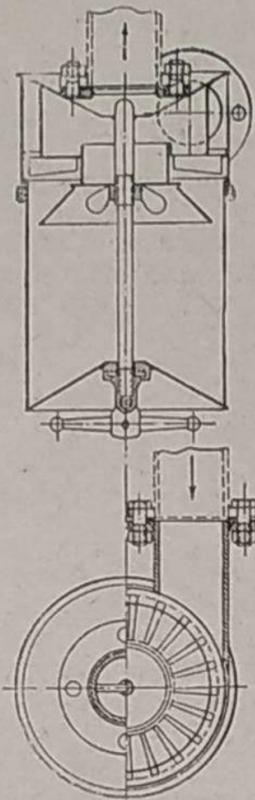


Рис. 6. Очиститель Г-12 для грубой очистки газа.

большим, а накопления, отнесенные к 100 км пробега, составили величину, в два с лишним раза меньшую, чем в последующих случаях при меньших пробегах между чистками. Поэтому допускать скопление угольной мелочи в сборнике очистителя больше 1,8—2 л не следует.

3. Очистку сборника очистителя от угольной мелочи следует производить через каждые 250 км пробега. Желательно объем сборника увеличить для большего пробега между чистками.

4. Работу (производительность) грубого очистителя (рис. 6) при надлежащем его обслуживании следует считать удовлетворительной.

Необходимо отметить, что для обеспечения лучшей герметичности сборник очистителя следует ставить в одном и том же положении, не поворачивая его вокруг оси. С этой целью у очистителя следует предусмотреть постановку фиксаторов, хорошо видимых при установке сборника на свое место.

Охладитель газа

Охладитель выполнен из 6 плоских труб, соединенных в одну секцию, и помещен сзади автомобиля под рамой (за задним мостом). Конструкция охлаждения видна из рис. 7. Дефектов в работе охлаждения не было.

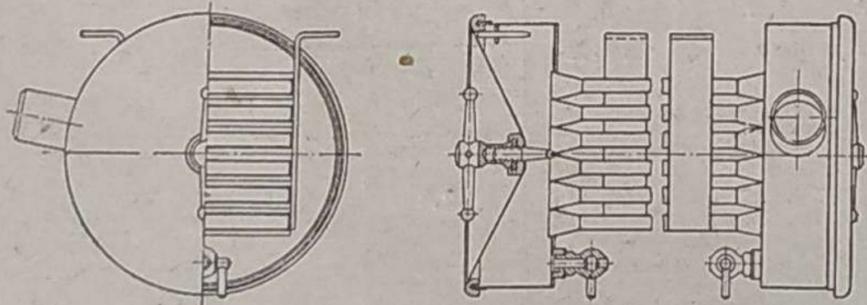


Рис. 7. Охладитель НАТИ-Г-12

Температура газа

Для замера температуры газа, поступающего в смеситель, автомобиль был снабжен термометрами, установленными в газовом патрубке смесителя и в коробках охладителя у входа в них газа из грубого очистителя.

Наблюдение за температурами газа в указанных точках показало следующее:

1. Температура газа как перед смесителем, так и при входе в охладитель при данной температуре окружающей среды не бывает постоянной, причем колебание ее большое. Температура газа зависит от режима работы автомобиля (отбор газа, скорость движения). С увеличением скорости движения автомобиля температура газа растет.

2. Охлаждение газа хорошее, температура его перед поступлением в смеситель невысокая. Так, например, при температуре воздуха в 7° и при работе автомобиля в городе температура газа перед смесителем была в пределах 20—30°, а при форсированном движении по шоссе и температуре воздуха в 1° не превосходила 40°.

3. Осуществленный в генераторе верхний отбор газа, помимо прочих положительных качеств, выполняет частично и роль охладителя. При большой поверхности генератора, через которую тепло от газа может передаваться топливу и наружному воздуху, газ перед поступлением в охладитель имеет невысокую температуру. Поэтому возможно несколько уменьшить размерность и вес охладителя.

4. Просасывание воздуха в газовую коробку генератора через возможные неплотности люков, помимо ухудшения качества газа, ведет к повышению температуры газа, поступающего в смеситель. Поэтому очень важно, чтобы конструкция крышек и их запоров обеспечивала хорошую герметичность люка газовой коробки генератора.

Загрязнение охладителя, его чистка

Загрязнение охладителя угольной пылью было небольшое. Очистка его требуется не реже чем через каждые 2 тыс. км пробега. Величина накоплений конденсата зависит от влажности применяемого топлива, расхода его на единицу пути и степени охлаждения газа. Накопления конденсата в охладителе Г-12 составляли 0,9—1,3 л/100 км пути при влажности чурок около 15%. Для спуска конденсата из охладителя имеются два краника. Спуск конденсата следует производить через каждые 100—150 км.

Очиститель тонкой очистки газа

Тонкий очиститель (рис. 8) в установке Г-12 монтирован в правом переднем крыле на месте расположения запасного колеса и работает по принципу поверхностной очистки — кольцами Рашига. Газ поступает по трубе в нижнюю часть очистителя, поднимается вверх, через слой колец, окончательно очищается и освобождается от конденсата и затем отводится к смесителю. Спуск конденсата из очистителя производится автоматически через отверстие в нижней спускной трубке.

Качество очистки газа

Для суждения о качестве очистки газа, поступающего в цилиндры двигателя, и выявления необходимой частоты смены масла, работающего в двигателе, производились отбор проб масла (после разного срока службы) и последующий его анализ.

Кроме того, определялась быстрота загрязнения контрольной ватки, закладываемой в газовый патрубок смесителя. Наблюдения показали, что загрязнение ватки угольной пылью (сажей) получалось повышенное.

После 60 км пробега в городских условиях ватка оказывалась загрязненной сажей — была черной и влажной. При высыхании ватки с нее легко осыпалась сажа.

Быстрое загрязнение ватки, чего не наблюдалось, например, на древесно-угольных установках Гоен-Пулен, указывало на недостаточно совершенную очистку газа, идущего в двигатель. Анализы масла, работающего в двигателе, показали то же самое. Результаты анализов проб масла после равного срока его службы в двигателе нанесены на графике рис. 9.

Доливка масла в двигатель до нормального уровня производилась ежедневно, расход его в пробегах по городу и по шоссе составлял 0,5 л/100 км пути.

Анализы показали, что масло при пробеге 927 км требовало замены, хотя оно за это время было обновлено (доливки масла составили 5,5 л).

Срок службы масла в автомобилях ГАЗ-АА с газогенераторами НАТИ-Г-14, по загорским испытаниям, установлен в 1000 км, хотя условия работы его в этих машинах более тяжелые, чем у ГАЗ-А.

По заключению отдела топлив и масел НАТИ, срок службы масла в двигателе газогенераторного автомобиля ГАЗ-А с установкой Г-12 может быть допущен около 900 км.

Нагарообразование в двигателе

Осмотр камеры сгорания, всасывающего и выхлопного коллекторов и клапанов после 3 тыс. км пробега показал, что состояние их было достаточно хорошим: нагарообразование небольшое, очистки не требовалось. Нагарообразование (по внеш-

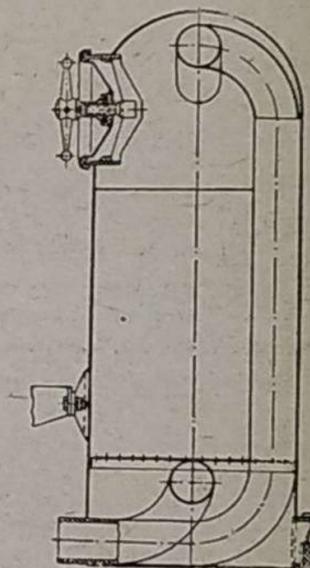


Рис. 8. Очиститель Г-12 для тонкой очистки газа (поперечный разрез).

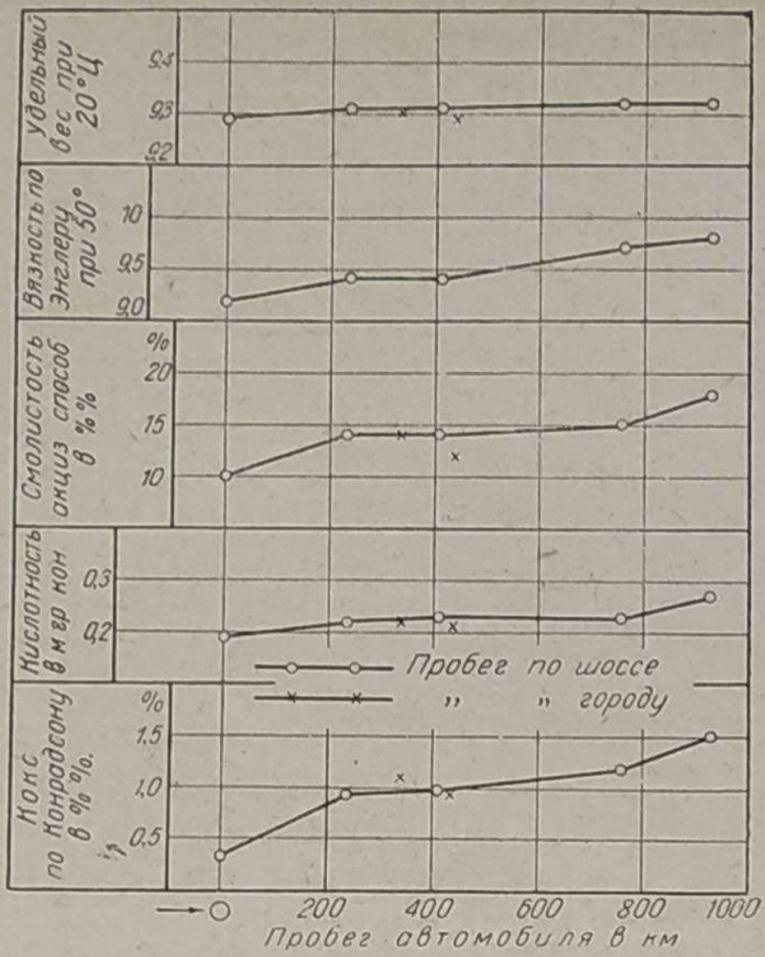


Рис. 9. Изменение масла в двигателе газогенераторного автомобиля ГАЗ-А с установкой Г-12.

нему осмотру) двигателя почти не отличалось от обычного нагарообразования у бензиновых двигателей ГАЗ-А.

Отбор конденсата из газа в очистителе

Конденсата из газа отбиралось в очистителе достаточно много — около 6 л за пробег в 100 км.

Обслуживание и доступность

Доступность к очистителю хорошая, обслуживание простое. Освобождение очистителя от конденсата происходит автоматически; одновременно с этим автоматически же производится и частичная очистка очистителя от угольной пыли, отбираемой из газа, так как стекающий конденсат обычно бывает несколько загрязнен. Загрязнение колец Рашига в очистителе небольшое. Промывку очистителя следует производить примерно через каждые 2-3 тыс. км пробега.

Выводы и предложения

1. Тонкий очиститель газа нуждается в дальнейшем усовершенствовании для достижения более совершенной очистки газа.
2. Недостаточно совершенную очистку газа в установке Г-12 следует отнести за счет сравнительно малой толщины слоя колец Рашига, через которые проходит газ в очистителе. Суммарная толщина слоя колец Рашига у очистителя Г-12 равна 330 мм, у очистителя Г-14 (I вариант) — 850 мм. Значительно большая толщина слоя колец Рашига в очистителях Г-14 обеспечивает вполне удовлетворительную очистку газа.
3. Одним из вариантов очистителя с большим слоем колец Рашига может являться очиститель с двойным, последовательным ходом газа. Такой очиститель, по нашему мнению, должен обеспечить необходимую очистку газа.
4. Для получения еще большей гибкости в работе установки и получения более высоких показателей по запуску двигателя на газе после стоянок объем очистителя желательно по возможности увеличить.

Смеситель

Установка Г-12 снабжена смесителем эжекторного типа, имеющим центральный подвод газа. В работе смесителя дефектов не было. Загрязнение очень небольшое. После 2,5 тыс. км пробега очистки не требовалось.

Таблица 3

Веса	ГАЗ-А с установкой Г-12		ГАЗ-А бензиновый стандартный	
	в кг	в %	в кг	в %
Полный вес автомобиля (без пассажиров и водителя)	1 370	100	1 080	100
Вес, приходящийся на передние колеса	550	40	530	49,0
Вес, приходящийся на задние колеса	820	60	550	51,0

Весовые данные

Вес автомобиля ГАЗ-А с установкой Г-12 приведен в табл. 3. Взвешивание производилось при полной заправке топливом генератора и бензобака.

Наличие газогенераторной установки на автомобиле утяжеляет его на 290 кг, причем этот вес почти целиком приходится на задние колеса. У стандартного автомобиля (без пассажиров) нагрузка на передние и задние колеса примерно одинакова, у газогенераторного автомобиля задние колеса имеют нагрузку на 50% большую, чем передние колеса, и примерно на 50% больше, чем задние колеса у бензинового автомобиля.

Запуск двигателя

Газогенераторная установка НАТИ-Г-12 специального вентилятора для розжига генератора не имеет. Запуск двигателя производится на бензине, розжиг генератора осуществляется двигателем.

Суммарное время запуска двигателя на бензине, розжига холодного генератора и перевода двигателя на газ до момента нормальной работы его на газе характеризуется данными табл. 4. В среднем это время равно 2 мин. при топливе, оставшемся в генераторе от прежней работы, и 4 мин. при свежей загрузке топлива.

Время розжига генератора и запуска двигателя ГАЗ-А с установкой НАТИ-Г-12 (II вариант) после ночной стоянки дано в табл. 4.

Таблица 4

Топливо в генераторе	Число замеров	Время в мин.	Примечание
Оставшееся от предыдущей работы	3	1,5	Двигатель частично прогрет, так как розжиг генератора производился на газе при выезде автомобиля из гаража на бензине
	8	2	
Свежезагруженное	2	2,5	
	2	4	

После кратковременных стоянок (5—10 мин.) двигатель ГАЗ-А запускается на газе, но не всегда удавалось сохранить его работу, — иногда приходилось прибегать к бензину с последующим быстрым переводом на газ. При более продолжительных стоянках порядка 20—40 мин. двигатель переводился на газ в 1—2 мин. После часовой стоянки надобности в новом розжиге генератора не имелось (запал не требовался).

В заключение необходимо отметить, что отсутствие в установке Г-12 вентилятора для розжига генератора, по нашему мнению, следует отнести к отрицательным сторонам этой установки, несмотря на сравнительно быстрый запуск двигателя на газе.

Сопротивления установки НАТИ-Г-12 проходу газов

Замер разрежений производился водяными пьезометрами в двух местах: 1) в газовой коробке самого генератора и 2) в газовой трубе перед смесителем.

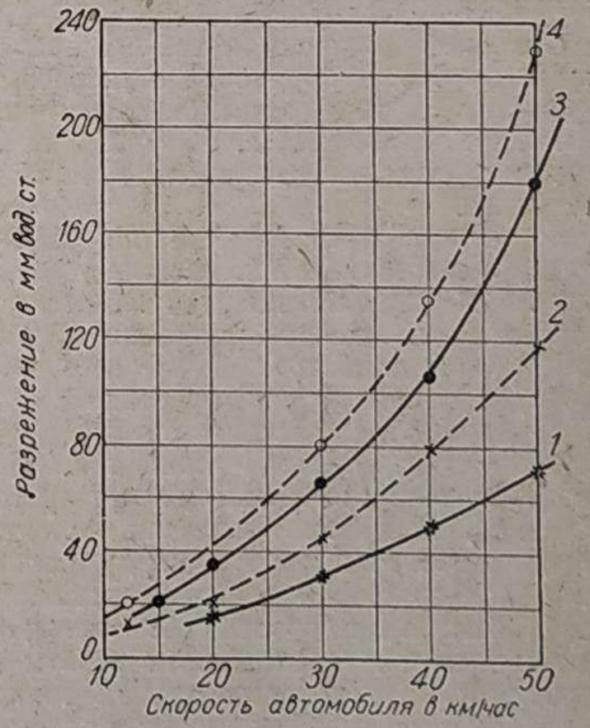


Рис. 10. 1—разрежение в газовой коробке генератора (пробег 0,5 тыс. км; перед замерами зольник прошурован), 2—то же (пробег 1 тыс. км в городе, без шуровки зольника), 3—разрежение перед смесителем (пробег 0,5 тыс. км; перед замерами зольник прошурован), 4—то же (пробег 1 тыс. км в городе, без шуровки зольника).

Результаты замеров средних разрежений в указанных местах при движении автомобиля по горизонтальному участку асфальтового шоссе нанесены на графике рис. 10. Кривые 1 и 3 относятся к замерам при пробеге машины в 0,5 тыс. км после полной очистки генераторной установки.

Здесь необходимо особо подчеркнуть, что перед этими замерами уголь в зольниковой коробке генератора был прошурован

(через зольниковый люк). Шуровка зольника имела целью по возможности приблизить состояние угля в зольниковой коробке (в отношении сопротивления прохождению газов) к его состоянию, которое бывает вскоре после загрузки генератора свежим топливом. Кривые 2 и 4 изображают разрежения, имевшиеся в установке после пробега по городу в 1 тыс. км без очистки и шуровки зольника.

Таблица 5

Скорость автомобиля в км/час	Разрежение в мм вод. ст.		Примечание
	в газовой коробке генератора	перед смесителем	
40	60—70	230	Километр на схода
72	130—140	500	

Исследование работы газогенератора с камерой газификации нового типа

Инж. Г. В. РЫБНИКОВ

Внедрению газогенераторных автомашин, как показала практика их эксплуатации, мешает, главным образом, несовершенство существующих камер газификации (типа Берлие), в результате чего они обладают следующими недостатками: 1) быстрый выход из строя топливника, 2) засмоливание газа при работе на древесных чурках при малой нагрузке, 3) неустойчивость режима газификации вообще и при малых нагрузках в особенности, 4) недостаточная приемистость при резких изменениях нагрузок, 5) раскаливание стенок газогенератора внизу и выход горячего газа за генератор, 6) продолжительный первичный розжиг и пуск на газе, 7) отсутствие универсальности к топливам.

Необходимость удлинения срока службы газогенераторных автомашин заставила перейти к производству цельнолитых топливников типа Берлие.

Причина образования в них трещин зависит от возникновения тепловых напряжений, которые являются результатом прежде всего невыгодной во многих отношениях формы камеры типа Берлие, создающей движение воздуха и газов, главным образом, по линии наименьшего сопротивления вблизи стенок. Этот недостаток присущ также и другим существующим камерам.

Необходимость применения тяжелых цельнолитых топливников для устранения указанных выше вредных явлений, приводящих не только к разрушению топливника, но и ухудшающих процессы газификации, может отпасть при изменении формы камеры газификации.

Автором была спроектирована и построена камера газификации нового типа (рис. 1). Воздух и газы в ней движутся в толще топлива, вдали от стенок топливника, что выгодно во многих отношениях.

Основной корпус 1 новой камеры изготовлен из того же материала, что и корпус газогенератора (толщина 2 мм). Корпус прижимается к верхним сквозным винтам через сальник уплотнительным кольцом 2. Регулировка затяжки сальника производится с помощью винтов 3, упирающихся в клиновые вырезы кольца 2.

В нижней части корпуса камеры приварено кольцо 4, на которое устанавливается свободно или приваривается обратный конус 5. На этот конус кладется сменная горловина 6, изготовленная из жароупорной стали или из обыкновенной с керамической обмазкой.

Под горловиной на крестовине 7 установлена решетка 8. Отъем решетки достигается поворотом крестовины до выхода ее концов из вырезов кольца 4. Предварительные исследования камеры в небольшом газогенераторе при работе одноцилиндровым двигателем показали следующие ее преимущества: 1) долговечность работы ввиду наличия только небольшой детали, подверженной действию высокой температуры, и возможность быстрой и простой ее смены; 2) универсальность к топливам в смысле возможности работы и на древесном угле, и на чурках, и на некоторых других топливах; 3) хорошая устойчивость режима газификации и приемистость при всех нагрузках (без шуровки и тряски генератора); 4) возможность более продолжительной работы на одной загрузке топливом (даже при остатке топлива ниже воздушного сопла); 5) сравнительно низкая температура газа, выходящего за генератор, и стенок низа газогенератора; 6) быстрый первоначальный розжиг и пуск на газе; 7) отсутствие смолистого газа при всех нагрузках.

При полном открытии дросселя, когда происходит наиболее интенсивный отбор газа, разрежения в установке бывают наибольшими.

Разрежения в установке НАТИ-Г-12 при полном открытии дросселя газа и прямой передаче по асфальтовому шоссе при нагрузке 4 чел. и пробеге после чистки генератора 100 км характеризуются табл. 5.

Разрежения по своей величине могут быть отнесены к нормальным.

Увеличение разрежений в установке после 1 тыс. км пробега по городу без очистки и шуровки зольника было небольшим, и по этому признаку чистка установки не требовалась.

Увеличение разрежений идет в основном за счет увеличения сопротивления прохождению газа в генераторе. Шуровка зольника (под конусом камеры) в случае повышенного увеличения разрежения в системе должна благоприятно отразиться на его снижении.

(Окончание в следующем номере)

Газогенераторная установка (рис. 2), в которой производилось испытание одного из вариантов камеры газификации, спроектирована автором совместно с инж. А. А. Введенским. Она предназначалась для обслуживания небольших механизмов (насосов и пр.), приводимых в действие двигателем 3—6 л. с. Газогенераторная установка может быть использована в мастерских, а газогенератор по величине пригоден для работы с мотоциклетными двигателями.

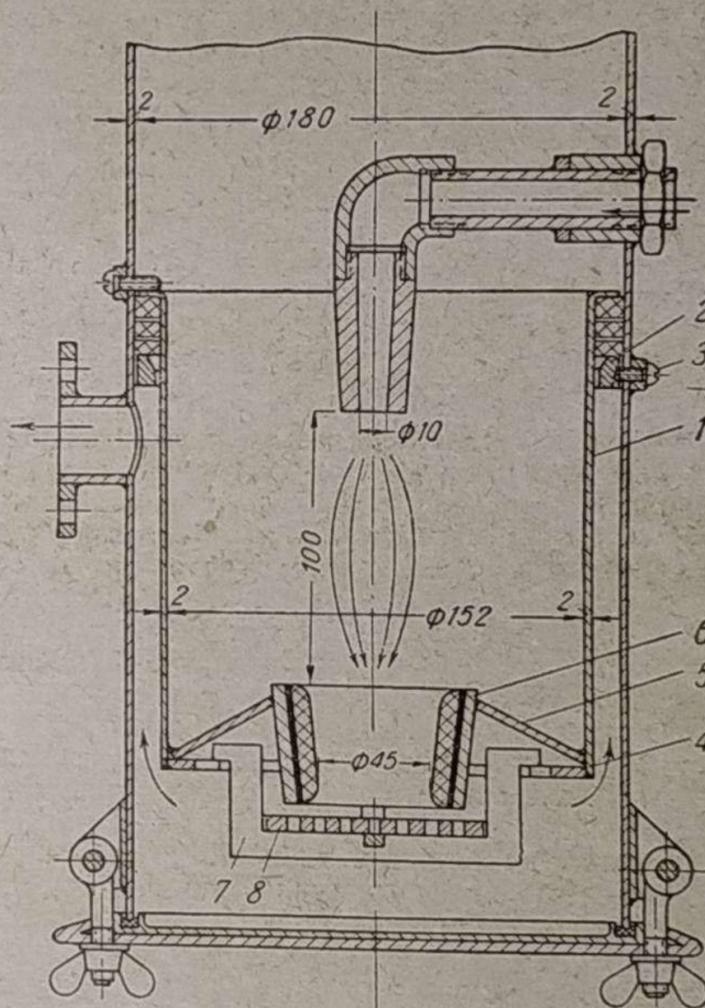


Рис. 1.

Для удобства установка смонтирована на переносной раме и состоит из газогенератора, трех охладителей-очистителей и одного очистителя-фильтра, расположенных в один ряд.

Основное отличие газогенератора этой системы от существующих конструкций (рис. 3) — в замене фланцевого соединения внутренним сальниковым уплотнением. Такое уплотнение дало возможность выполнить газогенератор из сплошного цилиндра, закрываемого снизу зольниковой, а сверху загрузочной крышкой, а кроме того, имело целью обеспечить быструю смену камер для облегчения обслуживания установки в эксплуатации.

В крупном газогенераторе, спроектированном автором совместно с инж. А. А. Введенским для двигателей 25—30 л. с., взамен фланца был введен сальник, который может затягиваться несколькими болтами. Основные размеры газогенератора ука-

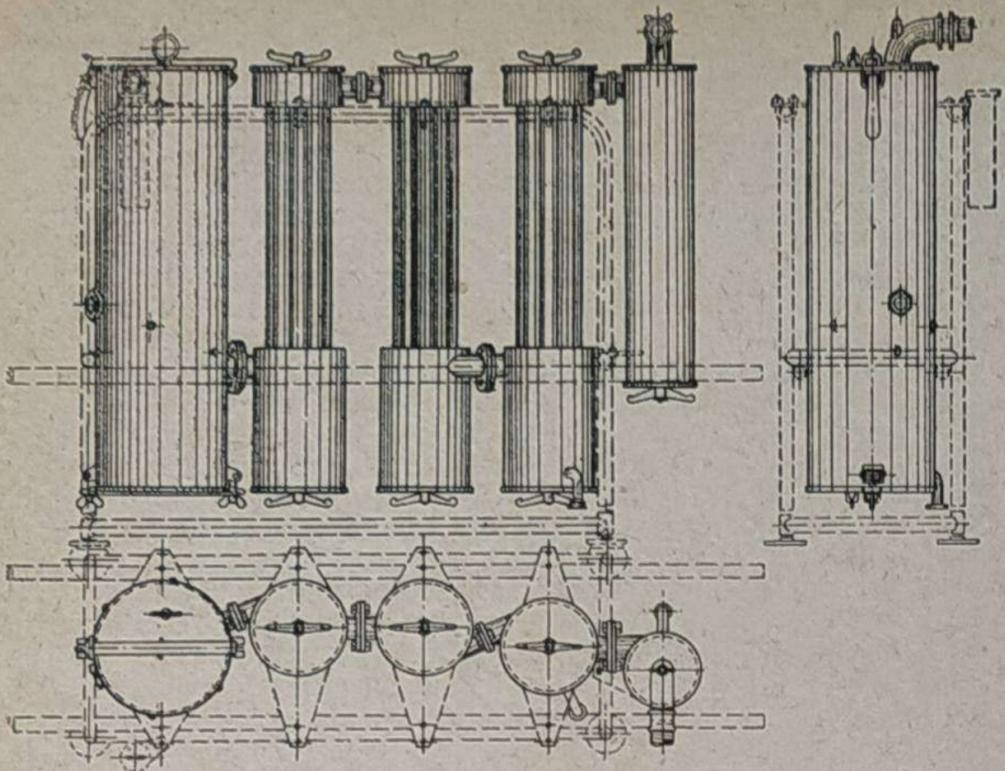


Рис. 2.

заны на рис. 4. Работает он по опрокинутому процессу. Воздух подается через центральное сопло. Наконечник сопла сменный и для предохранения от разрушающего действия высокой температуры должен шоопироваться алюминием. Камера газификации обычной формы с керамическим стаканом, установленным на графитовой подушке. Отбор газа производится через откидную решетку.

Первичная очистка газа и охлаждение производится в трех охладителях-очистителях (рис. 4). Каждый из них состоит из нижней коробки, где газу сообщается вихревое движение, и верхней — газовой. Коробки сообщаются рядом охлаждающих трубок с толщиной стенки 1 мм. В среднем очистителе газ идет в обратном направлении.

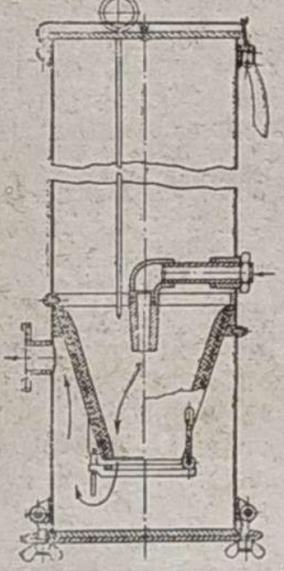


Рис. 3.

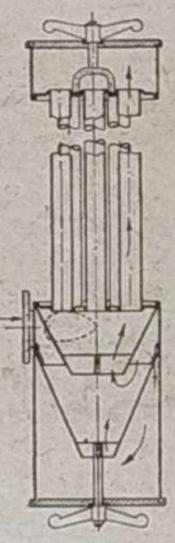


Рис. 4.

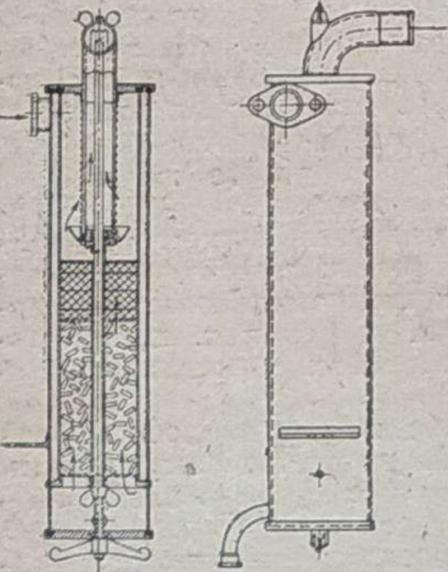


Рис. 5.

Вторичная очистка происходит в очистителе-фильтре (рис. 5), где вначале газ направляется вниз, двигаясь по кольцевому зазору. Затем, поднимаясь, газ проходит во внутренний цилиндр через кольца Рашига, медный волос и войлоки и, наконец, сквозь тонкую медную сетку, которая служит для автоматического предупреждения о загрязнении газа.

Для удаления конденсата воды третий очиститель и фильтр имеют сливные трубки.

Предварительные результаты

Испытания производились зимой 1937 г. в холодном помещении с одноцилиндровым двигателем Л-3 3 л. с. при нормальной степени сжатия.

На место карбюратора установлен смеситель, с правой стороны которого под углом 90° по отношению к прежнему положению прикреплен карбюратор. Смеситель золотниковый типа с эжекционным действием от воздуха. Коли-

чество воздуха регулируется коническим клапаном, подвинчиванием стержня по резьбе.

Такой смеситель, как показали результаты, обладает рядом недостатков: заеданием золотника зимой от замерзания воды и ржавчины, подсосом воздуха от неплотного прилегания, неудобством регулировки.

Разжигался газогенератор двигателем при работе на бензине или вентилятором с запалом от зажженного факела. Вначале газогенератор для сравнения пущен на угле с обычной конической камерой. Пуск при этом достигался в течение продолжительного времени (25—30 мин.). Работа протекала неустойчиво: требовалось встряхивание или шуровка генератора через 5—3 мин. Стенка нижней части генератора быстро раскаливалась докрасна.

Затем при работе на том же угле размером 5—20 мм (влажность 21%) после смены конической камеры на новую (рис. 1) время пуска сократилось до 4 мин. (минимум 2 мин.), причем в этот момент нижняя стенка генератора была еще холодной, а в процессе работы нагревалась не более 175—200° С. Работа протекала устойчиво и не требовала совсем тряски и шуровки генератора. Интересно отметить, что при новой камере вред применения шуровки заметно сказывался в обратном действии, т. е. в застревании топлива от уплотнения, а также в значительном его измельчении.

При проверке времени работы на одной загрузке топлива удалось установить, что применение горловины на дне новой камеры дает возможность получать газ почти из всего количества загруженного топлива (табл. 1). Расход угля — около 1 кг в час.

Таблица 1

Дата	Время работы на одной загрузке топлива	Вес угля, загруженного в генератор	Вес угля, израсходованного	Число оборотов двигателя в мин.	Примечание
		кг	кг		
25/II 1938 г.	2 ч. 25 м.	2,8	2,5	2 000—2 100	Двигатель работал под нагрузкой до полной остановки

При загрузке угля, весьма неравномерного по влажности (средняя влажность 44%) газогенератор разжигался с трудом, и работа сопровождалась частой переменной качества газа (необходимость уменьшения подачи воздуха в смеситель) и остановками двигателя. Всего на древесном угле установка с новой камерой газификации проработала 18 час. Затем был проведен ряд опытов на березовых чурках размером 25 × 10 × 15 мм (влажность — воздушно-сухие). Работа на таких чурках была очень устойчивой. В табл. 2 приведены результаты работы газогенератора на чурках.

Таблица 2

Дата	Время работы	Число оборотов двигателя в мин.	Часовой расход чурок в кг/час.	Примечание
8/II 1938 г.	2 ч. 20 м.	2 000—2 100	около 1,5	Работа с искусственной нагрузкой двигателя

Для оценки сопротивления отдельных элементов установки при 2 000—2 100 об/мин. определены разрежения газа (табл. 3).

Таблица 3

Место определения разрежения газа	Разрежение в мм вод. ст.		Примечание
	древесный уголь	березовые чурки	
В воздушной трубке генератора	37	8	Дроссель прикрыт различно
За генератором	113	25	
За третьим охладителем	137	29	

Как видно из табл. 3, сопротивление генератора при новой камере приблизительно в 3 раза больше, чем сопротивление трех охладителей вместе.

Для определения возможности использования разного рода топлива в генераторе с новой камерой были проведены опыты по газификации древесных опилок (влажность — воздушно-сухие) без какой-либо их подготовки. Опилки были загружены после чурок. Расположение оставшихся обугленных чурок у стенок камеры было благоприятно для газификации опилок, по-

Таблица 4

Дата	Время работы	Число оборотов двигателя	Часовой расход опилок в кг/час	Примечание
20/II 1938 г.	1 ч. 00 м.	2 000—2 100	около 0,75	Двигатель работал под нагрузкой

ступающих в центр камеры, среди угля. В табл. 4 приведены результаты работы на неотсеянных березовых опилках.

Работа была устойчивой. Интересно отметить, что так как опилки плотно лежали в бункере, была возможна работа при постоянно открытой загрузочной крышке генератора. Ввиду об-постоянно открытой загрузочной крышке двигатель устойчиво ра-щего повышения сопротивления опилок (прикрытом дросселе).

Затем были проведены опыты с опилками, отсеянными от мел-кой пыли (с помощью потока воздуха от вентилятора двигате-ля при его работе), засыпанными свободно целиком в генера-тор. Оказалось, что розжиг сухих опилок факелом требовал почти столько же времени, сколько и розжиг угля.

Работа на одних опилках была устойчивой в течение 5—10 мин., после чего требовалось встряхивание генератора и регули-ровка воздуха в смесителе. Оказалось, что без встряхивания иногда опилки опускались по узкому каналу около стенки бункера. Из-за отсутствия опилок дальнейшие опыты с ними задержались.

После всех опытов новая камера газификации и наиболее ответственная ее деталь — горловина — остались без измене-ния и были пригодны для дальнейшей работы.

Организация перевозок

Некоторые проблемы организации движения на автолиниях

Инж. Н. Н. ТИХОМИРОВ

В порядке обсуждения

Автомобильный транспорт перестает быть местным транспор-том. Рамки его применения расширяются с каждым днем. Ра-диус автомобильных перевозок растет, и в настоящее время автомобильные сообщения на большие расстояния уже приняли постоянный характер и заняли определенное место в транспорт-ной системе и экономике обслуживаемых ими районов.

Созданы специальные автохозяйства, обеспечивающие освое-ние возникающих пассажиро- и грузопотоков и осуществляю-щие регулярные перевозки между определенными пунктами, отстоящими друг от друга на расстоянии 200—400—600—1 000 и более километров.

Дальнейшее развитие производительных сил Советского Сою-за безусловно вызовет к жизни много новых автомобильных ли-ний для перевозок на еще большие расстояния при больших объемах пассажиро-грузооборота. Рост дорожного строитель-ства и строительства автомагистралей значительно этому способ-ствует.

Задачи автолиний будут расти, будет увеличиваться перево-зочная работа, а вместе с ней будет развиваться и техническая база, обеспечивающая выполнение предъявляемых требований.

Правильное использование этой мощной технической базы, нахождение технического и хозяйственно-экономического равно-весия всех составляющих ее элементов определяет эффектив-ность работы автолинии.

Между тем серьезного опыта правильной постановки работы автолиний мы еще не имеем. Применяемые на существующих автолиниях методы и формы организации перевозочной работы нельзя считать установившимися и полностью отвечающими предъявляемым требованиям. Правда, пройденный путь разви-тия автолиний дает большой материал для суждения о поло-жительных и отрицательных сторонах постановки дела, но это еще далеко не все.

На существующих автолиниях использование подвижного со-става еще недостаточно. Суточный пробег машин мал, произ-водительность низка. Режим работы шоферов напряженный. Это отражается на составе кадров и их устойчивости, влияет на техническое состояние подвижного состава и результаты ра-боты.

Неправильный выбор подвижного состава, режима его рабо-ты, недоиспользование производственных возможностей и мощ-ностей приводят к тому, что качество работы автолиний еще не стоит на должной высоте.

Опыт капиталистических стран, где регулярные автомобиль-ные перевозки на большие расстояния получили значительное развитие, не во всем может быть использован нами.

Бесспорно, все полезное должно быть взято. Однако необхо-

димо при этом помнить о принципиальной разнице между пла-новым социалистическим хозяйством и капиталистической сти-хией; «где рабочий работает не на себя, не на коллектив, а на капиталиста, где хозяйство развивается не по плану, в интере-сах всего народа, а стихийно, в интересах отдельных капита-листов»¹...

Автолиния представляет собой сложное хозяйство, состоящее из подвижного состава и стационарных технических устройств (погрузочно-разгрузочные пункты и склады, автобазы, промежу-точные и оборотные гаражи, ремонтные мастерские, заправоч-ные станции, конечные и промежуточные станции и т. д.)², служ-жащие одной цели — выполнять перевозки грузов и пассажи-ров в срок, с полной сохранностью и безопасностью для перево-зимого и дешево.

Хозяйство это рассредоточено, растянуто в цепочку. Между тем каждая составная часть автолинии, каждый ее элемент может работать только в тесном контакте со всеми звеньями цепи и в полной зависимости от них. При выпадении из систе-мы одного звена вся цепь теряет свое значение и перестает существовать. При перебоих в работе одного звена это немед-ленно отражается не только на соседних, но и на всей системе.

При такой тесной взаимной связи всех звеньев автолинии од-ному из них принадлежит ведущая роль, определяющая всю ра-боту прочих. Этим звеном является движущая работа под-вижного состава, непосредственно осуществляющая основные задачи автолинии — перевозки пассажиров и грузов.

Движение дает определенный ритм всей работе автолинии и связывает ее в единый транспортный механизм.

Принятая на автолинии система движения диктует размеще-ние основных, промежуточных и оборотных автобаз, перевалоч-ных пунктов, заправочных станций и пр., устанавливает их про-пускную способность, объем и режим работы и т. д. и в ко-нечном счете определяет капиталовложения и эксплуатацион-ные расходы всего хозяйства.

Поэтому выбор системы движения имеет решающее значение в организации автолинии. Системой движения мы называем организацию работы подвижного состава (автомобилей, тяга-чей) и водителей.

В основу организации движения должен быть положен прин-цип максимального использования подвижного состава.

Задача использования подвижного состава распадается на две самостоятельные части:

¹ Из резолюции декабрьского пленума ЦК ВКП(б).

² Сюда следовало бы отнести и дорогу, но мы не включаем ее в сос. ав. автолинии, поскольку в настоящее время дорожное хозяй-ство выделено особо.

Изменив конструкцию обогатительной иглы, добавили к карбюратору вместо постоянного компенсатора — регулирующийся. Это изменение выполнено следующим способом (см. рисунок). Вывертывается обогатительная игла, снимаются пружина и шайбы. Резьба, имеющаяся на верхней части иглы, продолжается примерно на две трети длины. Гайка, крепящая иглу в теле карбюратора, изготавливается новая с наружной резьбой по телу карбюратора и внутренней — по резьбе иглы (запаяв прежнюю гайку оловом и нарезав резьбу по игле, можно пользоваться старой). Контргайка, фиксирующая нужное положение иглы, делается также новая. Головка, накрученная на иглу, шплинтуется и служит для вращения иглы. Коленчатый рычажок снимается совсем. Компенсаторный жиклер, ввернутый в поплавковую камеру, необходимо заглушить. Таким образом отверстие в теле карбюратора, соединяющее канал главного жиклера с каналом компенсаторного

карбюратора, является компенсатором, регулирующимся иглой. Карбюратор, снабженный таким компенсаторным жиклером, был установлен на двигатель и всесторонне испытан, и он имеет такие данные: главный жиклер 160 см³, пусковой жиклер 58 см³, регулировочная игла компенсатора отвернута на один оборот от полного закрытия.

Двигатель нормально заводится (система управления воздушной заслонкой плотно закрывает и полностью открывает ее), нормально прогревается, очень плавно и устойчиво работает на всех режимах, дает хорошую приемистость при правильно подобранном зажигании и скорость хода автомобиля 90 км/час. Расход горючего, проверенный на нескольких автомобилях, снабженных такими видоизмененными карбюраторами, не превышает 15,6 л на 100 км.

Газогенераторная установка для легкового автомобиля¹

Инж. П. О. ЗАРЕЦКИЙ

Экономика автомобиля

Расход топлива у автомобиля с древесным газогенератором составляет из расхода древесных чурок, угля и бензина для розжига генератора двигателя.

Расход древесного топлива

Определение экономики автомобиля по расходу древесного топлива производилось путем пробегов по шоссе и городу. В качестве топлива применялись березовые чурки размером 50 × 50 × 70 мм с влажностью около 15% (абс.). Расход определялся по весу за каждый пробег отдельно путем досыпок генератора до полного.

Данные пробеговых испытаний автомобиля ГАЗ-А с газогенераторной установкой НАТИ-Г-12 за время сентябрь-октябрь при нагрузке 4 чел. сведены в табл. 6.

Таблица 6*

Маршрут пробега и состояние дороги	Пройдено за пробег в км	Средняя техническая скорость движения в км/час	Расход древесного топлива (чурок) в кг на 100 км пути	Время розжига холодного генератора и перевода двигателя на газ в мин	Температура воздуха в °С
Шоссе Ленинградское и Волоколамское, асфальтовое, частично влажное, в основном хорошего состояния	291	38,2	30,9	4****	4
Шоссе Ленинградское, Волоколамское, Дмитровское, асфальтовое, сухое	295	42,5	34,5	1,5	5
Шоссе Волоколамское, частью сырое	270	36,1	33,3	2	6
Шоссе Ленинградское, асфальтовое, сухое, хорошего состояния	163,5	55,0**	39,3	2	1
Москва — Садовое кольцо, асфальтовое, сухое	105	21,3	53,0	7****	6
То же	134,5	20,3	44,6	2	3
»	110	20,9	53,6***	2,5	1,5
»	99	24,0	45,1	2	—
»	120	20,9	49,1	2	4
»	106	20,7	45,6	2	5
»	95	21,7	47,1	2	7

В пробегах по шоссе расход чурок на 100 км пути равнялся 30,9—34,5 кг при средних скоростях движения 37—44 км/час. При движении на повышенных скоростях расход топлива на 100 км пути возрос и составил 39 кг при средней технической скорости

¹ Окончание, см. «Мотор» № 6, 1938 г.

* Пройденное расстояние, средняя техническая скорость движения и удельный расход топлива указаны с учетом поправочного коэффициента счетчика пройденного пути (0,967).

** На пути в 151 км с хорошим состоянием покрытия средняя техническая скорость равна 59 км/час.

*** Часть пути была сильно загружена.

**** Свежая загрузка топлива.

движения за пробег 55 кг/час. В пробегах по городу расход топлива на 100 км пути колебался в пределах 43—52 кг. Более высокие значения расхода топлива в городе относятся к пробегам с более частыми остановками в пути.

Таким образом имевшееся расхождение в расходе древесного топлива в основном следует отнести за счет неодинаковых условий движения (режим движения, состояние дороги, атмосферные условия).

В среднем расход древесного топлива на 100 км пути для автомобиля ГАЗ-А может быть принят: а) по шоссе (движение со средними скоростями 35—45 км/час) 32 кг, б) по городу 46 кг.

Приняв средний расход бензина на 100 км пути у бензинового автомобиля ГАЗ-А равным: а) по шоссе 10 кг, б) по городу 11 кг, будем иметь отношение расхода древесного топлива к жидкому, приведенное в табл. 7.

Таблица 7

Маршрут	В кг/кг	В кг/л
При движении по шоссе	3,2	2,4
» » » городу	4,2	3,2

Из приведенных данных можно заключить, что расход древесного топлива при работе автомобиля на шоссе нормальный, при работе в городе слегка повышенный.

Попутно следует отметить, что автомобиль Форд-А с древесной газогенераторной установкой Имберт, находясь в двух параллельных пробегах с автомобилем ГАЗ-А, показал при работе на шоссе примерно такие же расходы топлива, что видно из табл. 8.

Таблица 8

Пробег в км	Средняя техническая скорость движения за пробег в км/час	Расход топлива на 100 км пути в кг
290	36	37,6
3 300	47	30,0

Расход древесного угля

Древесный уголь в генераторе Г-12 применяется для заполнения им камеры горения после каждой разгрузки.

При полной очистке зольниковой коробки находящийся в ней уголь в смеси с мелочью и золой частью выбрасывается и заменяется свежим.

Загрузка угля в генератор составляет 5,5 кг; ранее выгруженного угля при этом может быть использовано около 2 кг. Таким образом свежего угля добавляется около 4 кг.

При очистке зольника через 1 000—1 500 км пробега расход угля на 100 км пути составит 0,4—0,3 кг.

Расход бензина

В установке Г-12 расход бензина может быть очень небольшим, так как заводка двигателя, розжиг генератора и перевод двигателя на газ занимают малый период времени (2 мин.). Напряжения мощности двигателя не было и она не производилась. При снабжении установки электрическим вентилятором розжига расход бензина на розжиг генератора и запуск двигателя может вообще отсутствовать.

Установка такого вентилятора, по нашему мнению, целесообразна еще и потому, что запуск двигателя непосредственно на газе без применения бензина должен благоприятно отразиться на уменьшении износа двигателя.

О размерности фурм

В связи с повышенным расходом чурок при работе в городе уместно будет более подробно остановиться на вопросе о размерности камеры горения генератора Г-12.

При работе автомобиля с небольшими скоростями движения в городе часовой отбор газа из генератора и интенсивность горения меньше, чем при работе на шоссе, где скорость движения обычно значительно выше.

Понижение экономии автомобиля при работе в городе больше, чем это наблюдается у некоторых других машин, обуславливается, видимо, небольшой интенсивностью горения топлива

вследствие сравнительно больших размеров горловины камеры и площади проходного сечения фурм.

Число и размерность фурм ряда генераторов указаны в табл. 9. У генератора НАТИ-Г-12 суммарная проходная площадь фурм равна 4,6 см².

Генератор Берлие для легкового автомобиля имеет проходную площадь фурм 4 см² при большем литраже двигателя, чем у ГАЗ-А.

Генератор Имберт имеет большую площадь сечения фурм, чем Г-12, но у него при этом горловина камеры значительно меньше.

Фирма «Гоеи-Пулен» для своих древесноугольных генераторов рекомендует применять воздушные сопла разного диаметра, подбирая их в зависимости от часового расхода топлива. При часовом расходе топлива 8—10 кг рекомендуется применять сопло диаметром 15 мм (площадь проходного сечения 1,8 см²) при расходе 10—15 кг — 20 мм (площадь проходного сечения 3,1 см²).

Так как имеющиеся данные не позволяют установить какой-либо закономерности для выбора наилучшей размерности камеры горения древесного генератора, для подбора оптимальных параметров камер в НАТИ проектируется постановка в 1938 г. специальных опытов и исследований.

Динамика автомобиля

Отсутствие данных по другим газогенераторным легковым автомобилям не позволило сопоставить результаты динамических испытаний автомобиля ГАЗ-А с соответствующими данными аналогичных машин. Поэтому сравнение сделано только со стандартным бензиновым автомобилем ГАЗ-А, хорошо известным своими динамическими качествами.

Минимальная скорость движения

Минимальная скорость движения на прямой передаче определялась на пути в 500—700 м и оказалась по величине удовлетворительной, равной 12 км/час.

У бензиновых автомобилей ГАЗ-А минимальная устойчивая скорость движения на прямой передаче равна 9—10 км/час.

Максимальная скорость движения

Максимальная скорость движения на прямой передаче определялась по времени прохождения автомобилем мерного километра (километровка). Результаты замеров приведены в табл. 10, где для сравнения приведены также данные по бензиновым машинам ГАЗ-А и Форд-А.

Таблица 9

Газогенератор	На каком автомобиле установлен	Диаметр горловины камеры горения в мм	Фурмы		
			число	диаметр	суммарная площадь проходного сечения в см ²
НАТИ-Г-12 (II вариант)	ГАЗ-А	120	12	7	4,6
НАТИ-Г-14	ГАЗ-АА	120	10	8	5,0
Берлие	Берлие легковой	120	8	8	4,0
	Берлие грузовой 3-тонный	165	10	10	7,85
Имберт	Легковой Форд-А	100	5	12,5	6,1
Брандт тип 235	Грузовой	—	12	6—10	5,5
Гоеи-Пулен древесно-угольный	Грузовой 1,5-тонный	—	1	15—20	1,8—3,1

Таблица 10

Автомобиль	Пробег автомобиля к моменту испытаний в км	Нагрузка автомобиля чел.	Положение верха и ветрового стекла при испытании	Максимальная скорость автомобиля (по километровке) в км/час		Минимальная скорость автомобиля на прямой передаче в коробке в км/час	Примечание
				с хода	с места		
ГАЗ-А с древесным газогенератором НАТИ-Г-12	10 600	4	Верх и ветровое стекло подняты	72,1	49,8	12	Размер покрышек 29×5,50". Передаточное число в заднем мосту 4,11
ГАЗ-А 1933 г. на бензине	2 300	4	Верх и ветровое стекло подняты	88,3	67,8	9	Топливо — бензин III сорта. Размер покрышек 28×4,75. Передаточное число в заднем мосту—3,78
Форд-А 1931 г. фаэтон на бензине	9 950	4	Верх опущен, ветровое стекло поднято	91,7	72,3	10	Максимальная и минимальная скорости движения являются средними значениями из замеров, произведенных при движении автомобилей по асфальтовому шоссе в двух направлениях

Максимальную скорость газогенераторного автомобиля ГАЗ-А, равную 72 и 50 км/час, при прохождении мерного километра с хода и с места, следует признать вполне удовлетворительной. По сравнению со стандартной машиной ГАЗ-А, работающей на бензине II сорта с заводской регулировкой карбюратора, эта скорость соответственно составляет ~ 82 и 74%.

Разгон на первой и второй передачах с места

Результаты замеров, произведенные с помощью самопишущего прибора Оригинал-Брун (5-е колесо), изображены на рис. 11 и 12. На этих рисунках для сравнения нанесены также данные по стандартной бензиновой машине ГАЗ-А. Из графиков видно, что в начальный период разгона на первых 10 м пути интенсивность разгона при работе на газе и на бензине почти одинакова.

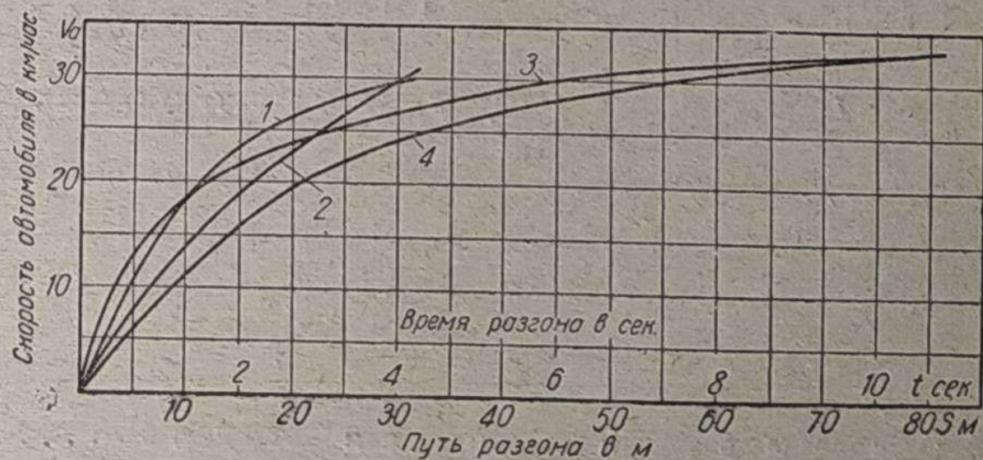


Рис. 11. 1 — путь разгона на бензине, 2 — время разгона на бензине, 3 — путь разгона на газе, 4 — время разгона на газе.

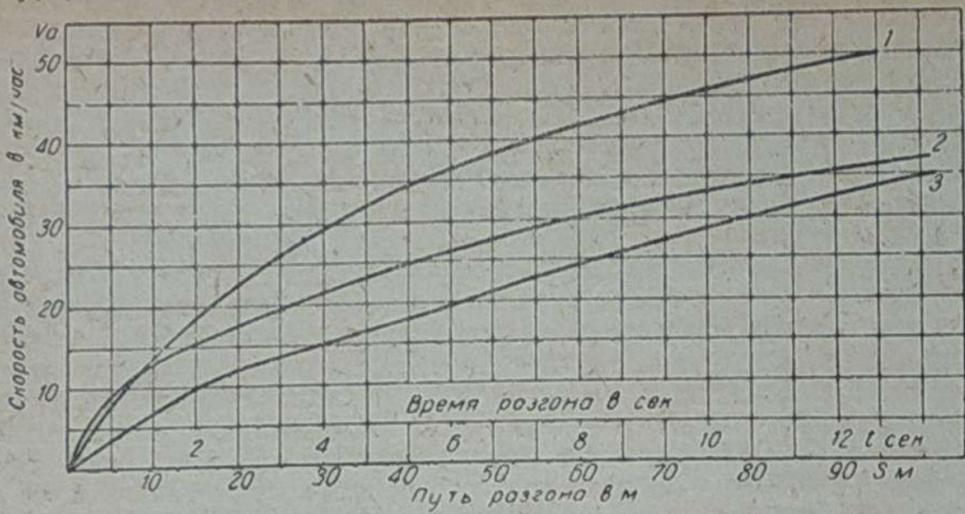


Рис. 12. 1 — путь разгона на бензине, 2 — путь разгона на газе, 3 — время разгона на газе.

Это необычайное явление следует объяснить условиями проведения разгонов при работе на газе. Во-первых, к моменту трогания генератор раздувался. Это обстоятельство должно было благоприятно отражаться на газообразовании и работе двигателя в начальный период разгона. Во-вторых, наличие повышенных или средних оборотов двигателя перед троганием могло сказаться на увеличении интенсивности разгона в начальный период за счет живой силы, накапливаемой в двигателе и частично идущей на преодоление сопротивлений движения разгона при сравнительно резком уменьшении оборотов в момент включения сцепления. При работе двигателя на газе это влияние живой силы двигателя на начало разгона сказалось, видимо, более заметно, чем при работе на бензине. Несмотря на это, газогенераторный автомобиль, как и следовало ожидать, показал меньшую интенсивность разгона с места, чем бензиновый.

При трогании с места на первой передаче автомобиль, работая на газе, набирает скорость 25 км/час на пути в 24 м за время 4,5 сек., а при работе на бензине — на пути в 18 м за 3 сек. С увеличением скорости эта разница растет.

При трогании с места на второй передаче скорость 25 км/час достигается при работе на бензине на пути в 23 м, а при работе на газе — на пути в 41 м.

Разгон на второй передаче со скорости 15 км/час до скорости 30 км/час происходит на пути в 20 м при работе на бензине и на 45 м при работе на газе, т. е. на пути в два с лишним раза больше.

Разгон на прямой передаче в коробке

Более наглядная разница в интенсивности разгонов на бензине и на газе получилась при разгоне на прямой передаче. Разгон при этом велся со скорости 12 км/час. Результаты замеров изображены на рис. 13 и приведены в табл. 11.

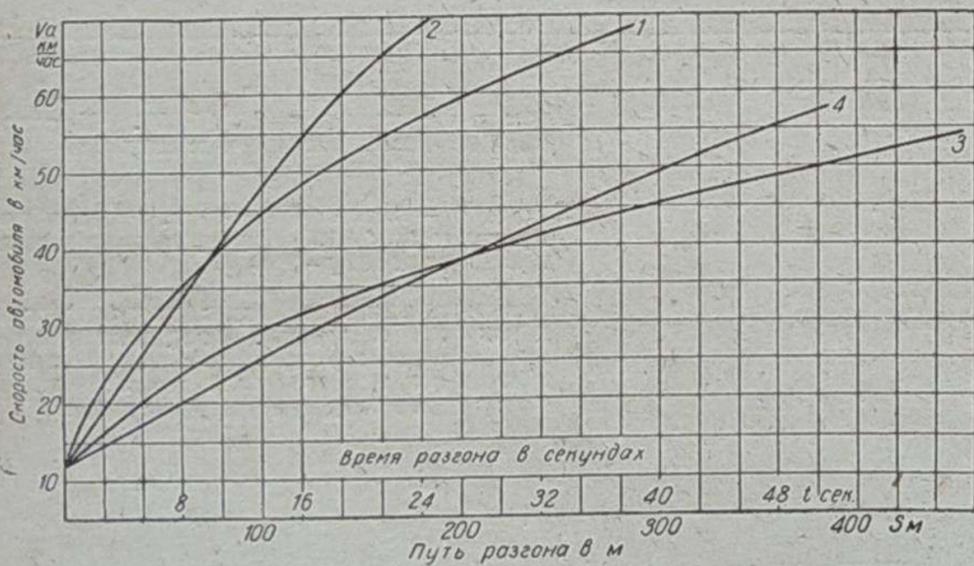


Рис. 13. 1 — путь разгона на бензине, 2 — время разгона на бензине, 3 — путь разгона на газе, 4 — время разгона на газе.

Из рассмотрения этих данных следует, что при разгоне на прямой передаче с 12 до 30 и 50 км/час для бензиновой машины требуется путь разгона, равный соответственно 40 и 34% от пути разгона газогенераторного автомобиля.

Разгон на передачах

Интенсивность разгона испытуемого автомобиля с места на передачах в коробке характеризуется рис. 14. Переключение передач производилось возможно быстрое, а разгон был интенсивным (полный дроссель). Из графика видно, что при работе двигателя на газе для достижения скорости в 30 и 50 км/час требуется соответственно путь, равный около 50 и 240 м.

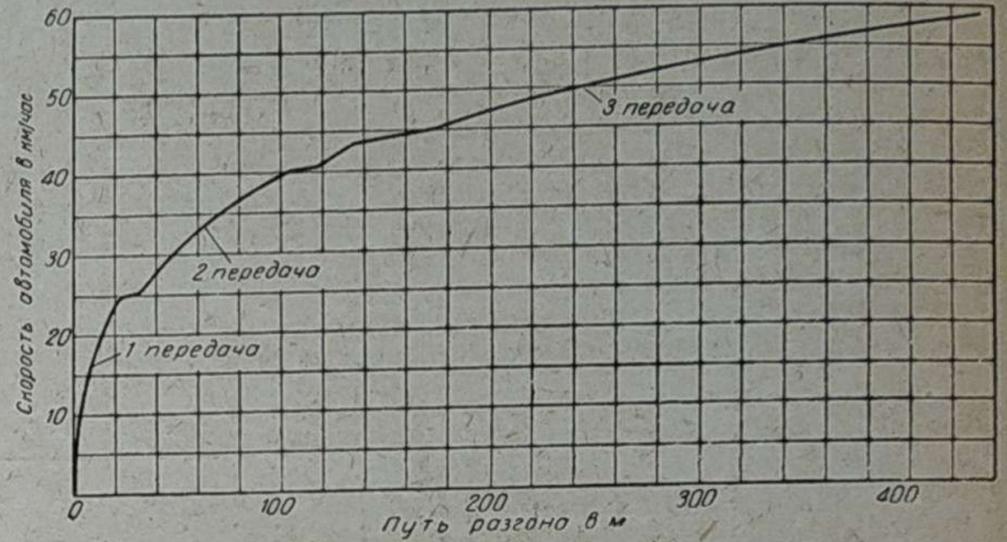


Рис. 14

Ускорение автомобиля на прямой передаче

Результаты подсчета ускорений газогенераторного автомобиля ГАЗ-А при разгоне на прямой передаче приведены в табл. 12.

Таблица 12

Автомобиль	Скорость автомобиля в км/час					Примечание
	20	30	40	50	60	
ГАЗ-А с древесным газогенератором НАТИ-Г-12 (II вариант)	0,32	0,27	0,24	0,21	—	Максимальное значение ускорения равно около 0,33 м/сек и лежит в интервале скоростей 18—20 км/час Максимальное значение ускорения на скорости 30 км/час
ГАЗ-А 1933 г. на бензине	0,83	0,83	0,83	—	0,59	

Эти данные показывают, что динамика разгона газогенераторного автомобиля ГАЗ-А с установкой Г-12 значительно уступает динамике разгона бензинового автомобиля ГАЗ-А.

Уменьшение мощности двигателя при работе на генераторном газе и увеличение мертвого веса автомобиля вследствие наличия на нем газогенераторной установки привело к резкому снижению динамики разгона газогенераторного автомобиля ГАЗ-А по сравнению с бензиновым.

Динамика (быстрота разгона и максимальная скорость) автомобиля ГАЗ-А с газогенератором Г-12 на прямой передаче близка к динамике некоторых европейских легковых машин выпуска 1922—1926 гг. (такси Рено, Прага, Стевер, Хорьх¹).

¹ Проф. Е. А. Чудakov, «Динамическое и экономическое исследования автомобиля», Труды НАМИ № 7, стр. 129.

Таблица 11

Автомобиль	Скорость автомобиля в км/час									
	путь разгона в м					время разгона в сек.				
	12	20	30	40	50	12	20	30	40	50
ГАЗ-А на газе (с древесным газогенератором НАТИ-Г-12)	0	39	107	220	380	0	7,6	17,4	28,6	40,6
ГАЗ-А 1933 г. на бензине	0	15	43	80	130	0	3,2	6,7	10,4	14,1

Средние скорости движения по пробегам

Из табл. 4 видно, что в городских условиях движения средняя скорость движения за пробег колебалась в пределах 21—25 км/час, причем здесь следует иметь в виду, что время недлительных остановок в пути, вызываемых условиями уличного движения (остановки у светофоров и пр.), при подсчете средней скорости движения принималось как время движения.

В пробегах по шоссе не преследовалось получение возможно высокой скорости движения. Она была в пределах 37—45 км/час. Для проверки работы автомобиля и газогенераторной установки при скоростном режиме на длительном пути был проведен пробег по Ленинградскому шоссе. Автомобиль и установка при этом работали без дефектов.

Автомобиль прошел за пробег 163,5 км со средней технической скоростью движения за весь пробег, равной 55 км/час. Средняя техническая скорость на участке пути в 151 км с хорошим состоянием покрытия равна 59,0 км/час.

Эти данные характеризуют газогенераторный автомобиль с положительной стороны.

Преодоление подъемов

Некрутые подъемы небольшой длины автомобиль преодолевает вполне удовлетворительно. Более крутые и длинные подъемы, встречающиеся в пробегах, брались на передачах без затруднений. Например, подъем к Таганской площади от Землянки (Садовое кольцо, Москва) автомобиль преодолевал легко на второй передаче. На прямой передаче этот подъем не преодолевался. Бензиновая машина ГАЗ-А указанный подъем преодолевает на прямой передаче.

Предельный подъем, который испытываемый автомобиль может преодолеть на прямой передаче, судя по приведенным ускорениям, равен около 3,5%.

Заключение

1. К сожалению, не представлялось возможным из-за отсутствия подобных материалов сопоставить полученные данные по испытанию газогенераторной установки Г-12 с соответствующими

данными по другим однотипным газогенераторным легковым автомобилям. Поэтому оценка давалась лишь в сравнении с бензиновым стандартным автомобилем ГАЗ-А.

2. Экономика автомобиля по расходу древесного топлива (чурок) удовлетворительна и характеризуется нормальным расходом топлива при работе на шоссе и несколько повышенным при работе в городе. В среднем расход березовых чурок на 100 км пути равен: а) по шоссе — 32 кг, б) по городу — 46 кг.

3. Динамика автомобиля удовлетворительна и характеризуется максимальной скоростью движения в 72 км/час, минимальной скоростью на прямой передаче в 12 км/час и ускорением разгона на прямой передаче в 0,33 м/сек².

4. Розжиг холодного генератора и перевод двигателя на газ осуществляются быстро. При топливе, оставшемся в генераторе от прежней работы, для этого требуется 2 мин. Розжиг генератора производится двигателем, что нежелательно. Для розжига генератора следует иметь электрический вентилятор.

5. Генератор НАТИ-Г-12 (II вариант) резко отличается от I варианта этого генератора рядом положительных сторон: наличие верхнего отбора газа и обогрева бункера, что благоприятно отражается на работе.

К недостаткам генератора относятся: небольшой срок службы сварной камеры (что свойственно и другим сварным камерам) и несколько повышенный расход топлива при работе в городе. Цельнолитые стальные камеры значительно долговечнее сварных.

6. Работа первого (грубого) очистителя вполне удовлетворительна. Для увеличения пробега между очистками сборника от угольной мелочи объем его следует увеличить.

7. Охлаждение газа в установке НАТИ-Г-12 хорошее, температура газа, поступающего в смеситель, невысокая.

8. Для обеспечения лучшей очистки газа тонкий очиститель газа нуждается в дальнейшем усовершенствовании.

9. В обслуживании газогенераторная установка нетрудоемка, достаточно проста, доступность к агрегатам вполне удовлетворительна.

10. В результате проведенных испытаний запроектирована и сдана для постройки улучшенная древесная газогенераторная установка для легкового автомобиля М-1. В ней предусмотрены более совершенная тонкая очистка газа, более долговечная в работе стальная, цельнолитая камера горения и другие улучшения.

Конструкции автомобилей и механизмов

Вакуумные и пневматические стеклоочистители для автомобилей

В. А. ПОПОВ и К. В. ЕМЕЛЬЯНОВ

Безопасность езды на автомашинах требует во время движения хорошей очистки ветрового стекла от капель дождя, пыли, снега и льда.

Для этой цели употребляются щетки из одной или нескольких полос резины, которые перемещаются по стеклу параллельно самим себе или совершают возвратно-вращательные движения около неподвижной оси.

Первоначально щетки приводились в движение рукой водителя. Сейчас этот метод совершенно оставлен, так как руки водителя должны быть всегда свободны для управления рулем и рычагом переключения скоростей.

Автоматические приборы для очистки стекла делятся на 3 типа: 1) приборы, приводимые в действие двигателем автомобиля через передачу и гибкий вал, 2) электрические стеклоочистители, 3) вакуумные и пневматические стеклоочистители.

Приборы первого типа требуют довольно мощного гибкого вала и сложного устройства для регулирования числа ходов в единицу времени, так как иначе щетки двигались бы очень медленно при езде на прямой передаче и чересчур быстро на 1-й и 2-й скорости. Поэтому современные автомобили такого устройства не имеют.

Электрические стеклоочистители состоят из электромотора малой мощности, сообщаемого движение щетке через передаточный механизм. Приборы включаются в электрическую сеть автомобиля. Работают они надежно. Число ходов щетки здесь не зависит от числа оборотов двигателя и от скорости езды. Но они

гораздо сложнее вакуумных и пневматических приборов, и себестоимость их значительно выше. Кроме того они потребляют ток значительной силы (около 6—7 ампер при напряжении 6 вольт) в течение продолжительного времени и разряжают аккумуляторную батарею. Вследствие этого лишь небольшое число автомобилей имеет электрические стеклоочистители. Большинство современных автомашин имеет только вакуумные и пневматические приборы.

Вакуумные стеклоочистители

Наиболее часто встречающаяся конструкция вакуумного моторчика (рис. 1) состоит из литого корпуса 1 и крышки 2, соединенных несколькими винтами 3. Внутренняя полость, образованная деталями 1 и 2, делится на две камеры поршнем, изображенным на рис. 2. Поршень состоит из двух кожаных манжет 4, зажатых между пластинами 5 и 6. Между манжетой и пластиной 5 помещается упругая пластина 7 из латунной фольги, прижимающая края манжеты к внутренним стенкам корпуса, обеспечивая герметичность прилегания камер одна от другой. Поршень при помощи заклепки 8 жестко соединяется с осью прибора. Обычно поршень может в известных пределах поворачиваться вокруг заклепки 8 и иногда даже имеет некоторую свободу перемещения вдоль оси. Этим достигается большая герметичность прилегания поршня к стенкам корпуса. Правая и левая камеры поочередно соединяются с источником вакуума (на автомашине

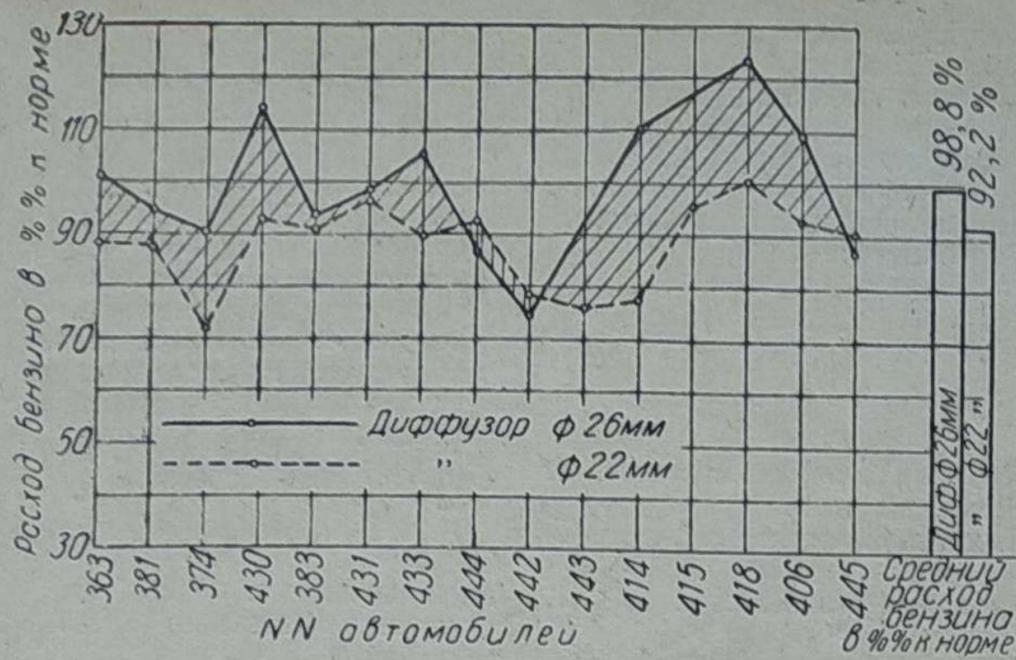


Рис. 9.

работавших одновременно; половина из них работала с распылителем, а половина без него. Результаты этой проверки подтвердили полученные выше показатели экономии.

Результаты испытаний карбюратора МААЗ-5 с диффузором $\varnothing 22$ мм на 2-й автобазе Мосавтотреста

Как указывалось выше, испытания на экономичность карбюраторов МААЗ-5 с диффузором $\varnothing 22$ мм и соответствующей регулировкой производились во 2-й автобазе Мосавтотреста на 20 автомобилях, главным образом, в условиях загородной езды.

Условия испытаний были описаны выше и по организации были аналогичны испытаниям распылителя в 4-й автобазе Метростроя. Влияние отдельных отклонений на результаты испытаний по-

дробно разобраны в разделе об испытании распылителя, поэтому при испытании регулировки с диффузором $\varnothing 22$ мм вторично они не приводятся.

Результаты эксплуатационного испытания сведены в один итоговый график рис. 9, из которого видно, что при работе автомобилей с регулировкой карбюраторов, имеющих диффузор $\varnothing 26$ мм, расход горючего по отдельным автомобилям колеблется: минимальный 74% к норме, максимальный — 123%.

При работе с карбюратором, имеющим регулировку с диффузором $\varnothing 22$ мм, соответственно минимальный расход 71,5% и максимальный — 100%.

Средняя экономия горючего по испытуемым автомобилям в случае применения регулировки с диаметром диффузора 22 мм доходит до 6,6%.

Из приведенных испытаний можно сделать следующие выводы. Применение распылителя в тяжелых условиях эксплуатации и применение регулировки карбюратора МААЗ-5 с диффузором $\varnothing 22$ мм дают практические результаты по повышению экономичности работы автомобиля ЗИС-5, и экономия топлива при применении распылителя на отдельных автомобилях может достигать до 18%. При легких условиях эксплуатации экономия топлива при применении регулировки с диффузором $\varnothing 22$ мм может достигать по отдельным автомобилям до 20—22%.

Эти цифры показывают, что если заняться регулировкой каждого автомобиля в отдельности, то можно добиться большой экономии топлива по всему автопарку.

Испытывавшиеся карбюраторы имели стандартную заводскую регулировку, которая на отдельных двигателях может быть значительно уменьшена без ухудшения динамических качеств автомобиля. Это, в свою очередь, поведет к еще большей экономии бензина.

Приведенные испытания показали, какое большое значение в экономии топлива имеют качество вождения автомобиля, его техническое состояние и средняя коммерческая скорость. Руководителям автобаз наряду с приведением в порядок карбюраторного хозяйства следует начать серьезную работу по повышению квалификации водительского состава. Это может дать дополнительно значительную экономию топлива.

Газогенераторный автомобиль ЗИС-21

Инж. Ю. А. КЛЕЙНЕРМАН

Производство газогенераторов для автомобилей уже начато на московском заводе «Комета». В апреле 1938 г. этот завод выпустил первые 15 газогенераторов Г-14, а начиная с июня, выпускает также и новую модель газогенераторной установки ЗИС-21. Эта установка, как известно, придет на смену несколько устаревшей установке ЗИС-13, которая снята с производства. Новая модель ЗИС-21 представляет собой сильно улучшенную и модернизированную установку ЗИС-13.

Состав газогенераторной установки

Газогенераторная установка ЗИС-21 состоит из следующих частей:

- 1) дровяного цельнометаллического газогенератора типа «Имберт» с опрокинутым процессом горения, фурменной подачей воздуха по периферии топливника и отбором газа в верхней части (большой подогрев топлива);
- 2) трех горизонтальных охладителей-очистителей инерционного типа, предназначенных для грубой очистки и охлаждения газа;
- 3) вертикального очистителя (тонкого фильтра), обеспечивающего комбинированную тонкую очистку газа — поверхностную (в двух слоях колец Рашига) и промывку в жидком фильтре, расположенном в нижней части;
- 4) центробежного вентилятора для розжига, питающегося от электромотора мощностью 200 ватт при числе оборотов в 4000 в мин.;
- 5) системы трубопроводов и резиновых шлангов;
- 6) деревянного ящика для запасного топлива;
- 7) смесителя для образования газозвушной смеси, работающего по принципу концентрического смешения параллельных потоков газа и воздуха;
- 8) карбюратора типа «Солекс-2» со специальной регулировкой, предназначенного для гаражного маневрирования и для всех случаев, когда запуск двигателя необходимо произвести в течение менее чем 3-4 мин., требующихся для розжига газогенератора.

Общая схема газогенераторной установки

На рис. 1 представлена общая схема газогенераторной установки модели «Э».

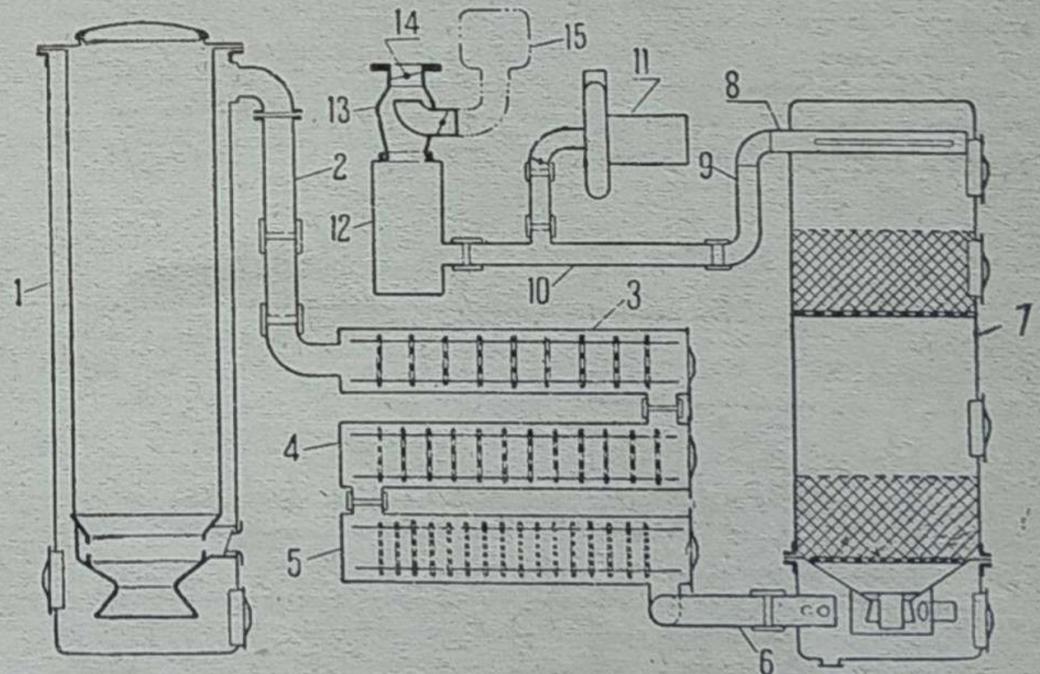


Рис. 1

Газ имеет, благодаря повышению пояса отбора газа, несколько меньшую температуру, чем в модели ЗИС-13, и должен быть охлажден и очищен от «уноса» и влаги в последующих элементах установки и смешан с воздухом перед поступлением в двигатель.

Первичная грубая очистка газа от более крупных частиц уноса осуществляется в трёх цилиндрических горизонтальных охладителях-очистителях инерционного типа, имеющих диски диафрагмы с постепенно увеличивающимся количеством отверстий разного диаметра и расположенных друг от друга на расстоянии, убывающем по мере приближения к двигателю. Очистка газа осуществляется вследствие резкого изменения скорости и направления газа, проходящего через отверстия в дисках и выделяющего под влиянием сил инерции более тяжелые частицы уноса, которые ударяются в диски и задерживаются на их поверхности. При этом одновременно происходит охлаждение газа вследствие его соприкосновения с многочисленными поверхностями дисков, плавающих в конденсате, и холодных стенок цилиндров, омываемых потоками встречного воздуха. Конденсат образуется в цилиндрах за счет того, что в процессе охлаждения газа пары воды, отсасываемые вместе с ним из газогенератора, конденсируются на стенках цилиндров, собираются в их нижней части и стекают в дальнейшем в нижнюю часть вертикального очистителя, представляющую жидкостный фильтр. Периодически спуск этих конденсатов осуществляется через специальное спусковое отверстие, расположенное в днище вертикального очистителя. Таким образом обеспечивается регулирование потребного уровня конденсата в горизонтальных очистителях и в жидкостном фильтре вертикального очистителя.

В вертикальном очистителе происходит тонкая и окончательная очистка газа от оставшихся в нем после грубой очистки более мелких частиц уноса. Процесс тонкой очистки газа в вертикальном очистителе можно подразделить на три операции. Сначала газ очищается при входе в нижнюю часть очистителя вследствие того, что уровень конденсата выше, чем место входа газа. Затем, проходя через самое узкое сечение в очистителе, газ встречается с конденсатом, стекающим вниз по верхней части очистителя, и, следовательно, промывается им, так как конденсат, под действием своего веса, также стремится в узкое сечение. Поднимаясь под влиянием разрежения в двигателе вверх, газ проходит через два слоя колец Рашига, где получает окончательную тонкую очистку. В процессе тонкой очистки на кольцах Рашига задерживаются остатки уноса, а образующийся в результате одновременного с очисткой охлаждения газа конденсат смывает их и, стекая далее вниз, осуществляет в самом узком сечении принудительную промывку газа. Таким образом вертикальный очиститель установки ЗИС-21 относится к типу «самоочищающихся», что значительно облегчает обслуживание его, значительно отдаляя сроки чистки и ремонта.

Очищенный газ попадает далее в смеситель, где, смешиваясь в соответствующей пропорции с воздухом, образует горючую смесь, питающую цилиндры двигателя.

В табл. 1 приводятся основные данные о газогенераторной установке ЗИС-21 модели 1938 г.

Таблица 1

Тип газогенератора	«Имберт»
Род топлива	дрова
Процесс газификации	опрокинутый
Способ розжига	отсасывающий вентилятор с приводом
Место расположения вентилятора	перед смесителем
Форма бункера	цилиндрическая
Высота	1 400 мм
Диаметр	520 мм
Диаметр загрузочного люка	450 мм

Подогрев бункера
Объем бункера
Система подвода воздуха
Диаметр фурменного пояса
Расстояние от фурм до днища зольника
Тип колосниковой решетки
Тип очистителя

полный
0,305 м³
по окружности 10 фурм, 9,2 мм
330 мм

350 мм
нет
3 цилиндрических очистителя-охладителя инерционного типа (грубая очистка), 1 вертикальный очиститель с кольцами Рашига (тонкая очистка) и жидкостный фильтр

Поверхность очистителей и охладителей
Емкость очистителей-охладителей
Габариты очистителей

6,35

0,535
горизонтальных 200 × 1 420,
вертикальных 554 × 1 700
за кабиной

Место расположения
Общий вес установки
Тип смесителя
Принцип смешения

400 кг, ориентировочно
параллельноструйный
2 концентрических потока
воздуха и газа. Дросселируется воздух и смесь

Диаметр газового канала
Диаметр воздушного канала
Диаметр входа газа в коллектор
Количество заслонок
Способ пуска двигателя

60 мм

38 мм

50 мм

1 воздушная, 1 смеси
без бензина, стартером на газе

Монтаж газогенераторной установки на шасси

Вся установка монтируется на двух изогнутых поперечинах, отличных по форме от поперечин модели ЗИС-13, так как вертикальный очиститель и газогенератор расположены симметрично и уравнивают друг друга. Поперечины выполнены из таврового железа № 8 и прикреплены к раме на болтах угольниками, удлиненными по сравнению с моделью ЗИС-13. Сечение же угольников осталось прежним: 40 × 40 мм. Угольники выступают на 60 мм над швеллерами рамы и служат одновременно для крепления ящика с запасным топливом, который помещается между газогенератором и вертикальным очистителем за задней стенкой кабины. На рис. 2 и 3 показаны проекции газогенераторного автомобиля ЗИС-21 модели 1938 г., по которым легко проследить, как выполнен монтаж установки на шасси.

Газогенератор монтируется с правой стороны по ходу машины непосредственно за кабиной водителя, но в отличие от модели ЗИС-13 возвышается над уровнем ее козырька на 200 мм и поэтому не вписывается в габариты автомобиля. Благодаря повышению места соединения внутреннего кожуха газогенератора с наружным получилось увеличение зазора между кабиной и генератором, вследствие чего даже при худших дорожных условиях устраняется возможность соприкосновения газогенератора с кабиной. Зазор между газогенератором и кабиной водителя составляет 75 мм, что улучшает циркуляцию воздуха вокруг шасси и полностью изолирует деревянные части платформы от греющихся частей газогенератора. Монтаж газогенератора позволяет наиболее выгодно расположить соединительные трубы и избежать мел-

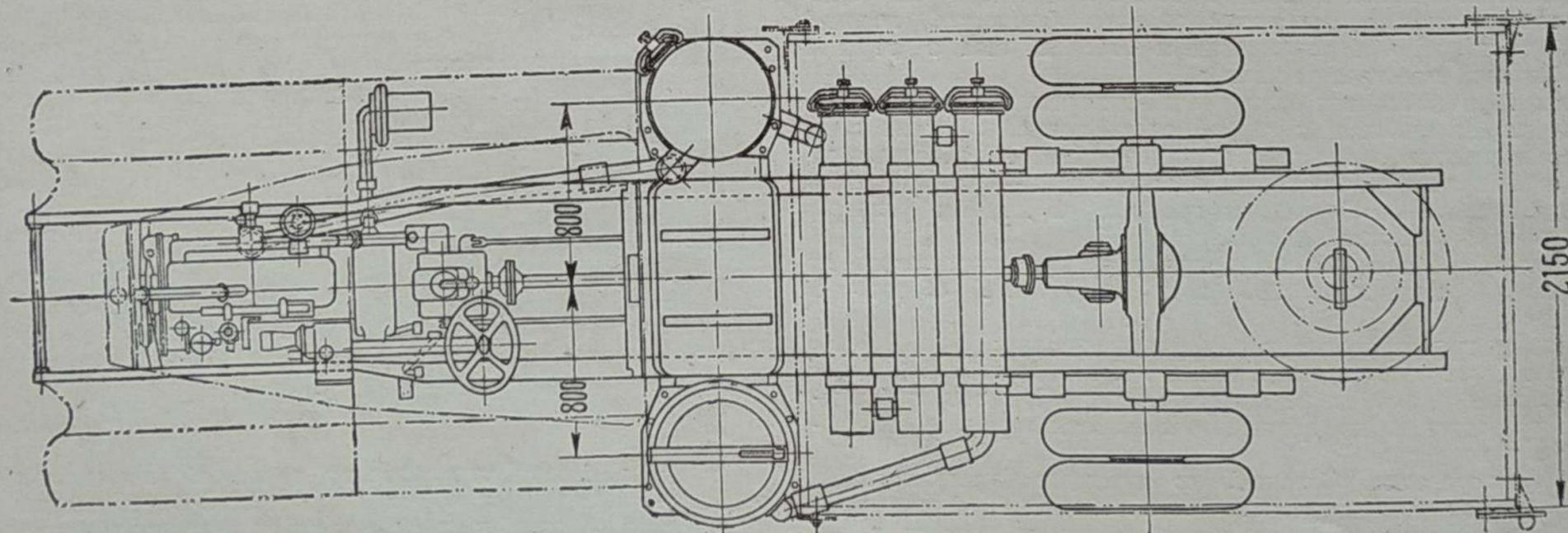


Рис. 2

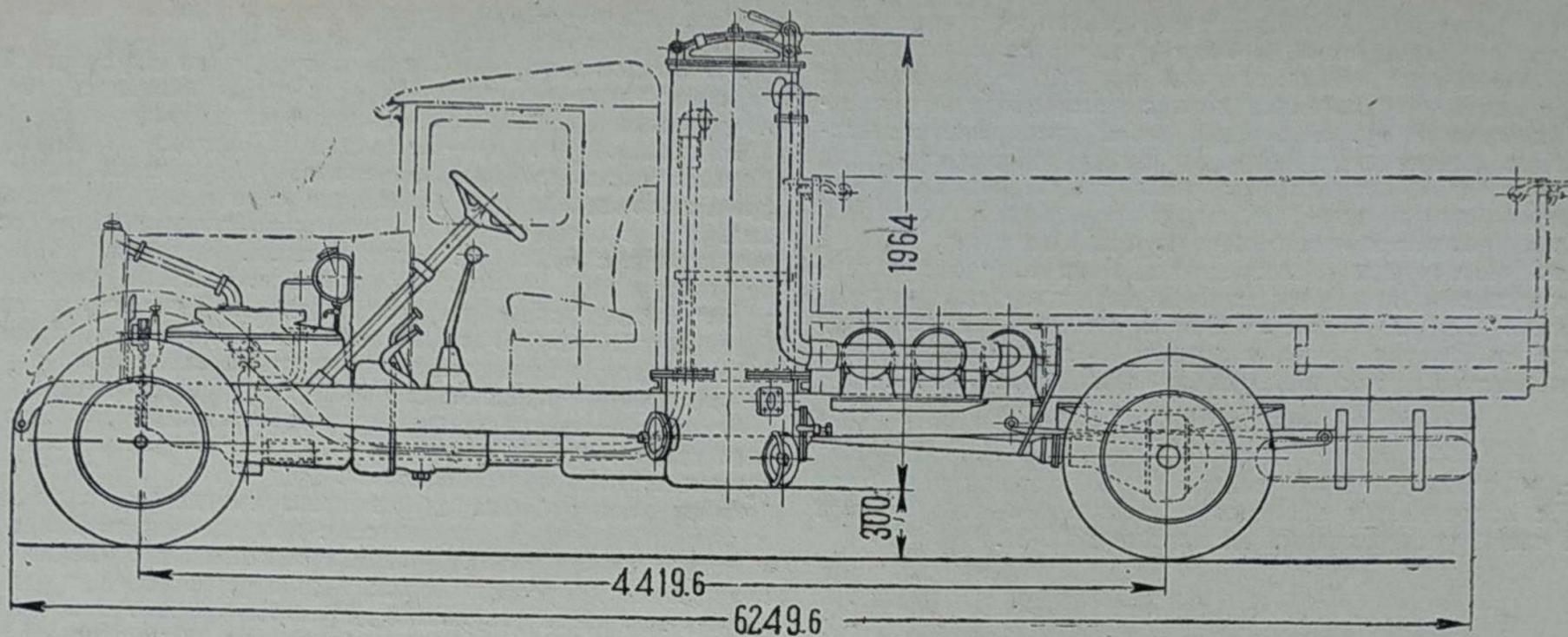


Рис. 3

ких изгибов и поворотов трубопровода. При этом бункер и загрузочный люк находятся выше сиденья водителя, а наиболее горячая рабочая часть газогенератора находится ниже уровня кузова, благодаря чему, с одной стороны, облегчается загрузка газогенератора топливом из кузова и, с другой стороны, грузы, находящиеся в кузове, предохранены от нагревания, а водитель — от газов, которые могут просачиваться через верхний загрузочный люк.

Газогенератор крепится так же, как и в модели ЗИС-13, с той только разницей, что длина охвата газогенератора поперечиной (с помощью листовых опор толщиной 5 мм) значительно увеличена.

С левой стороны по ходу машины симметрично газогенератору монтируется вертикальный очиститель. Он крепится точно так же, как газогенератор, что значительно упрощает монтажную работу. Горизонтальный очиститель и охладитель монтируются на раме под платформой сзади всей установки. Они расположены на шести деревянных подкладках (по три с каждой стороны), лежащих, в свою очередь, на прикрепленных к раме уголках размером 40×40 .

Цилиндры охватываются хомутами, состоящими из стальной ленты размером $1,5 \times 40 \times 20$ мм с приваренными к ней длинными шпильками. Шпильки проходят через специальные прорезы в подкладках, которые фиксируют положение подкладок на угольниках. Далее шпильки проходят через отверстия в уголках и на своих концах имеют гайки. Общее крепление, таким образом, осуществляется с помощью затяжки гаек, расположенных с внутренней стороны уголков. Между первым (по ходу газа) охладителем-очистителем и подкладкой проложена асбестовая прокладка для предохранения дерева от тепла, излучаемого еще не успевшим остыть газом.

Горизонтальные охладители-очистители вписаны в первый отсек платформы, но в то же время с ней непосредственно не связаны. В случаях необходимости работы без кузова (в лесных условиях, работа с прицепом и т. д.) это позволяет легко снимать платформу с шасси, не нарушая монтажа горизонтальных охладителей-очистителей.

К кузову с обеих сторон крепятся внизу брызговики, защищающие горизонтальные охладители-очистители от попадания на них грязи с задних колес автомобиля. Такая схема монтажа горизонтальных охладителей-очистителей имеет ряд значительных преимуществ по сравнению со схемой модели ЗИС-13.

Во-первых, она обеспечивает лучшее охлаждение газа, несмотря на уменьшение общей поверхности горизонтальных охладителей-очистителей, так как они, будучи расположены отдельно друг от друга, а не непосредственно за кабиной, лучше смываются встречными потоками воздуха. Подобное расположение охладителей-очистителей дает, правда, несколько худшие результаты в отношении охлаждения, чем применяющееся на ряде заграничных газогенераторных машин расположение под рамой, но зато цилиндр предохраняется от загрязнения и клиренс остается неизменным.

Во-вторых, принятая схема монтажа позволяет в сочетании с повышением емкости газогенератора увеличить радиус действия машины, так как ящик для запасного топлива, располагающийся на том месте, где в модели ЗИС-13 находилась горизонтальная батарея охладителей-очистителей, может быть значительно увеличен.

В-третьих, она обеспечивает большую доступность ко всему соединительному трубопроводу и цилиндрам, что облегчает обслуживание газогенераторной установки.

Газогенератор соединен с первым по ходу газа очистителем-охладителем (по расположению на шасси он третий) с помощью двух длинных труб — вертикальной, идущей параллельно оси газогенератора, и горизонтальной, расположенной в плане под углом. Вертикальная труба, наружный диаметр которой равен 90 мм, отбортована и прижимается накладным фланцем через асбестовую прокладку к выходному патрубку газогенератора. В нижней своей части она крепится к корпусу газогенератора специальным хомутом и имеет изгиб под углом 90° . Для получения минимального радиуса поворота, необходимого здесь, ввиду близости деревянных частей грузовой платформы, в нее вварен угольник, который сваривается из двух штампованных половин.

Вертикальная труба соединяется с горизонтальной при помощи резино-асбестового шланга, который отличается от нормальных резиновых шлангов, применявшихся на модели ЗИС-13, жароупорностью и конструктивным оформлением. Шланг состоит из трех слоев — внутренний и наружный слой выполнены из медно-асбестовой пряжи, а средний — из резины.

Горизонтальная труба имеет длину 87 мм в свету. С входным патрубком первого горизонтального охладителя-очистителя она соединена также резино-асбестовым шлангом.

Изменение соединения газогенератора с горизонтальным охладителем-очистителем было вызвано рядом дефектов в этих узлах соединения в модели ЗИС-13, обнаруженных при эксплуатации, вследствие больших перемещений патрубков, расположенных на близком друг от друга расстоянии.

Вертикальный очиститель соединен с третьим горизонтальным очистителем-охладителем (первым по ходу машины) короткой трубой диаметром 87 мм в свету. С помощью описанного выше угольника труба меняет свое направление на 90° .

Соединяется она с выходным патрубком горизонтального охладителя-очистителя и с входной трубой вертикального очистителя при помощи нормальных резиновых шлангов.

Трубы, соединяющие вертикальный очиститель и смеситель (вертикальная и горизонтальная), имеют диаметр в свету 60 мм. Все три места соединения этих труб осуществляются также нормальными резиновыми шлангами. Горизонтальная труба соединяется со смесителем через отстойник и крепится хомутиком крана автомобиля. Таким образом на модели ЗИС-21, по сравнению с моделью ЗИС-13, сечение труб увеличено; это уменьшает сопротивление установки и благоприятно влияет на наполнение двигателя.

Все резиновые шланги, соединяющие трубопроводы, монтируются на них с помощью хомутов. При расположении и монтаже трубопроводов было обращено особое внимание на то, чтобы по возможности укоротить трубы и избежать резких и крутых изгибов, особенно прогибов вниз. Установлено, что помимо увеличения гидравлического сопротивления резкий изгиб трубопровода способствует осаждению в нем конденсата и, как это неоднократно наблюдалось при эксплуатации газогенераторных установок в зимних условиях, ведет к засорению колена.

Вентилятор монтируется на подножке (в передней части правой подножки). Это преследует цели упрощения монтажа и облегчения доступа к вентилятору при обслуживании. Крепление вентилятора осуществляется металлической лентой размером 1×40 мм, которая прижимает корпус электродвигателя к резино-

вой подушке на кронштейне. Кронштейн вентилятора выгнут из стальной полосы размером 80×3 мм и крепится к подножке. В верхней части кронштейна сделаны прорезы, через которые продевается лента, прижимающая корпус вентилятора (его электромотор) к кронштейну. В верхней своей части лента стягивается болтом. Между электромотором и кронштейном находится резиновая прокладка, изготовляемая из листа толщиной 3 мм.

Электромотор покрывается чехлом, выполненным из листовой стали. Чехол крепится к кронштейну четырьмя винтами.

Смеситель монтируется непосредственно на патрубке всасывающего коллектора двигателя, причем коллектор повернут патрубком вниз. Воздух, подводящийся к двигателю с помощью вентилятора, забирается из-под капота через воздушный фильтр, который монтируется так же, как на автомобиле ЗИС-5.

Газогенератор

На рис. 4 показан цельнометаллический газогенератор типа «Имберт» с опрокинутым процессом горения и с отбором газа в верхней части, установленный на машине ЗИС-21.

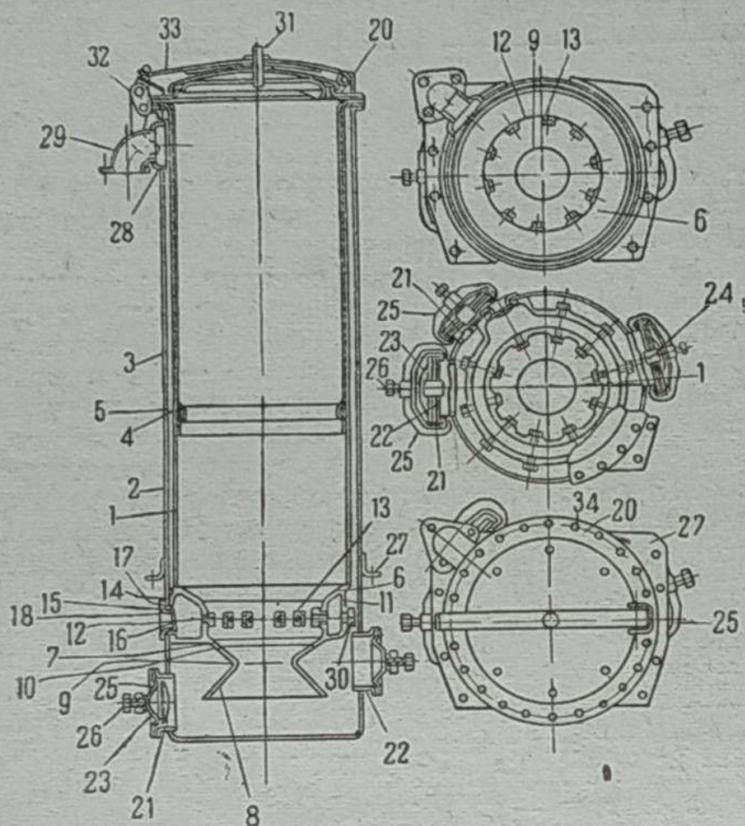


Рис. 4

Газогенератор состоит из трех основных частей: внутреннего 1 и наружного 2 кожухов и головки 20.

Внутренний кожух 1 представляет собой сварной цилиндр диаметром 520 мм и высотой 1710 мм. Он значительно отличается от внутреннего кожуха модели ЗИС-13. Вместо нержавеющей хромоникелевой стали здесь применена обычная углеродистая листовая сталь толщиной 2 мм, а в целях кислотоупорности верхняя часть внутреннего кожуха снабжена медной рубашкой 3, выполненной из красной меди толщиной 0,5 мм. Верхняя часть внутреннего кожуха отбортована для соединения с наружным кожухом. Медная рубашка сверху тоже отбортована и уплотняется прокладкой, а внизу соединена со стальным ободком 4 посредством завальцованного замка 5. Стальной ободок приварен изнутри к внутреннему кожуху. По форме внутренний кожух тоже значительно отличается от модели ЗИС-13. Раньше верхняя часть состояла из четырех отдельных частей (двух цилиндров и двух конусов), что значительно увеличивало объем и стоимость сварочных работ. В модели ЗИС-21 она состоит из трех частей — цилиндрического бункера, медной рубашки и ободка, причем стоимость ее изготовления значительно понижается не только вследствие уменьшения объема и трудности свароч-

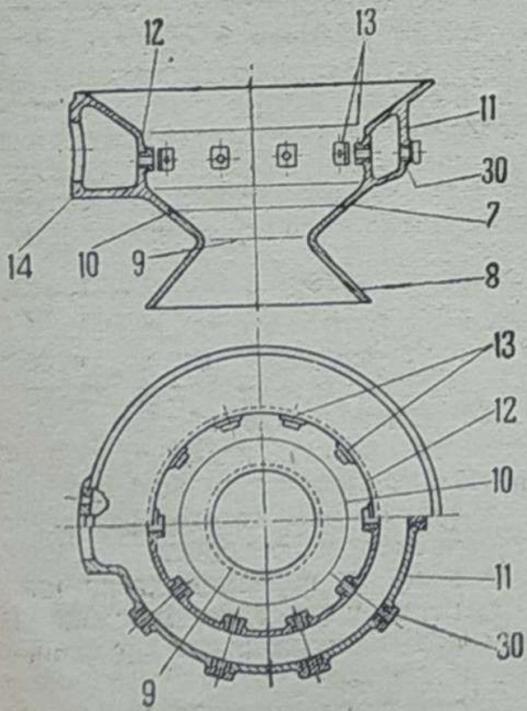


Рис. 5

ных работ, но также и за счет меньшей стоимости материала.

В основном внутренний кожух состоит из двух частей — бункера (вся верхняя цилиндрическая часть кожуха вместе с медной рубашкой и стальным ободком) и топливника 6.

Топливник (рис. 5) — цельнолитой, состоит из двух частей. Верхняя часть его 7 выполнена из углеродистой стали в виде усеченного конуса для облегчения спуска топлива в зону горения. Это, в свою очередь, значительно упрощает процесс сварки топливника с бункером. Нижняя часть топливника 8 выполнена из жароупорной хромоникелевой стали. В месте соединения двух усеченных конусов образуется наименьший диаметр топливника 9 (увеличенный со 150 до 155 мм в новой модели), в зоне которого благодаря повышению температуры, связанному с уменьшением диаметра, происходит основное разложение смол.

Нижняя часть топливника приваривается к верхней части двойным швом снаружи и изнутри, причем плоскости соединения 10 предварительно обрабатываются.

Воздушная рубашка 11 не приваривается к топливнику, как к старой модели, а отливается с ним заодно, почему топливник и назван цельнолитым. Практика показала, что сварные топливники менее доброкачественны, был зарегистрирован ряд случаев отрыва коробки в результате дефектов сварного шва в месте соединения рубашки с конусом топливника. Несмотря на большую сложность отливки литой топливник оказался в производстве дешевле, чем сварной. Воздушная рубашка выполнена также из углеродистой стали, причем толщина ее стенок так же, как и толщина стенок топливника, равна 8 мм. Нижняя часть воздушной рубашки выполнена на конус для того, чтобы лучше воспринимать напряжения, возникающие в силу разности температур в разных поясах топливника.

Фурменный пояс 12 топливника (в его верхней, углеродистой части) подвергся тоже некоторым изменениям. В старой конструкции соединяющие полость топливника с воздушной рубашкой, вставлялись в топливник изнутри и приваривались снаружи, чего в новой модели, в связи с тем, что воздушная рубашка отливается заодно с топливником, сделать уже нельзя. Поэтому фурмы 13 посажены в топливник на резьбе, а для того чтобы в теле фурменного пояса топливника можно было произвести нарезку для фурм, в воздушной коробке делаются временные сверления (при обработке литья), в которые потом вставляются глухие пробки 30. Все резьбы, находящиеся в тяжелых тепловых условиях (в частности резьбы для фурм), должны быть для облегчения разборки газогенератора при ремонте и осмотрах смазаны специальной графитной мазью, состав которой: 50% чешуйчатого графита, 40% петролятума (продукт отхода при переработке нефти) и 10% веретенного масла.

Фурмы 13 в количестве 10 штук имеют назначением дозировать количество поступающего в топливник через рубашку воздуха, необходимого для процесса горения и газификации топлива. Они выполняются из той же углеродистой стали, что и верхняя часть топливника. Внешний диаметр фурм остался без изменения, но внутренний диаметр уменьшен для повышения эластичности работы газогенератора путем повышения скорости воздуха, входящего в топливник через фурмы. Фурмы имеют диаметр 9,2 мм в свету. Головки фурм имеют четырехгранную форму для облегчения ввертывания их в фурменные гнезда. Фурма показана на рис. 6. Диаметр топливника в плоскости фурм увеличен с 300 до 330 мм, вследствие чего был увеличен также диаметр минимального сечения топливника (он равен 155 мм). Это сделано для того, чтобы при увеличенном отборе газа и производительности газогенератора (за счет увеличения диаметра фурменного пояса) сохранить ту же напряженность горения.

Общие контуры топливника модели ЗИС-21, таким образом, значительно отличаются от литого топливника ЗИС-13. При сохранившейся форме топливника теперь нет отдельной воздушной коробки, а воздушная рубашка в месте входа в газогенератор воздуха образует воздушный карман 14, обработанный по наружной поверхности по радиусу наружного кожуха. Между воздушным карманом и наружным кожухом 2 проложена медноасбестовая прокладка 15 для уплотнения.

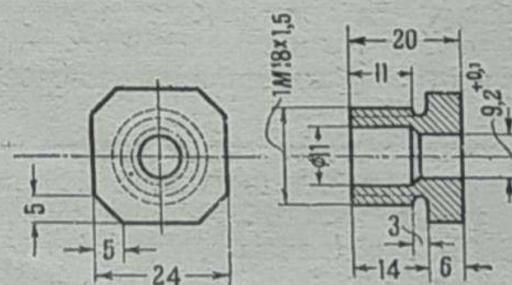


Рис. 6

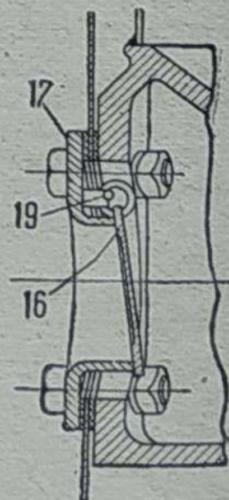


Рис. 7

Для соединения топливника (воздушной рубашки) с атмосферой и герметического закрывания газогенератора при остановке машины, сбрасывании газа или нахождении машины в гараже служит специальная (рис. 7) воздушная заслонка 16. Корпус воздушной заслонки, выполненный из стального литья, состоит из фланца 17 и входной трубки 18. Фланец выполнен по радиусу наружного кожуха и через медно-асбестовую прокладку в тело кожуха привертывается к воздушному карману. Воздушная заслонка подвешена на 2 кольцах из 2,5-мм проволоки, качающихся на горизонтальном стержне 19, приваренном к конусу воздушной заслонки.

В конструкции ЗИС-13, где заслонка скользит на стержне, часты были случаи смещения оси ее качания благодаря трению или неправильной установке стержней. Получалось неполное закрытие и, как следствие, просасывание газа из топливника во время стоянки машины или в момент сбрасывания газа.

Наружный кожух 2 газогенератора представляет собой сварной цилиндр диаметром 554 мм, высотой 1860 мм. Он выполнен из малоуглеродистой стали, толщиной 2,5 мм. В нижней части наружного кожуха имеются 3 люка, в отличие от старой модели не сварные, а выштампованные из листа. Нижний люк 21 служит для производства периодической чистки газогенератора.

Остальные два люка 22 предназначены для заполнения углем восстановительной зоны генератора. Так же, как в модели ЗИС-13, в нижнем люке 21 имеется небольшая колосниковая решетка, позволяющая осуществлять прокалывание шлака, образующегося в зоне наименьшего диаметра топливника 9 с помощью специальной кочерги. Для упрощения производственного процесса люки не приставлены к наружному кожуху, как это сделано в старой модели, а вставлены в наружный кожух и вварены в него. Для повышения качества соединения и придания ему большей жесткости они утолщены с 3,2 до 4,5 мм.

Все люки закрываются круглыми фасонными крышками 23, штампованными из 3-мм листовой стали. Крышки люков выполнены так же, как и в модели ЗИС-13. Однако для фиксирования положения крышки и прокладки относительно фланца люка в конструкцию введены фиксаторы 24 в виде вваренных квадратных пластин. Они нужны при надевании крышки после демонтажа для того, чтобы крышка и прокладка становились на старое место, чем обеспечивается лучшее и более плотное соединение. Асбестовые прокладки, помещенные между люком и крышкой для уплотнения, имеют по толщине 3 мм и должны быть пропитаны графитовой мазью. Для прижима крышки служит скоба 25, имеющая тавровый профиль, и центральный пружинный болт 26, ввинчиваемый в скобу. Вследствие наблюдавшихся случаев поломки пружинных скоб, в модели ЗИС-21 увеличены размеры тавра-скоб. Центральный болт оставлен без изменения. Крышка нижнего люка газогенератора показана на рис. 8. Крышка газогенератора модели ЗИС-21 показана на рис. 9.

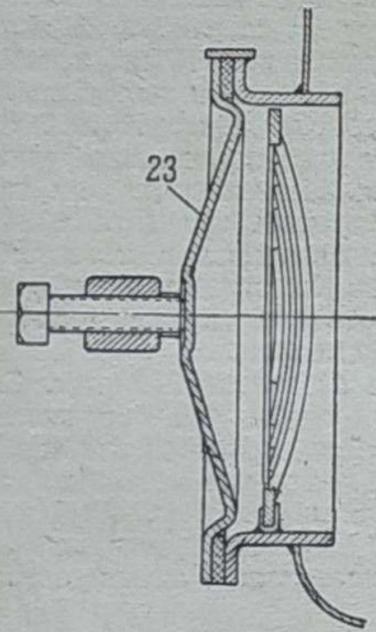


Рис. 8

Горизонтальные охладители-очистители

Батарея горизонтальных охладителей-очистителей, через которые газ проходит с целью первой грубой очистки и охлаждения, состоит из трех элементов. Каждый элемент батареи представляет собой цилиндр длиной 1440 мм и диаметром 200 мм. Цилиндры выполнены из малоуглеродистой стали (1010), толщиной 1,5 мм.

Таким образом по диаметрам и по длине они соответствуют очистителям-охладителям модели ЗИС-13, с той только разницей, что в ней вто-

рой и третий элементы батареи имеют одинаковое число дисков с равными количествами и размерами отверстий, а в модели ЗИС-21 каждый охладитель-очиститель имеет разное количество дисков с различным количеством отверстий уменьшающегося диаметра, установленных на разных расстояниях друг от друга. Это сделано для того, чтобы по мере приближения газа к двигателю, очистка делалась все более тонкой за счет постепенно усиливающегося инерционного действия дисков.

По общим конструктивным признакам все три элемента горизонтальной батареи не отличаются друг от друга. Для улучшения охлаждения они расположены под кузовом на раме, на специальных деревянных подушках, причем между первым (по ходу газа) цилиндром и подушкой имеется асбестовая прокладка в отличие от модели ЗИС-13, где цилиндры соединялись жестко,

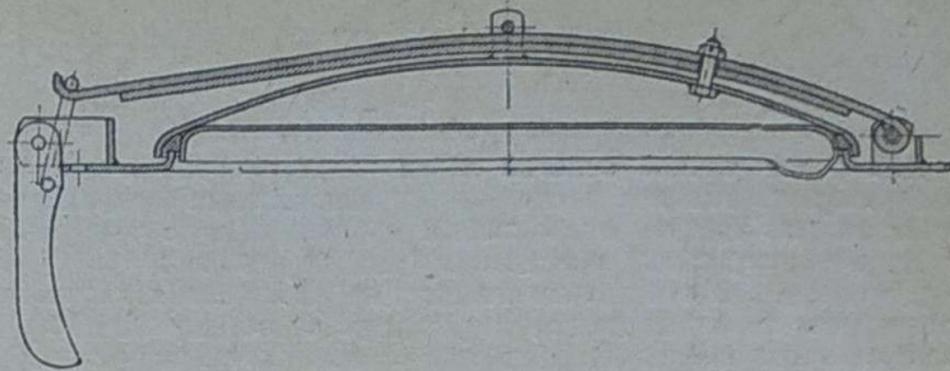


Рис. 9

соединение цилиндров друг с другом осуществляется с помощью резиновых шлангов, что придает эластичность всей системе и облегчает монтажно-демонтажные работы при гаражном обслуживании машины. Резиновые шланги надеваются на соединительные патрубки цилиндров, которые выполняются различно, в зависимости от места их расположения. Патрубки, соединяющие цилиндры в их передних концах, сварены заодно с внутренним диаметром цилиндра для того, чтобы они не мешали при вставлении набора дисков. Так выполнены крайние патрубки первого и третьего цилиндров. Патрубки, расположенные в концах цилиндров (во втором и в третьем), имеют выступы внутри цилиндров, что облегчает процесс их приварки. Для обеспечения нормального уровня конденсата в цилиндрах все патрубки смещены от осей цилиндров на 25 мм, что обеспечивает уровень конденсата не выше потребного для нормальных условий работы.

Внутри каждого цилиндра находятся диски с разным количеством мелких отверстий, уменьшающихся по мере удаления их от газогенератора.

При наложении дисков друг на друга отверстия дисков взаимно перекрываются. В табл. 2 сведены данные по всем трем элементам батареи.

Таблица 2

Цилиндры по ходу движения газа	Количество дисков	Расстояние между дисками в мм	Число отверстий в дисках	Диаметр отверстия в дисках в мм
I	40	30	53	15
II	64	18	120	10
III	111	10	202	8

Зазор между внутренними стенками цилиндров и наружным диаметром дисков увеличен (по сравнению с моделью ЗИС-13) на 3 мм, что облегчает демонтаж в случае наличия небольших забоев на цилиндрах или смещения в дисках фиксирующих отверстий, через которые проходят стягивающие их стержни.

Стержни диаметром $\frac{3}{8}$ дюйма расположены в цилиндрах под углом 120° . Они выполнены из стали и упираются с одной стороны в днище цилиндра, а с другой — в крышку. На стержнях монтируются диски, причем для фиксации относительного расположения дисков на стержнях предусмотрены специальные распорные втулки.

Со стороны крышки стержни соединены планкой, которая выполняет роль ручки для выемки набора дисков при периодической плановой чистке цилиндров. Для придания этой планке большей жесткости она повернута на 90° (сравнительно с моделью ЗИС-13), а на концах ее загнуты ушки, которыми она и надевается на стержни.

Крышки цилиндров — штампованные, круглые. Между крышкой и цилиндром имеется дополнительная прокладка (на всех цилиндрах резиновая).

Вместо штампованной коробки (стойки переднего крепления), в которую были вварены цилиндры в модели ЗИС-13, — здесь на концы каждого цилиндра одеты штампованные фланцы, изготовленные из 3-мм листовой стали. Они привариваются к наружной поверхности цилиндров. К этим фланцам и прижимаются крышки при помощи центрального прижимного винта и прижимной скобы.

Газ поступает из газогенератора последовательно сначала в третий (по порядку расположения на раме) цилиндр, затем во второй и первый цилиндры и оттуда уже — в вертикальный фильтр.

Такой порядок прохождения газа выбран в целях устранения неравномерного нагрева цилиндров. Кроме того, такой порядок прохождения газа устраняет возможность подогрева более холодных цилиндров за счет тепла более горячих.

В процессе грубой очистки и охлаждения газа в цилиндрах образуется конденсат, который по мере накопления стекает по

патрубкам из цилиндра в цилиндр и дальше вместе с газом попадает в тонкий фильтр.

Вертикальный очиститель

Для более тонкой очистки перед поступлением в двигатель генераторный газ поступает из горизонтальных охладителей-очистителей, где он охладился и прошел первую грубую очистку, в вертикальный очиститель (тонкий фильтр).

Вертикальный очиститель показан на рис. 10. Он значительно отличается по конструкции и размерам от модели ЗИС-13. Изменения были произведены не только для улучшения его работы, но также и для унификации работы при производстве и монтаже всей газогенераторной установки.

Вертикальный очиститель представляет собой вертикальный цилиндрический резервуар диаметром 554 мм и высотой 1700 мм. Он изготовлен из тонкой листовой стали толщиной в 2 мм.

Вся нижняя часть 1 вертикального очистителя представляет собой жидкостный фильтр. Нижняя часть — отъемная и присоединяется к верхнему основному цилиндру 2 при помощи таких же двух фланцев 3, как и в верхней части наружного кожуха газогенератора. Это сделано в целях унификации. Фланцы стягиваются 24 болтами диаметром по 8 мм. Между фланцами и прокладками проложена отбортовка 4 конуса 5, которая образует в своей нижней части самый жидкостный фильтр (рис. 11).

К нижнему концу конуса 5 приварен обратный конус 6, образующий самое узкое сечение 7 вертикального фильтра, в котором и осуществляется промывка газа.

К внутренней полости конуса 5 приварена планка 8, к которой приварена центральная трубка 9, имеющая назначение создать кольцеобразное сечение в месте промывки и прижимать газ к стенкам обратного конуса, обеспечивая, таким образом, его принудительную промывку.

К внешней полости конуса 5 приварен цилиндр с входной газовой трубой 15, вставленный в него тангенциально. Этот пат-

рубок монтируется диаметрально противоположно входной газовой трубе 11, по которой газ входит из горизонтальной батареи в вертикальный фильтр.

Входная труба диаметром 90 мм (старые модели 60 мм) имеет 6 проходных отверстий диаметром 40 мм, направляющих газ в радиальном направлении относительно оси трубы. В конец

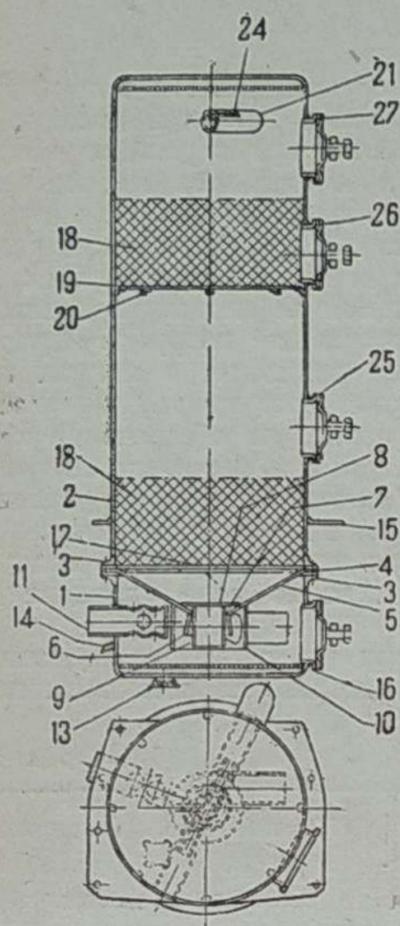


Рис. 10

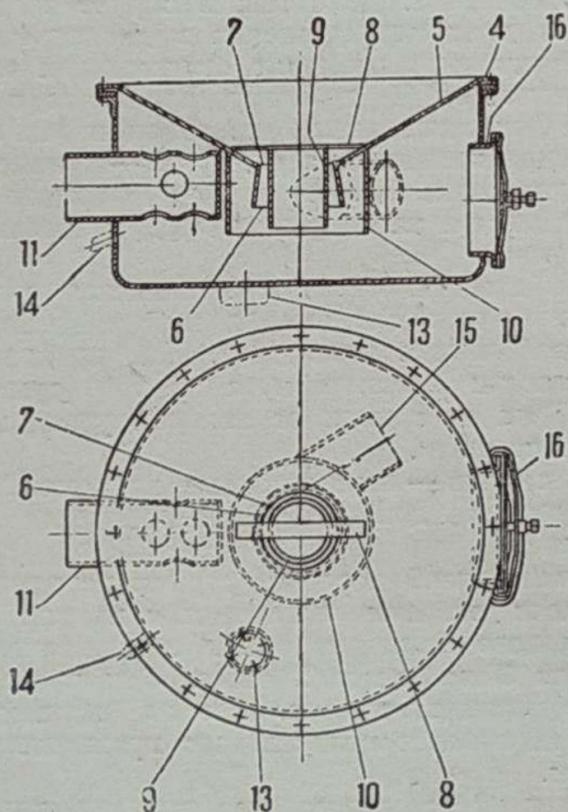


Рис. 11

рубок монтируется диаметрально противоположно входной газовой трубе 11, по которой газ входит из горизонтальной батареи в вертикальный фильтр.

Входная труба диаметром 90 мм (старые модели 60 мм) имеет 6 проходных отверстий диаметром 40 мм, направляющих газ в радиальном направлении относительно оси трубы. В конец

трубы вставлена заглушка для того, чтобы газ равномерно распределялся по всей нижней части фильтра.

В результате удара газа о конденсат, расположенный в нижней части очистителя, часть «уноса» газа остается в конденсате, а сам газ, под влиянием разрежения, течет вверх и попадает в первый слой колец Рашига.

Для зимнего времени, когда можно опасаться замерзания конденсата, предусмотрено спускное устройство 13, состоящее из 4 деталей. Конструкция его представлена на рис. 12. Корпус 1, приваренный к днищу вертикального очистителя, выдавлен из листового материала толщиной 2 мм и имеет резьбу по наружному диаметру. В нижней его части сделано 6 отверстий 2. На корпус 1 навертывается на резьбе крышка 3, имеющая внутреннюю резьбу и тоже выдавленная из листа толщиной в 2 мм. Между корпусом и крышкой проложена прокладка 4.

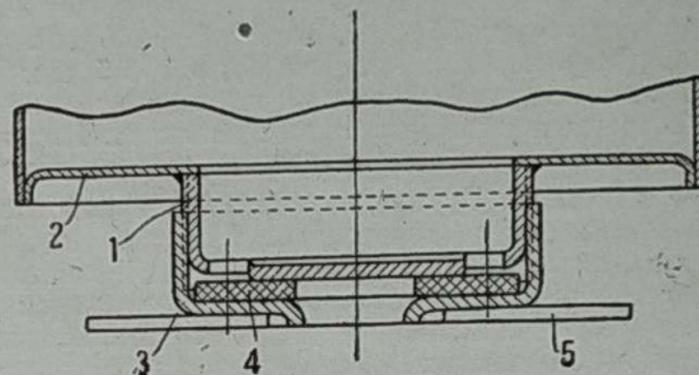


Рис. 12

Крышка и прокладка имеют центральное отверстие. К крышке приварена крестовина 5, выштампованная из листовой стали. Назначение крестовины — облегчить отвертывание и привертывание крышки.

При отвертывании крышки конденсат перетекает из вертикального очистителя через 6 отверстий в корпусе в центральное отверстие крышки. Таким образом осуществляют спуск конденсата.

Для облегчения постоянного уровня конденсата в нижней части вертикального очистителя имеется спускная трубка 14. Люк 16 в нижней части очистителя служит для промывки и плановой очистки вертикального очистителя.

В отличие от модели ЗИС-13 вместо опорных колец с сетками, над которыми расположены кольца Рашига, имеется железный перфорированный диск 17, толщиной 2 мм, через отверстие которого проходит вниз конденсат, а вверх газ. Перфорированный диск 17 приварен к конусу 5, над ним расположено около 20 тыс. колец Рашига 18, свернутых из листовой малоуглеродистой стали толщиной 0,4 мм, диаметром 15 мм и высотой 15 мм. На расстоянии 800 мм выше первого диска 17 расположен второй перфорированный диск 19. Он приварен к 8 листовым угольникам 20, которые, в свою очередь, привариваются к внутренней стенке кожуха очистителя. Над этим диском также расположены кольца Рашига. Над вторым слоем колец Рашига расположена выходная труба 21, вваренная в цилиндр и прихваченная у обеих стенок цилиндра. За пределами очистителя она переходит в колено 22, к которому приварен патрубок выхода газа 23, соединяющийся со смесителем.

В выходной трубе имеются 2 шлицы 24 шириной 10 мм. Эти шлицы расположены в верхней части трубы для обеспечения более равномерного отбора газа со всей поверхности колец Рашига. Для упрощения конструкции и получения максимальной герметичности вертикального очистителя и удешевления производства в модели ЗИС-21 отсутствует крышка. Заполнение и разгрузка вертикального очистителя кольцами Рашига осуществляются через люки 25, 26 и 27.

Люки 25 и 27 служат для заполнения цилиндра кольцами Рашига, а люк 26 — для разгрузки. Нижний слой колец Рашига может быть вынут только при отъеме нижней части вертикального очистителя.

Работа очистителя протекает следующим образом. Через входную трубу газ заполняет нижнюю часть вертикального очистителя. Благодаря тому, что уровень конденсата выше, чем нижняя часть цилиндра, газ по тангенциальному патрубку входит в цилиндр, получая вращательное движение. Отсюда газ проходит в обратный конус 6, сохраняя вращательное движение, и под влиянием разрежения в установке идет вверх. Поднимаясь вверх и проходя через слои колец Рашига, газ оставляет на кольцах «унос» и, таким образом, подвергается тонкой очистке. Но так как здесь одновременно газ продолжает охлаждаться, он выделяет конденсат, который, стекая вниз, смывает «унос», оставшийся на кольцах, и в дальнейшем попадает из конуса в самое узкое сечение. Таким образом встречающийся с конденсатом газ, который также проходит через это узкое сечение, здесь промывается.

Центробежный вентилятор

Конструкция вентилятора, установленного на модели ЗИС-13, претерпела ряд изменений. Наибольшим изменениям были подвергнуты ротор и патрубок входа газа. Последний был переделан в связи с изменением схемы всей газогенераторной установки, так как появилась необходимость выключать вентилятор из сети трубопроводов во время нормальной работы. Вентилятор включается теперь только при розжиге. Причиной изменения ротора послужило желание сделать его более жестким и увеличить зазор между наружным его диаметром и самым узким местом корпуса для уменьшения шума.

Вентилятор центробежного типа показан на рис. 13.

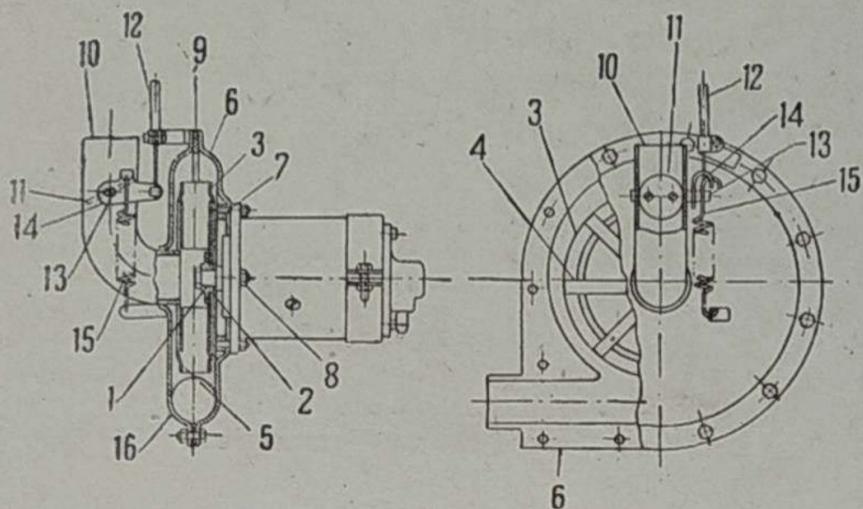


Рис 13

На оси 1 электромотора мощностью 200 ватт при напряжении 12 вольт одета ступица 2 ротора. Ротор 3 состоит из 2 дисков, соединенных между собой 8 прямыми лопастями 4 посредством точечной электросварки и ступицы, к фланцу которой приклепан один из дисков.

Ступицы имеют коническое отверстие и насаживаются на ось ротора электромотора. Лопасти выполнены прямыми. Они дают незначительно худший эффект по сравнению с изогнутыми, но зато в изготовлении они значительно проще. Диски, в целях придания жесткости всей системе, имеют кольцевую канавку 5 по внешнему диаметру.

Ввиду высоких оборотов (порядка 4000 об/мин), развиваемых вентилятором, ротор статически сбалансирован.

Кожух 6 вентилятора — разъемный, штампованный из листовой стали, толщиной 1,5 мм. Он состоит из двух половин. Одна половина крепится к фланцу электромотора с помощью прижимного диска 7 и шпилек 8. Вторая половина скрепляется с первой 12 болтами диаметром 6 мм. Между обеими половинами кожуха имеется картонная уплотнительная прокладка 9. Во вторую половину кожуха центрально вваривается патрубок входа воздуха 10, представляющий собой колено под 90°, переходящее в короткую трубку диаметром 42 мм в свету. Этот патрубок соединен резиновым шлангом с отрезком, вваренным в горизонтальную трубку, соединяющую смеситель с вертикальным очистителем. Внутри патрубка имеется дроссельная заслонка 11, приводимая в действие с помощью гибкого троса 12, управляемого с распределительного щитка кабины. Дроссельная заслонка сидит на оси 13, которая выходит через тело патрубка наружу. Снаружи на этой оси сидит рычажок 14 дроссельной заслонки, связанный одновременно с гибким тросом 12 и пружиной 15, имеющей назначение удерживать дроссельную заслонку в закрытом положении во время нормальной работы установки.

Воздух засасывается в вентилятор через входной патрубок 10, а выходной патрубок 16 образуется сопряжением обеих половин кожуха.

Вентилятор включается в сеть только при розжиге газогенератора, когда он тянет газ через всю систему. Для этого открывается заслонка входного патрубка, а оба дросселя смесителя перекрываются.

Чтобы обеспечить полное отсутствие конденсата, вентилятор монтируется на подножке так, что выходной патрубок является самой низкой точкой кожуха.

Смеситель и управление питанием

Смеситель модели ЗИС-21 отличается от старой модели размерами основных сечений, которые увеличены в целях уменьшения общего сопротивления сети. По этой же причине устранен регулирующий грибок, устанавливавшийся на машинах первого выпуска модели ЗИС-13.

Новый смеситель — параллельноструйного типа, представляет собой тройник с расширенными сечениями, образованный воздушным газовым и газоздушным патрубками (рис. 14).

Корпус смесителя выполнен из чугуна литья заодно с воздушным патрубком, диаметр которого в свету 38 мм. С гибким шлангом воздушного фильтра этот патрубок соединяется расширенным штуцером диаметром 42 мм в свету. Он прилит к корпусу смесителя под углом в 90°, но в самом корпусе изменяет свое направление, подавая воздух параллельно общему потоку газа и смеси. В теле патрубка имеются два противоположных отверстия в горизонтальной плоскости, в которые вставлена ось воздушной заслонки, крепящейся на оси внутри патрубка с помощью двух винтов.

Для фиксирования максимального открытия воздушного дросселя предусмотрен стопорный винт, ввернутый в тело патрубка. Рычаг дросселя приводится в действие гибким тросом Боудена.

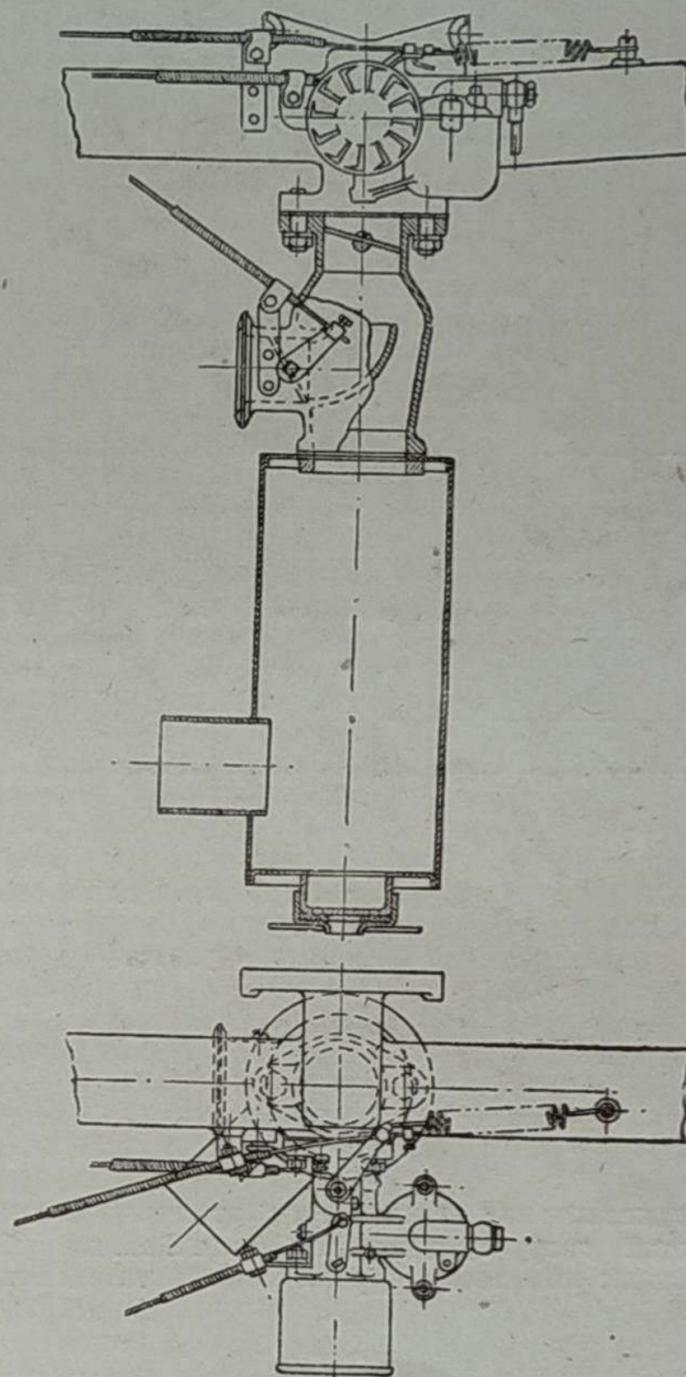


Рис. 14

Самый корпус смесителя представляет собой тело вращения с расширенной средней частью, необходимой для обеспечения смешения. В нижней своей части он кончается газовым патрубком с фланцем, к которому привернут отстойник. Во фланце имеется отверстие, по которому газ входит через отстойник в газовый патрубок смесителя. Диаметр этого отверстия 60 мм в свету. Верхняя часть корпуса образует газосмесительный патрубок (камера смешения), который присоединяется на фланце к всасывающему коллектору двигателя. Толщина стенок корпуса смесителя и воздушного патрубка 4 мм.

В газосмесительном патрубке имеется дроссельная заслонка, выполняющая функции основного дросселя карбюраторного двигателя. Она и ее ось с рычажком выполнены аналогично воздушному дросселю.

Смеситель монтируется непосредственно к всасывающему коллектору с помощью двух болтов и установлен на том же месте, где у бензиновой машины находится карбюратор. Воздух поступает в воздушный патрубок смесителя через воздушный фильтр (при розжиге от вентилятора) и регулируется заслонкой, для ограничения полного открытия которой предусмотрен специальный штифт. Газ же поступает через газовый патрубок. Таким образом получают два концентрических потока газа, которые подходят к основной дроссельной заслонке, будучи уже хорошо перемешанными.

Отстойник, крепящийся к нижнему фланцу смесителя, представляет собой сварной цилиндр.

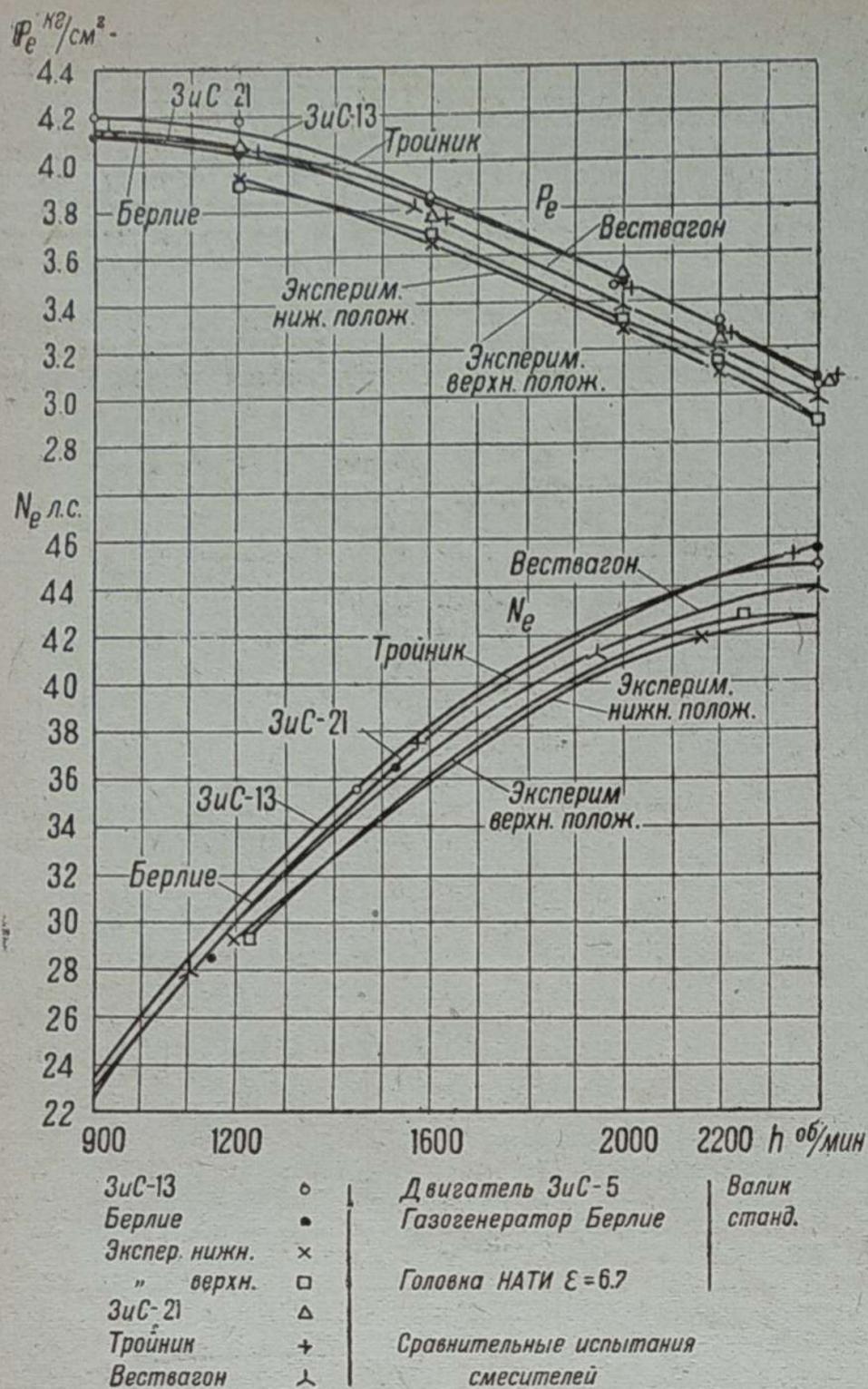


Рис 15

На высоте нескольких миллиметров от дна в него вварен газопроводящий патрубок диаметром 60 мм. Этот патрубок соединяется резиновым шлангом с горизонтальной газовой трубой.

Автомобили на газообразном топливе¹

Инж. М. А. АЙЗЕРМАН

В системе питания двигателя газообразным топливом самое видное место принадлежит редукторам — приборам, автоматически снижающим давление газа от давления в баллоне до некоторой величины, потребной при всех условиях работы. Редукторы выполняют функции не только регулятора давления, но и автоматического вентиля, прекращая доступ газа при остановке двигателя. Системы редукционирования разбиваются на одноступенчатые и двуступенчатые. В первом случае весь процесс редукционирования совершается в одном приборе, во втором снижение давления происходит в двух последовательно включенных редукторах, причем в первом редукторе (редукторе высокого давления) давление газа снижается от давления в баллоне до 2—5 ат (сжатые газы) либо до 1,1—1,8 ата (сжиженные газы), а во втором редукторе (редукторе низкого давления) — от этой названной величины до некоторого разрежения. При использовании сжиженных газов применяется исключительно двуступенчатая система, причем в редукторе высокого давления редукцируется жидкость, а в редукторе низкого дав-

¹ «Мотор» № 3, 4 и 5 за 1937 г.

Конденсат, образующийся в вертикальной и горизонтальной трубах, стекает по этому патрубку, расположенному ниже уровня всей системы, в отстойник вместе с газом. Кроме того, за счет понижения скорости газов в самом отстойнике (благодаря резкому увеличению сечений) тоже образуется конденсат, собирающийся в нижней его части. Для периодического спуска конденсата в днище отстойника имеется такое же спускное устройство, как и описанное выше спускное устройство вертикального очистителя.



Рис. 16. 1—распределительный щит кабины, 2—спидометр, 3—амперметр

Кроме того, на диаграмме рис. 15 приведены результаты сравнительных испытаний нового смесителя и импортных смесителей «Берлие» и «Имберт», которые свидетельствуют о том, что смеситель модели ЗиС-21 превосходит по своим качествам лучшие однотипные импортные смесители.

Управление воздушной дроссельной заслонкой, опережением зажигания в магнето, а также воздушной и основной заслонками карбюратора осуществляется с помощью тросов Боудена. Основная же дроссельная заслонка смесителя соединена жесткой тягой с педалью акселератора. Для установки постоянного газа она соединена тягой с манеткой на рулевом колесе.

Вторая манетка на рулевом колесе в старой модели (а также на нормальных бензиновых машинах ЗиС-5), управлявшая опережением зажигания, здесь соединена для удобства водителя посредством троса Боудена с воздушной заслонкой смесителя. Все стальные тросы Боудена выведены на распределительный щиток. На рис. 16 представлен распределительный щиток.

Таким образом получены более удобное расположение манеток, наиболее часто употребляемых (на рулевом колесе), и упрощение монтажа других органов управления питанием.

Для гаражного маневрирования на автомобиле ЗиС-21 имеется карбюратор и бензиновый бачок емкостью 7,5 л, монтирующийся на щитке машины с обратной стороны, под капотом.

ления газ, при использовании же сжатых перманентных газов газ редуцируется в обоих редукторах.

Если бы редуктор низкого давления поддерживал на выходе давление выше атмосферного, то, очевидно, он пропускал бы газ вне зависимости от того, работает двигатель или стоит, и не выполнял бы функции автоматического вентиля. Для выполнения редуктором этих функций необходимо, чтобы при неработающем двигателе клапан редуктора не пропускал газа.

Подведение к смесителю газов под некоторым разрежением выгодно и с точки зрения правильного смесеобразования. Однако необходимость иметь в смесителе при работе двигателя определенное, немалое по величине разрежение вынуждает нас ставить в смесителе достаточно узкий диффузор. Это несомненно является техническим парадоксом: приходится идти на ухудшение наполнения (за счет установки диффузора) лишь для того, чтобы подсасывать газ в то время, как на машине газ содержится под давлением и давление это все равно надо снижать.

Разрежение в диффузоре на любом режиме должно быть более глубокое, чем разрежение, поддерживаемое редуктором

в газовой полости смесителя на этом же режиме. Поэтому в смесителе необходимо ставить тем более узкий диффузор, чем большее разрежение поддерживает редуктор. Необходимое для пуска разрежение может быть создано прикрытием воздушной заслонки. Когда же двигатель запустился и воздушная заслонка открыта, возможность дальнейшей работы двигателя на разных режимах зависит исключительно от того, как изменится разрежение в диффузоре и разрежение, поддерживаемое редуктором. Оба эти разрежения увеличиваются с увеличением расхода газа, но скорость и характер их изменения различны.

На рис. 1 сплошной линией показана примерная кривая изменения разрежений в диффузоре, пунктиром же нанесены три возможные кривые изменения разрежения, поддерживаемого редуктором. Редуктор, поддерживающий разрежение согласно кривой $a-a$, будет работать на всех режимах нормально. Редуктор, закон изменения разрежения на выходе которого соответствует кривой $b-b$, будет работать лишь до расхода равного 20 кг/час. Наконец, двигатель с редуктором, характеризуемым кривой $c-c$, вообще работать не будет или, точнее, будет работать лишь на прикрытых воздушных заслонках. Совершенно очевидно, что если двигатель оборудован редуктором, изменение разрежения на выходе которого соответствует кривой $b-b$ или $c-c$ (рис. 1), то мы вынуждены будем еще более сузить диффузор и еще более ухудшить тем самым наполнение двигателя. Наоборот, при редукторе, дающем кривую $a-a$, мы можем расширить диффузор, а стало быть, выиграть в мощности.

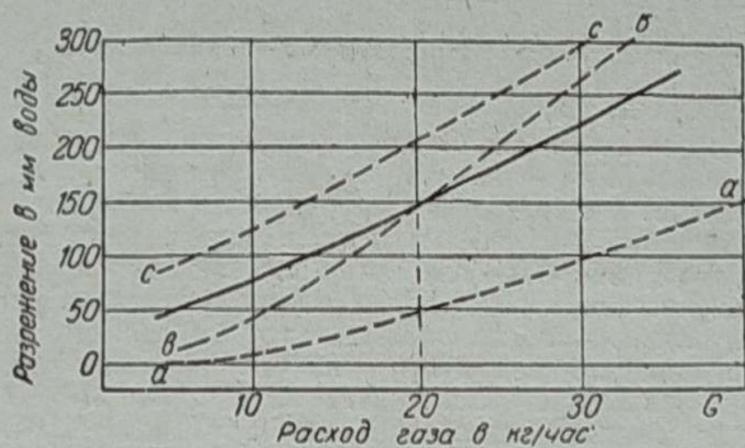


Рис. 1

Таким образом редуктор низкого давления, или одноступенчатый редуктор, должен на любом режиме поддерживать минимально возможное разрежение на выходе, обеспечивая герметичность закрытия клапана редуктора при отсутствии разрежения.

Если редуктор поддерживает на выходе разрежение порядка 5 мм вод. ст., увеличивающееся с ростом расхода до 10—15 мм вод. ст., то в большинстве случаев можно вообще обойтись без диффузора, и поэтому названные цифры и являются идеальными для редуктора.

Поддерживаемое редуктором разрежение изменяется с изменением расхода и давления на входе. У идеального редуктора низкого давления должна быть не только малая абсолютная величина поддерживаемого разрежения, но и изменения этого разрежения при всех изменениях давления на входе и расхода не должны быть велики.

В редукторах высокого давления поддерживается на выходе избыточное давление. Поддержание определенной величины и постоянства его в редукторах, предназначенных для сжатых газов, важно лишь в том отношении, что оно улучшает условия работы редуктора низкого давления. В редукторах же высокого давления, предназначенных для сжиженных газов, постоянство поддерживаемого давления на всех режимах важно еще и потому, что условия испарения сжиженного газа в теплообменнике в сильной степени зависят от поддерживаемого давления.

Примем следующие обозначения:

- p_1 — давление на входе в редуктор,
- p_2 — давление на выходе из редуктора,
- G — расход газа.

Описание редукторов

Редуктор состоит из следующих элементов: 1) дозирующего или дросселирующего органа, 2) регулирующего органа, 3) силовой передачи, 4) уравнивающих устройств.

Дросселирующий орган осуществляет требуемое снижение давления. В качестве дросселирующих органов применяются клапаны (пластинчатые, конусные, шариковые и т. д.).

Регулирующий орган воспринимает и реагирует на все изменения регулируемого давления. В качестве регулирующего органа применяются мембраны или диафрагмы из прорезиненной ткани или резины. При изменении давления меняется положение регулирующего органа (прогиб диафрагмы), и усилия, служащие причиной этого движения (регулирующий импульс), передаются клапану через силовую передачу редуктора. В качестве силовой передачи используются обычно рычажные устройства, реже гидравлический или пневматический усилительный привод. Если клапан не уравновешен (не сдвоен), усилие на клапан от давления газов, равное $(p_1 - p_2) \cdot F$, должно быть уравновешено, так как усилие это весьма велико. В качестве уравнивающих устройств применяются пружины или системы пружин, грузы (противовесы) и т. п. Регулировка редуктора изменяется обычно изменением силы, создаваемой уравнивающими устройствами.

Взаимодействие названных элементов редуктора выясним на разборке отдельных конструкций.

На рис. 2 изображен одноступенчатый редуктор типа «Геркулес». Подобные редукторы установлены на газовых грузовиках Рено и будут установлены на первой серии советских газовых машин.

Газ, поступающий из баллона под давлением максимально 200 ат через штуцер 7, прижимает клапан 8 к гнезду. Установочная пружинка 9 обеспечивает герметичное закрытие клапана в первый же момент впуска газа, так как в противном случае клапан до момента закрытия оказался бы уравновешенным, и диафрагма редуктора прорвалась бы от резкого повышения давления. Диафрагма 3 обжата тарелками 4 и при герметично закрытом клапане она уравновешена, так как под и над ней давление атмосферное. При пуске двигателя разрежение через смеситель, соединительный шланг и штуцер 10 передается в полость под диафрагму, и диафрагма прогибается вниз. Силовой привод, соединяющий диафрагму с клапаном, состоит из четырехзвеного шарниро-рычажного механизма. При прогибе диафрагмы вниз звено 14 упирается в стопор 13, а рычаг 11 открывает клапан. Если клапан откроется больше чем это требуется, то давление под диафрагмой повысится, и прогиб диафрагмы уменьшится, а стало быть, клапан прикроется до такой величины, при которой в клапанной щели вновь

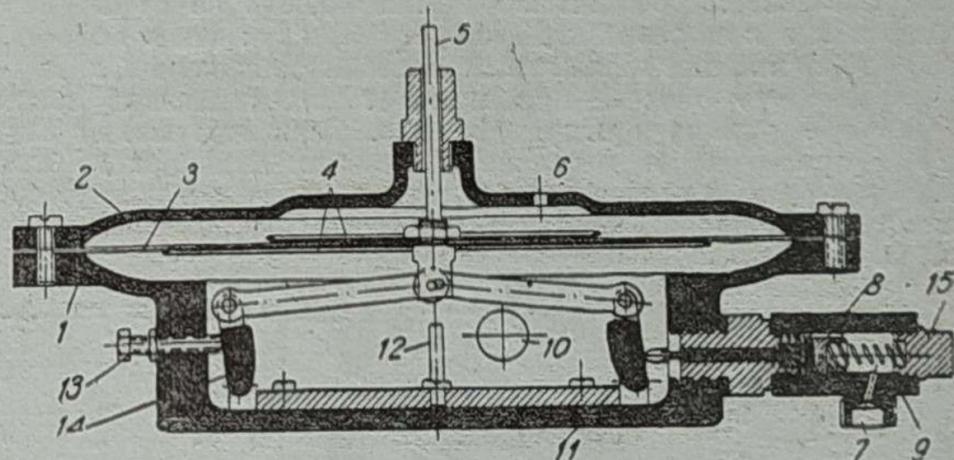


Рис. 2. 1—корпус, 2—крышка, 3—диафрагма, 4—алюминиевые диски, 5—направляющий стержень, 6—атмосферное отверстие, 7—штуцер, 8—клапан, 9—пружина, 10—выход газа низкого давления, 11—звено шарнирного механизма, 12—упорный штифт, 13—регулирующий винт, 14—звено шарнирного механизма, 15—гайка

будет обеспечено требуемое дросселирование газа. Большие размеры прибора вряд ли могут быть признаны приемлемыми. Наилучшим средством уменьшения габаритов прибора является применение двуступенчатой системы редуцирования.

На рис. 3 показан редуктор высокого давления типа «Палас», также устанавливаемый на первых советских газовых автомобилях. Газ высокого давления, входя через штуцер 1, в этом случае стремится закрыть клапан 3. Пружина 2 действует также в сторону закрытия клапана. Более сильная пружина 4 преодолевая усилия пружины 2 и действие газа на клапан, наоборот, открывает его, и газ проходит в полость 10. Давление газа в этой полости растет. Диафрагма 5 при этом отжимается вниз, и клапан закрывается. Если начать расходовать газ, то давление в полости 10 понизится, равновесие системы нарушится, и клапан начнет открываться. Открытие клапана прекратится тогда, когда давление в полости 10 повысится настолько, что восстановится равновесие системы. Разумеется, это новое давление будет отличаться от того давления, которое было в полости 10 раньше, но изменение это можно сделать практически несущественным. Таким образом прибор автоматически будет поддерживать давление на выходе в определенном заранее установленном диапазоне. Величина

этого давления может регулироваться натяжением пружины 4 винтом 6. Обычно подобные редукторы поддерживают на выходе давление в 2—5 ат. Для предохранения прибора от разрыва при отсутствии герметичности в клапане прибор снабжен автоматическим клапаном 9, включенным в полость низкого давления. Клапан начинает выпускать газ при повышении p_2 выше 7—10 ат.

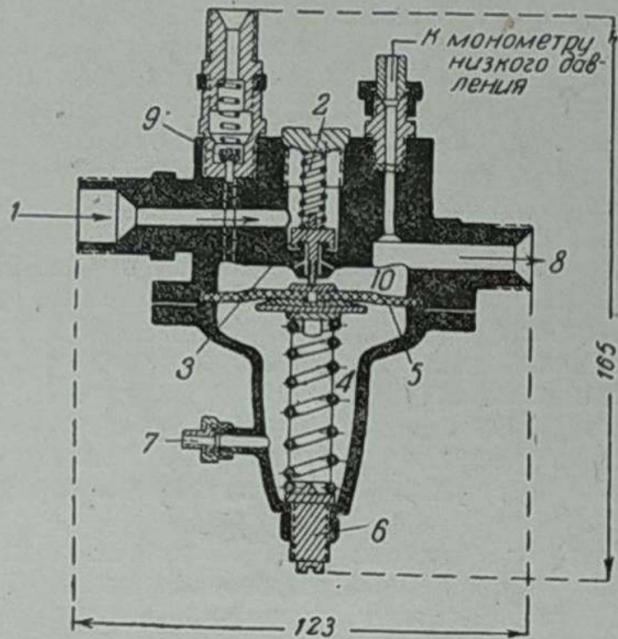


Рис. 3. 1—штуцер (вход газа), 2—пружина, 3—клапан, 4—сильная пружина, 5—диафрагма, 6—регулирующий винт, 7—запасной выход газа, 8—выход газа, 9—предохранительный клапан, 10—полость, наполняемая газом.

Последовательно с этим прибором обычно устанавливается редуктор низкого давления типа «Палас», схема которого приведена на рис. 4. Пружина 1, нажимая на тарелку 8 через стержень 2 и рычажную передачу 3, закрывает клапан 4, преодолевая при этом действие давления на клапан газа, входящего через штуцер 6. При уравновешенной диафрагме сила пружины достаточна для того, чтобы клапан прижимался к гнезду 5 с усилием, обеспечивающим герметичность. Как только в диффузоре смесителя создается разрежение, оно через штуцер 7 передается в полость А над диафрагмой, и так как в полости В под диафрагмой поддерживается постоянное давление, диафрагма, прогибаясь вверх, преодолевает прижимающие клапан избыточные усилия и открывает его. Если же клапан будет открыт чрезмерно и давление в полости А дойдет до атмосферного (или до разрежения меньшего, соответствующего условию равновесия), клапан вновь начнет закрываться.

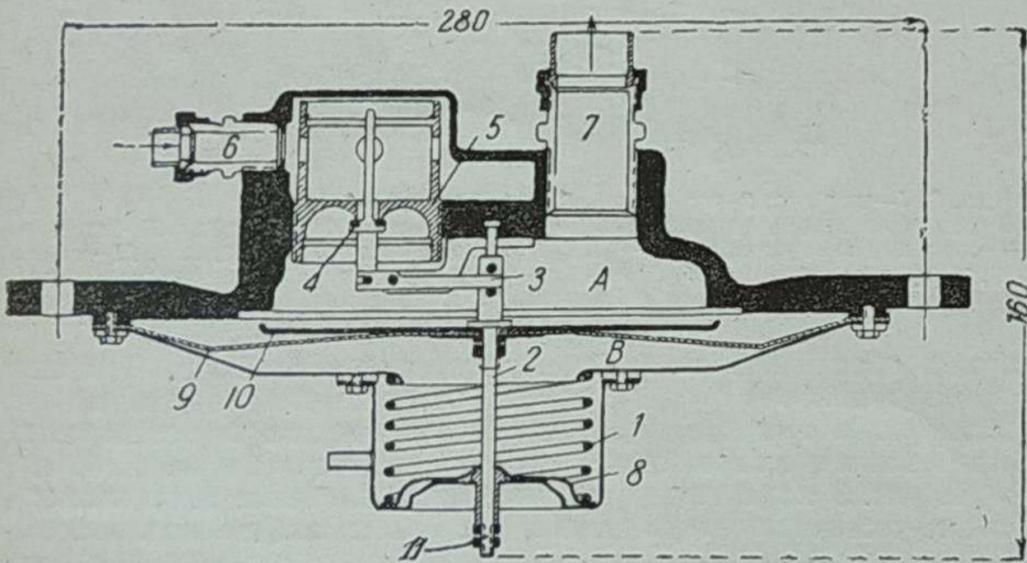


Рис. 4. 1—пружина, 2—стержень, 3—рычажная передача, 4—клапан, 5—гнездо, 6—штуцер (вход газа), 7—штуцер (выход газа) 8—тарелка, 9—мембрана, 10—усилительный диск мембраны, 11—регулировка натяжения пружины.

На рис. 5 изображена схема редуктора высокого давления типа «Энсайн», предназначенного для сжиженного газа. Жидкий пропан или бутан, входя через сверление, перпендикулярное плоскости чертежа, внутрь трубки 1, дросселируется клапаном 2 и при давлении порядка 1,1—2 ата выходит через штуцер 3. Диафрагма 4 расположена в изолированной полости и связана с клапаном стержнями 5. Газ попадает под диафрагму через зазоры в сверлениях под стержни 5. Нижняя пружина 6 не регулируется, а натяжение верхней пружины 7 регулируется

винтом 8. Работа прибора в остальном аналогична работе редуктора типа «Палас», показанного на рис. 3.

Из редукторов высокого давления парожидкостная эмульсия (в процессе дросселирования превращается в пар до 20% жидкости) направляется в теплообменник, а затем в редуктор низкого давления.

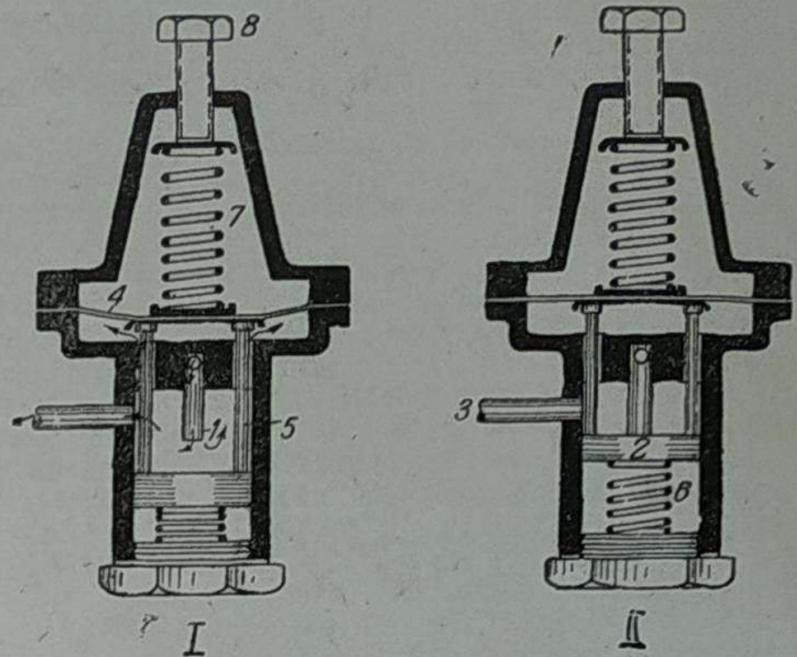


Рис. 5. I—давление на выходе равно расчетному, II—давление на выходе выше расчетного. 1—трубка, 2—клапан, 3—штуцер, 4—диафрагма, 5—стержень, 6—нижняя пружина, 7—верхняя пружина, 8—винт.

Весьма оригинален комбинированный прибор, выпущенный фирмой «Палас» и предназначенный для сжижения газа. Прибор этот объединяет в одном агрегате редуктор высокого давления, редуктор низкого давления и теплообменник. На рис. 6 даны разрезы этого прибора по двум перпендикулярным плоскостям. Устройство редуктора высокого давления аналогично устройству редуктора, показанного на рис. 3. Устройство смонтированного в этом же агрегате редуктора низкого давления аналогично устройству редуктора, изображенного на рис. 4. Из одного редуктора в другой сжиженный газ попадает, лишь пройдя змеевик теплообменника g , обогреваемый горячей водой, подведенной из системы охлаждения двигателя.

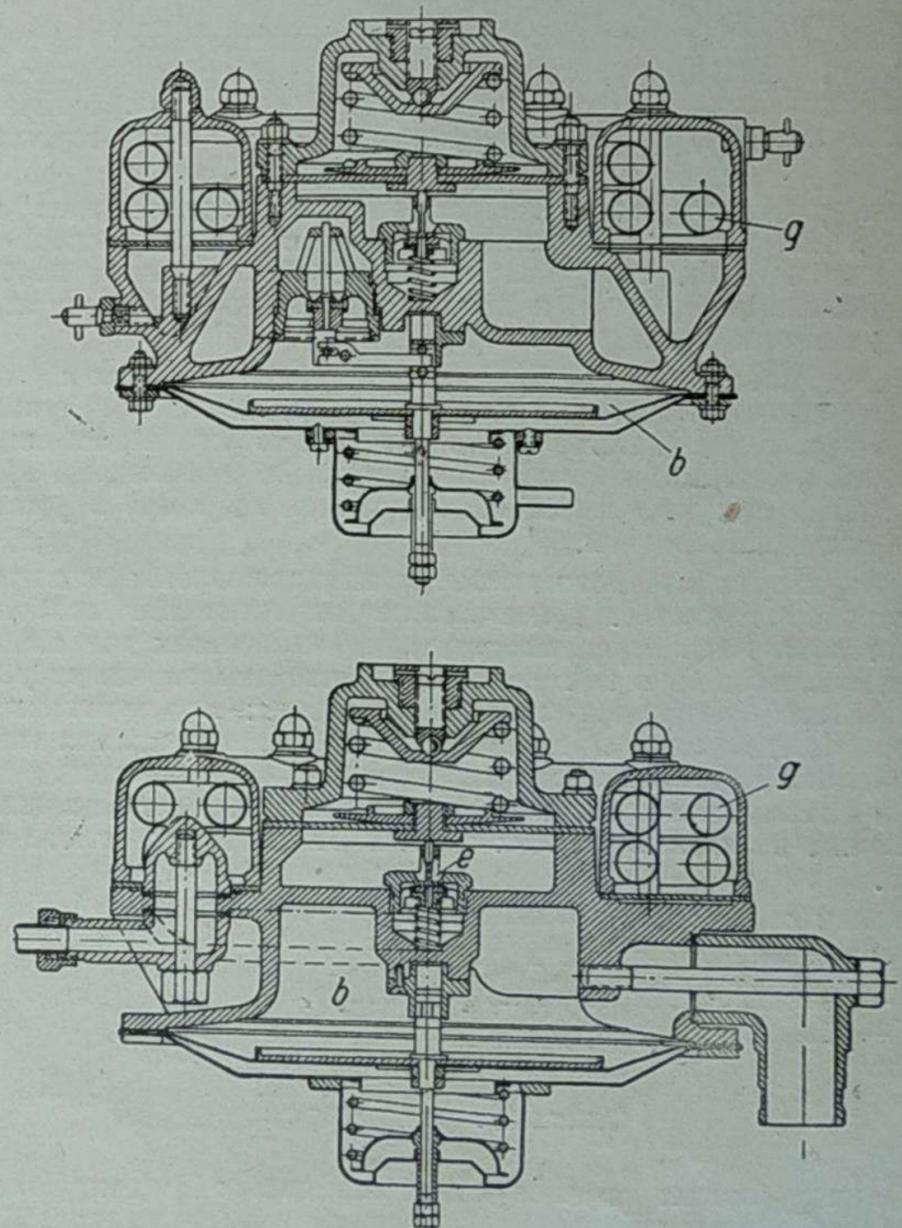


Рис. 6

Объединение в одном агрегате редукторов и теплообменника при применении сжиженных газов вообще является весьма рациональным, так как редуктор при работе в результате дросселирования сильно охлаждается и подогрев его весьма желателен, так как тем самым устраняется угроза примерзания клапана при большой влажности газа.

Гидравлический расчет

Задача гидравлического расчета состоит в определении требуемых проходных сечений редуктора.

Наиболее узким проходным сечением редуктора является обычно клапанное седло, так как площадь клапана стремится максимально уменьшить. Если при постоянном давлении на входе увеличивать расход, клапан, открываясь, будет увеличивать проходное сечение клапанной щели, причем в каждый данный момент это проходное сечение устанавливается таким, чтобы при новом значении расхода величина давления на выходе оставалась той же или почти той же с отклонением, определяемым статикой прибора. Если этим отклонением p_2 (неравномерностью p_2) пренебречь, то теоретическую скорость газа в клапанной щели следует считать постоянной для всех расходов, поскольку теоретическая скорость v_t в первом приближении зависит лишь от p_1 и p_2 . Тогда, если обозначить через:

G — расход газа;

μ — коэффициент истечения;

F_x — проходное сечение в клапанной щели при подъеме клапана на величину X ,

то можно написать

$$G = \mu F_x v_t,$$

и так как $v_t = \text{const}$, изменение G ведет к изменению величины μF_x , и очевидно, поддержание постоянства p_2 при изменении расхода объясняется автоматическим изменением произведения μF_x . Однако изменение μF_x будет существенно влиять на поддержание определенного p_2 лишь до тех пор, пока увеличение μF_x приводит к заметному увеличению расхода. Совершенно очевидно, что с подъемом клапана наступит момент, после которого дальнейший подъем и увеличение μF_x уже не будет ощутимо увеличивать расхода. Этот момент наступит тогда, когда площадь проходного сечения клапанной щели сравняется с площадью клапанного гнезда. Таким образом максимальный расход редуктора или его производительность определяется по обычным формулам истечения, если принять за проходное сечение сечение клапанного гнезда, а в качестве величины p_1 взять минимально возможное давление на входе. Производительность редуктора G_{max} будет зависеть от p_1 ,

изменяясь либо параболически (если $\frac{p_1}{p_2}$ невелико), либо линейно

(если отношение $\frac{p_1}{p_2}$ выше критического).

Определением диаметра клапанного гнезда и ограничивается в основном гидравлический расчет редуктора, так как полученные μF_x меньше, чем площадь клапанного гнезда, обеспечивается автоматически, и, обеспечив максимальный расход, мы тем самым гарантируем и любое меньшее значение расхода.

Статический расчет

На рис. 7 приведена принципиальная схема элементарного редуктора. Предположим, что в некоторый один момент, изображенный на рис. 7, клапан 1 открыт как раз настолько, что дросселирование в образовавшемся проходном сечении в точности обеспечивает поддержание в полости A заданного давления на выходе p_2 при давлении в полости B — p_1 и при некотором расходе G_1 и что при постоянном p_1 и G_1 это состояние равновесия может продлиться как угодно долго. Предположим далее, что это равновесие нарушается увеличением открытия заслонки 2, т. е. более или менее резким увеличением расхода от G_1 до G_2 . Давление же на входе p_1 никаких изменений не претерпевает. Это вызовет, очевидно, падение давления в полости A и нарушение равновесия регулирующего органа (диафрагмы), направленное в такую сторону, чтобы движение диафрагмы, переданное клапану в силу существующей между ними связи, создало эффект, обратный причине, породившей нарушенное равновесие. В данном случае падение давления в полости A вызывает прогиб диафрагмы 3, а значит, и движение клапана 1 вниз. Увеличивающееся при этом проходное сечение в клапане при постоянном p_1 вызовет повышение давления в полости A — p_2 . В результате движения всей системы она придет к некоторому новому состоянию равновесия. Клапан при этом новом равновесии откроется настолько, чтобы обеспечить потребный расход G_2 , а диафрагма прогнется в положение, соответствующее новому открытию клапана, так как между ними имеется жесткая или любая иная связь. Нетрудно видеть, что давление

на выходе p_2 может при этом отличаться от p_2 , поддерживаемого ранее при расходе G_1 . Действительно, в новом положении изменились почти все силы, действующие на подвижную систему (сила от пружины 4, сила от давления газов на клапан 1, а также и прогиб диафрагмы 3), вследствие чего сила от давления газа на диафрагму меняется даже при одинаковой величине давления, и нет никаких оснований ожидать, если это заранее не предусмотрено при расчете прибора, что новое равновесие может быть осуществлено при том же значении p_2 . Очевидно, обеспечить постоянство p_2 или заданный закон его изменения при произвольных изменениях G и при постоянном p_1 можно лишь соответствующим подбором характеристик диафрагм, пружин и т. д. и лишь в тех пределах, в каких такой подбор возможен.

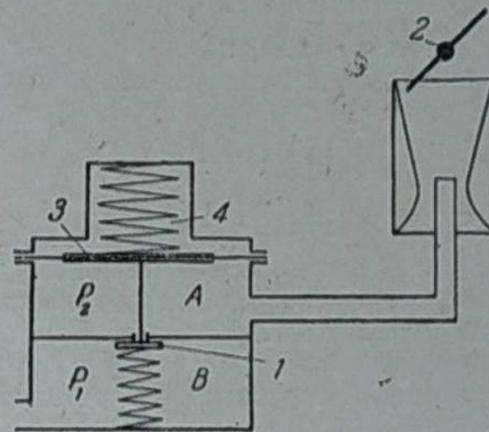


Рис. 7

Однако, даже если и удастся сконструировать редуктор так, чтобы при постоянном p_1 и переменном G обеспечить заданный закон изменения p_2 , задача не может считаться решенной, так как закон изменения p_2 при изменении G будет различен для разных значений p_1 . Чтобы яснее представить это, вспомним, что уменьшение p_1 потребует увеличения проходного сечения клапана, а значит, также изменятся условия равновесия системы и величина p_2 даже при том же самом расходе G . При часто встречающихся на практике изменениях p_1 в 100 и более раз это может вызвать весьма значительные изменения в p_2 .

Таким образом каждый редуктор при изменении расхода G и давления на входе p_1 меняет давление на выходе p_2 в некоторых пределах. Назовем кривую изменения p_2 при изменении G и при постоянном p_1 характеристикой редуктора по расходу для данного p_1 . Редуктор полностью характеризуется семейством таких характеристик, построенных для различных возможных значений p_1 .

Обойтись одной характеристикой в автомобильной практике невозможно, так как сильно меняются величины и G и p_1 .

Задачей статического исследования редукторов и является определение его характеристик и факторов, влияющих на их протекание.

В общем виде в некоторый момент, соответствующий открытию клапана на величину X , считая от положения полностью закрытого клапана, все действующие на клапан силы могут быть сведены к четырем силам, а именно:

- Q_1 — сила, величина которой не зависит ни от X , ни от p_1 и p_2 ;
- Q_2 — сила, величина которой зависит от X , но не зависит от p_1 и p_2 ;
- Q_3 — сила, зависящая от давления газов на неуравновешенную поверхность клапана;
- Q_4 — сила, зависящая от давления p_2 на регулировочную диафрагму (импульсионная или перестанавливающая сила).

Условимся здесь и далее во всех рассуждениях считать силы положительными, если действие их направлено в сторону закрытия клапана, и отрицательными, если силы открывают клапан.

К силе Q_1 относятся главным образом веса всех подвижных деталей. Сюда же будем относить силу предварительного сжатия пружины (сила пружины при полностью закрытом клапане). Таким образом, всю силу пружины, действующую на клапан: в некоторый момент открытия, будем разбивать на две части: постоянную и переменную, зависящую от открытия клапана X , и к Q_1 будем относить первую, постоянную, не зависящую от X часть силы пружины. Разумеется, отдельные силы могут действовать на клапан не непосредственно, а через некоторый передаточный механизм, и поэтому при суммировании сил, относящихся к Q_1 , необходимо суммировать силы, приведенные через соответствующее передаточное отношение к клапанному гнезду с учетом принятого правила знаков в отношении каждой составляющей силы.

К силе Q_2 будет относиться переменная часть силы пружин, т. е. где

$$Q_2 = \Sigma C_i,$$

где C_i — коэффициент упругости пружины.

Нетрудно видеть, что Q_2 всегда больше нуля. Действительно, если пружина стремится открыть клапан, то увеличение X уменьшает силу пружины и поэтому C_i этой пружины входит в уравнение Q_2 со знаком $-(-C)$, т. е. $+C$. Если же пружина стремится закрыть клапан, то увеличение X увеличивает усилие пружины и знак у C_i также $+$. Таким образом Q_2 больше нуля во всех случаях, сколько бы ни было пружин и как бы они ни были расположены, и исчисляется Q из уравнения

$$Q_2 = \Sigma C_i X = C \cdot X,$$

$$C = \Sigma C_i,$$

где

К силе Q_3 относится усилие, получаемое от учета давления газов на неуравновешенную поверхность клапана. При закрытом клапане сила эта очевидно равна

$$Q_3 = \pm (p_1 - p_2) f,$$

где p_1 — давление газа на входе в редуктор;

p_2 — поддерживаемое давление на выходе из редуктора;

f — неуравновешенная площадь клапана.

Условимся во избежание путаницы со знаками, что знак \pm относится к f , а не к давлению.

Сила, передаваемая на клапан от регулировочной диафрагмы, вообще говоря, зависит от величины прогиба диафрагмы и поэтому

$$Q_4 = A \cdot F (p_2 - 1) \cdot i,$$

где A — переменный коэффициент, зависящий от прогиба диафрагмы согласно с ее характеристикой (рис. 8);

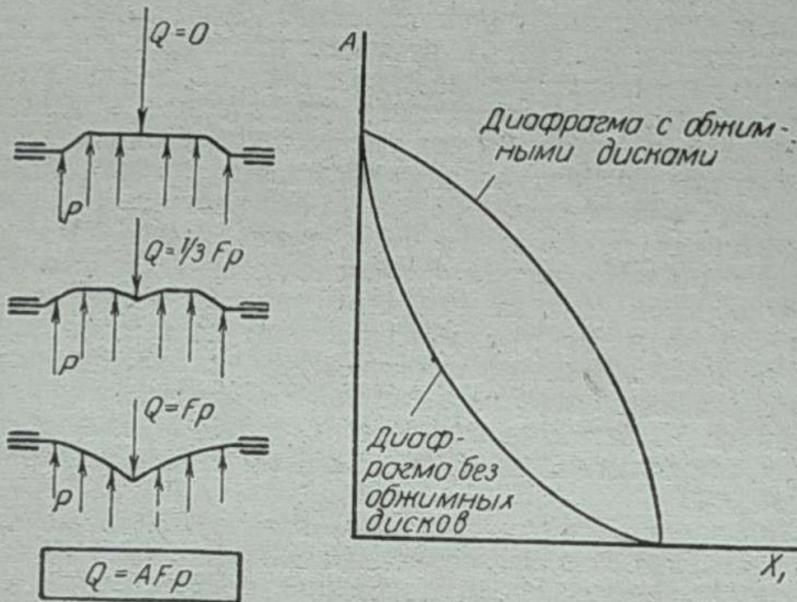


Рис. 8

F — площадь диафрагмы;

i — передаточное число силовой передачи.

В редукторе высокого давления Q_4 всегда положительно, так как если на выходе поддерживается избыточное давление, то увеличение p_2 , вызывая увеличение перепада $p_2 - 1$, должно создавать импульс, закрывающий клапан. В противном случае регулировочный эффект невозможен. Наоборот, в редукторе низкого давления при увеличении p_2 уменьшается перепад $1 - p_2$, и, стало быть, для поддержания определенной величины этого перепада он должен действовать так, чтобы клапан закрывался при понижении перепада, и Q_4 всегда отрицательно. Поэтому можно уравнение

$$Q_4 = A \cdot F (p_2 - 1)$$

обобщить для любого редуктора, и знак силы Q_4 будет получаться автоматически за счет того, что у редуктора высокого давления p_2 больше единицы, а у редуктора низкого давления и одноступенчатого редуктора p_2 меньше единицы.

Нас в большинстве случаев интересует конечное значение p_2 $p_{2\max}$ и $p_{2\min}$, а не все промежуточные значения, и поэтому можно с достаточной точностью заменить характеристику диафрагмы прямой, соединяющей значение A для X_{\max} и X_{\min} . Уравнение этой прямой будет

$$A = A_0 + BX.$$

В редукторах положительного перепада $B > 0$, а в редукторах отрицательного перепада $B < 0$. Таким образом

$$Q_4 = (A_0 \pm BX) Fi (p_2 - 1),$$

$$Q_4 = A_0 Fi (p_2 - 1) \pm BX Fi (p_2 - 1),$$

$$Q_4 = A_1 (p_2 - 1) \pm B_1 X (p_2 - 1),$$

$$A_1 = A_0 Fi \text{ и } B_1 = B Fi.$$

Выбор величины B_1 находится целиком в руках конструктора прибора. Под редукторами положительного перепада применяются редукторы высокого давления, а под редукторами отрицательного перепада — редукторы низкого давления и одноступенчатые.

В общем виде уравнение равновесия клапана имеет вид

$$Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 0, \quad (1)$$

или, если заменить все силы, кроме Q_1 , их значениями при принятых обозначениях, получим

$$\pm Q_1 + CX \pm f(p_1 - p_2) + A_1 (p_2 - 1) \pm B_1 X (p_2 - 1) = 0. \quad (2)$$

Заметим, что в этом уравнении необходимо для каждого отдельного случая учитывать, согласно с ранее изложенным, знак величин Q_1 , f и B_1 . Все остальные величины имеют в любом случае, независимо от конструктивного выполнения прибора и от того, поддерживается на выходе p_2 больше или меньше единицы, знак, приведенный в уравнении, и какого бы то ни было изменения знака для них не требуется. Уравнение это может быть преобразовано:

$$\pm Q_1 + CX \pm f p_1 + (A_1 \mp f \pm B_1 X) p_2 + (\mp B_1 X - A_1) = 0. \quad (3)$$

Регулировочный эффект возможен лишь, если коэффициент при члене, содержащем p_2 , больше нуля, так как в противном случае увеличение p_2 вызовет увеличение открытия клапана и создаст еще большее увеличение p_2 . В любой системе редукторов регулировочный эффект может быть осуществлен лишь, если

$$A \mp f \pm B_1 X \text{ всегда } > 0. \quad (4)$$

Из уравнения (3) получим основное уравнение для давления на выходе

$$p_2 = \frac{\pm Q_1 + CX \pm f p_1 - A_1 \pm B_1 X}{\pm f - A_1 \mp B_1 X} \quad (5)$$

или

$$p_2 = \frac{\pm Q_1 \pm f p_1 - A_1 + X(C \mp B_1)}{\pm f - A_1 \mp B_1}. \quad (6)$$

Выведенное уравнение является наиболее общим уравнением статики редуктора. Оно в самом общем виде, независимо от конструкции прибора, дает зависимость давления на выходе p_2 от давления на входе p_1 и от величины подъема клапана X .

Несколько более удобно изменить знаки числителя и знаменателя и представить уравнение в виде

$$p_2 = \frac{\mp Q_1 \mp f p_1 + A_1 - X(C \mp B_1)}{A_1 \mp f \pm B_1}, \quad (7)$$

так как теперь мы имеем дробь с положительным знаменателем

Рассмотрение уравнения показывает, что неравномерность p_2 с изменением p_1 и при $X = \text{const}$ зависит исключительно от величины неуравновешенной поверхности клапана f . Чем больше поверхность клапана, тем сильнее изменяется p_2 с изменением p_1 . В редукторах положительного перепада (высокого давления), если $f > 0$, т. е. если клапан открывается в сторону высокого давления, то p_2 уменьшается с увеличением p_1 , и наоборот, p_2 увеличивается с увеличением p_1 в случае, если клапан открывается в сторону низкого давления ($f < 0$). В редукторах отрицательного перепада (низкого давления и одноступенчатых) изменение p_2 при изменении p_1 в зависимости от знака f обратное.

Рассмотрение уравнения показывает также, что все изменения p_2 в зависимости от изменения при постоянном p_1 линейные.

Изменения p_2 при постоянном p_1 и переменном X тем более сильны, чем больше величины C и B_1 . Анализ уравнения показывает далее, что C и B_1 влияют на изменение p_2 в одну и ту же сторону и поэтому никогда нельзя компенсировать влияние пружин на неравномерность редуктора влиянием диафрагмы, и наоборот.

Сокращение габаритов прибора требует уменьшения площади диафрагмы F . Однако такое уменьшение F при сохранении требуемой уравнением величины A_1 возможно лишь путем увеличения передаточного числа силовой передачи редуктора i . Но при этом растет B_1 , а стало быть, растет и неравномерность поддерживаемого на выходе давления. Задача конструктора состоит в подборе передаточного числа силовой передачи таким образом, чтобы наиболее удачно примирить эти два противоречивых условия.

При принятых допущениях уравнение (7) дает гиперболическое изменение p_2 с изменением высоты подъема клапана X . Гиперболы эти имеют асимптоты, параллельные осям координат и сдвинутые относительно них. На рис. 9 показаны гиперболы, построенные по этому уравнению для редукторов положительного и отрицательного перепада при $f > 0$ и $f < 0$. Кривые эти относятся ко всем без исключения редукторам и в

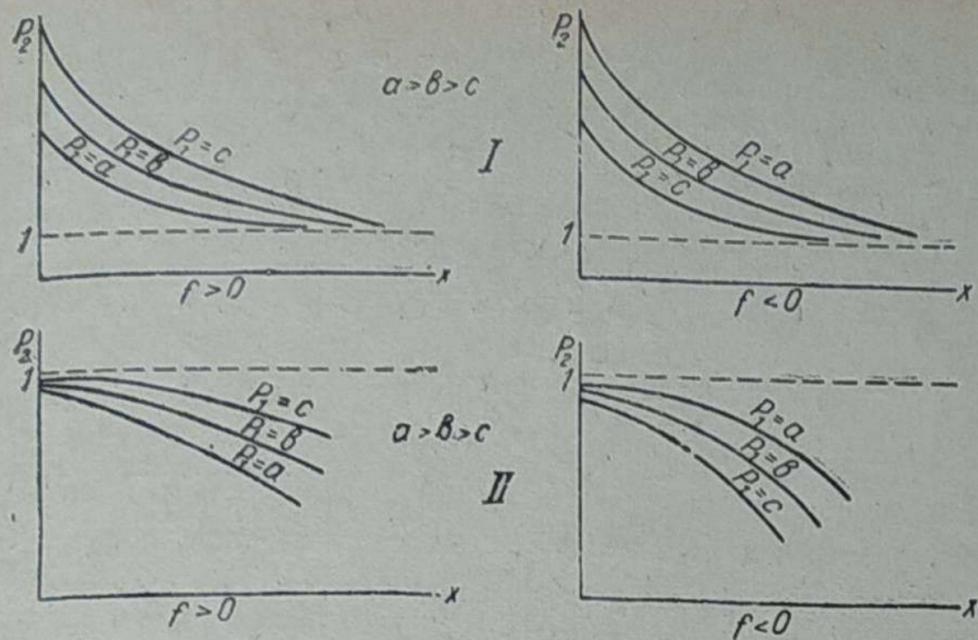


Рис. 9

этом смысле вполне универсальны. Однако знания этих кривых нам недостаточно, так как сама величина подъема клапана X является функцией давления на входе p_1 и расхода G , и для определения характеристик редуктора требуется найти зависимость X от p_1 и G , так как с точки зрения использования прибора нам важнее знать влияние на p_2 параметров, определяющих режим работы, а не X , являющегося для редуктора величиной внутренней, вспомогательной. Но чтобы перейти от полученных гипербол $p_2 = f(p_1 X)$ к $p_2 = f(p_1 G)$, надо знать закон изменения X с изменением p_1 и G . Этот закон в свою очередь зависит от закона изменения проходного сечения F_x в клапанной щели по величине подъема клапана и от закона истечения через клапанную щель. Обе эти зависимости не могут быть найдены в общем виде, так как изменение проходного сечения F_x с подъемом клапана зависит от его формы, а расход G как функция p_1 и F_x зависит от рода дросселируемого тела (газ или жидкость) и от характера истечения (под- или надкритическое).

Таким образом характеристики редукторов, т. е. уравнения $p_2 = f(p_1 G)$, могут быть получены лишь для отдельных частных случаев, а в общем виде дальше уравнения в форме $p_2 = f(p_1 X)$ аналитически идти нельзя. Но и для отдельных частных случаев уравнение характеристики редуктора выводится с большим трудом, так как уравнение расхода является уравнением иррациональным, и уравнение проходного сечения клапанной щели для неплоских клапанов также уравнение иррациональное. Исключением является лишь один случай: редуцирование газа в плоском (пластинчатом) клапане при надкритическом перепаде. Лишь для этого частного случая уравнение характеристики редуктора может быть найдено достаточно просто, однако случай этот недостаточно общ. Почти все редукторы работают в диапазоне перепадов, включающих и над- и подкритическое истечение. Это заставляет искать обходные пути для получения характеристик редукторов, и ниже мы приводим метод наиболее удобного графического их построения.

Проведем две пересекающиеся перпендикулярные прямые, образующие четыре квадранта. Точку пересечения примем за общий нуль и будем откладывать по горизонтальной прямой величины F_x вправо и p_2 влево, а по вертикальной прямой X наверх, а p_1 вниз. Тогда в правом верхнем (первом) квадранте

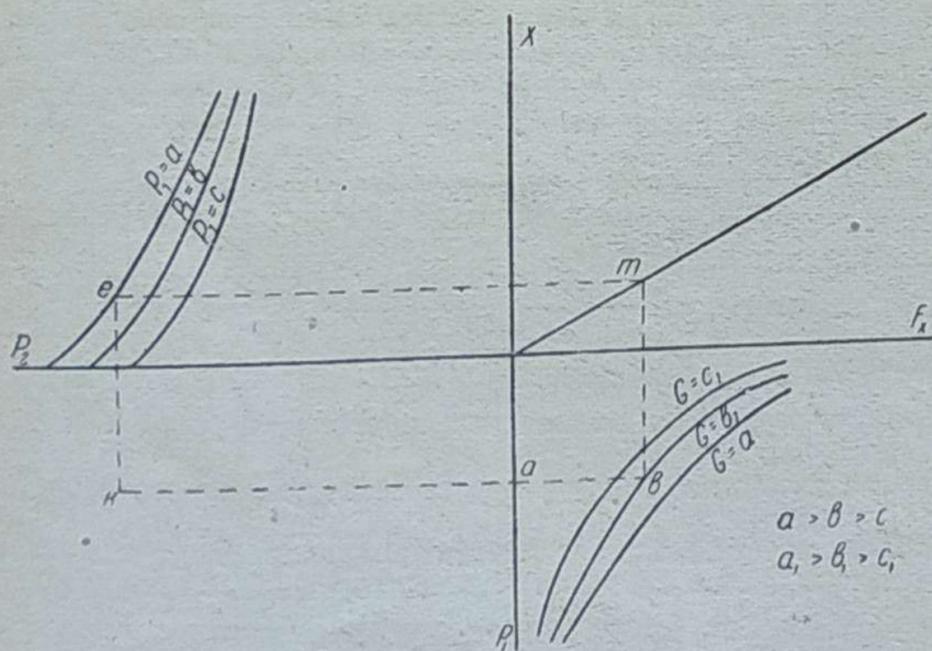


Рис. 10

расположится, как это видно на рис. 10, кривая, дающая зависимость проходного сечения в клапанной щели F_x от подъема клапана X , легко определяемая, если известна конфигурация клапана. В левом верхнем (втором) квадранте располагается семейство гипербол $p_2 = f(X)$ для разных p_1 , построенное по основному уравнению статики редуктора (7), а в правом нижнем (четвертом) квадранте — семейство кривых истечения для разных расходов G , взятых по обычным уравнениям истечения при допущении $\mu = \text{const}$. Искомые кривые характеристик редукторов получатся, очевидно, в левом нижнем (третьем) квадранте следующим образом. Задаемся определенными значениями p_1 и G . Найдя заданное значение p_1 на оси p_1 , проведем горизонталь $a-b$ вправо до кривой, соответствующей заданному значению расхода. Из найденной точки проведем перпендикуляр b вверх до пересечения с кривой, расположенной в правом верхнем квадранте. Из точки m ведем горизонталь e влево до пересечения с кривой левого верхнего квадранта, соответствующей заданному значению p_1 , и опуская из точки e вертикаль вниз до пересечения с горизонтально проведенной из точки a линией, получим точку k , являющуюся первой точкой искомой характеристики. Аналогичное построение для других значений дают остальные точки этой кривой. Затем все построение повторяем для иного значения p_1 и того же G и таким образом определяем всю кривую. Задаваясь иным значением G , находим вторую кривую, и так строим все семейство их.

Построение характеристик редукторов показывает, что характер протекания получаемых характеристик зависит от характера всех кривых, участвующих в построении.

На рис. 11 повторено все построение, но уже для двух соседних точек $p_1 = a$ и $p_1 = b$ при $G = a_1$.

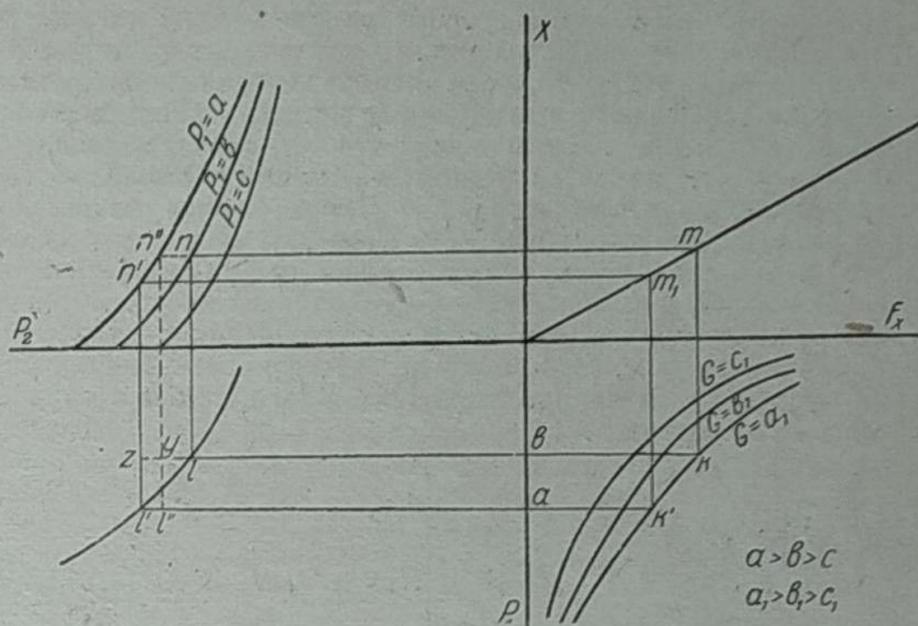


Рис. 11

Построение проведено для плоского клапана ($F_x = f(x)$ линейно). Однако все рассуждения могут быть отнесены к любому клапану.

Точка l соответствует $p_1 = b$ и $G = a_1$, а точка l' этому же $G = a_1$, но уже при $p_1 = a$. Совершенно очевидно, что p_2 при этих двух различных режимах работы редуктора будет различно, и разность между этими двумя значениями p_2 будет равняться zl . Нетрудно видеть, что разность эта складывается из двух факторов.

Если бы изменение p_1 не влияло на изменение X при постоянном расходе, то это изменение p_1 вызвало бы изменение p_2 сообразно зависимости $p_2 = f(p_1)$ при $X = \text{const}$ и новому режиму соответствовала бы точка e , а изменение p_2 выразилось бы при этом отрезком yl . Однако изменение p_1 при постоянном расходе приводит к уменьшению X , и это вызывает дополнительное увеличение p_2 на величину zy . Суммарное изменение p_2 при этом zl всегда получается как сумма $zl = zy + yl$, и поэтому в этом случае всегда увеличение p_1 при постоянном расходе вызывает увеличение p_2 и кривая $p_2 = f(p_1)$ при $G = \text{const}$, очевидно, вызовет всегда уменьшение p_2 , и семейство характеристик редуктора для этого случая имеет вид, изображенный на рис. 12. На этом рисунке изображены кривые отдельно для редукторов положительного и отрицательного перепадов. Видно, что при том же $f < 0$ изменение знака перепада вызывает лишь изменение знака радиуса кривизны кривых.

Полученное результативное семейство кривых не может располагаться на плоскости безгранично, имеются две пограничные кривые, отсекающие ту часть плоскости, в которой все семейство располагается. Такими пограничными кривыми являются кривые: для нулевого расхода ($G = 0$) и для максимального возможного расхода на данном p_1 ($G = G_{\text{max}}$).

Очевидно, $G=0$ при $X=0$ для любых p_1 , и поэтому эта пограничная кривая получится от пересечения перпендикуляров к оси p_1 и перпендикуляров к оси p_2 , проведенных через точки пересечения этой оси с соответствующей кривой левого верхнего квадранта. Построение показано на рис. 13 для редукторов положительного перепада.

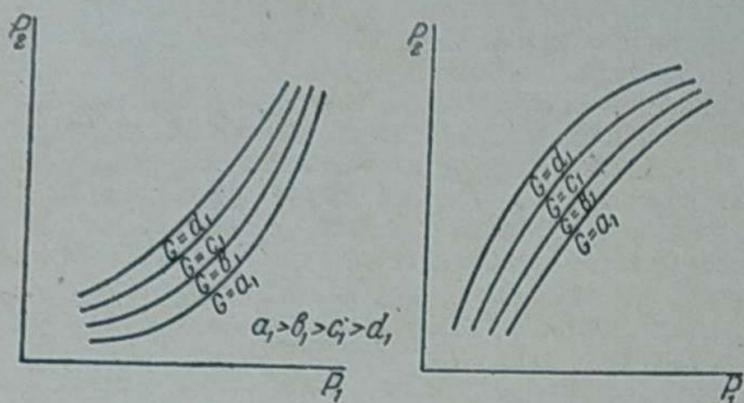


Рис. 12

Максимальный расход G_{max} будет иметь для всех p_1 свое особое значение. Однако при всех p_1 будет получаться при одном и том же значении $X=X_{max}$. Это максимальное значение X_{max} соответствует такому подъему клапана, при котором сечение клапанной щели равно наименьшему сечению клапанного гнезда, и таким образом вторая пограничная кривая может быть построена так же, как и первая, но нас уже будут интересовать пересечения кривых левого верхнего квадранта не с осью, а их пересечения с прямой $X=X_{max}$. Построение второй пограничной кривой приведено также на рис. 13 для редуктора положительного перепада. Во избежание недоразумений необходимо сказать, что найденные нами пограничные кривые принципиально различны по своей идее. Пограничная кривая, соответствующая нулевому расходу, является одной из кривых семейства и отвечает уравнению $p_2 = f(p_1, G)$ для $G=0$. Вторая же пограничная кривая, соответствующая $G=G_{max}$, не является кривой семейства и не соответствует уравнению $p_2 = f(p_1, C)$ ни при каких значениях G , так как само G_{max} зависит от p_1 . Кривая эта отсекает часть кривых семейства характеристик редукторов, ограничивая их. На рис. 14 показаны характеристики редуктора, имеющего $f > 0$ как в случае положительного, так и в случае отрицательного перепада.

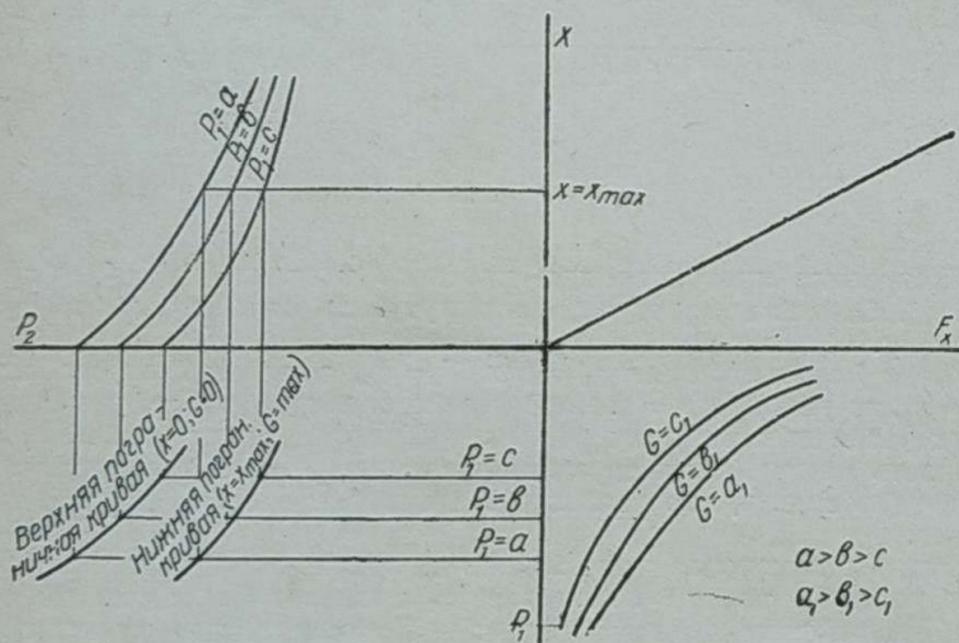


Рис. 13

Вывод. В любом редукторе, имеющем $f < 0$, независимо от знака перепада, увеличение p_1 при постоянном расходе приводит к увеличению p_2 на любом произвольно заданном диапазоне изменения p_1 , а увеличение расхода при постоянном p_1 приводит к уменьшению p_2 . Знак перепада влияет лишь на знак радиуса кривизны кривых.

Аналогичные опускаемые здесь рассуждения и построения, проведенные в отношении редукторов, имеющих $f > 0$, показывают, что в этом случае пограничные кривые всегда располагаются так, что предопределяют при расходах, соответствующих этим кривым, уменьшение p_2 при увеличении p_1 и в любых пределах изменения p_1 пограничные кривые не имеют экстрем. В этом случае кривые для отдельных значений расходов могут иметь экстремумы (максимумы или минимумы), но это несущественно с точки зрения практики применения редукторов.

Построение это необходимо проводить каждый раз при проектировании редуктора, так как оно позволяет заранее еще до

изготовления прибора выяснить, как будет изменяться давление на выходе p_2 при любых режимах, и выяснить таким образом пригодность прибора.

Для лучшего исследования вопросов, связанных с неравномерностью поддерживаемого редуктором давления, введем понятие о коэффициентах точности, которое в случае регулирования давления будет сильно отличаться от аналогичных коэффициентов, принятых в теории регулирования машин.

Обозначим дальше через $p_2 \min$ и $p_2 \max$ минимальные и максимальные значения p_2 при всех изменениях p_1 и G . Тогда

$$p_{2cp} = \frac{p_2 \min + p_2 \max}{2} \text{ — среднее значение, а}$$

$$\delta p_2 = \frac{p_2 \max - p_2 \min}{2} \text{ — максимальное отклонение от этой средне}$$

дины. Обозначая отношение $\frac{\delta p_2}{p_{2cp}}$ через γ , назовем его суммарным коэффициентом точности редуктора. Очевидно,

$$\gamma = \frac{p_2 \max - p_2 \min}{p_2 \max + p_2 \min} \quad (8)$$

Величина этого коэффициента характеризует суммарное изменение p_2 вне зависимости от причин, это изменение породивших.

Поскольку нас интересуют лишь крайние точки характеристики для получения γ , нам достаточно знать уравнение статики редуктора (7). Действительно, для случая $p_2 \min$ при минимальном расходе мы можем обойтись уравнением (7), подставив в него $X=0$, а для случая максимального расхода, подставив $X=X_{max}$.

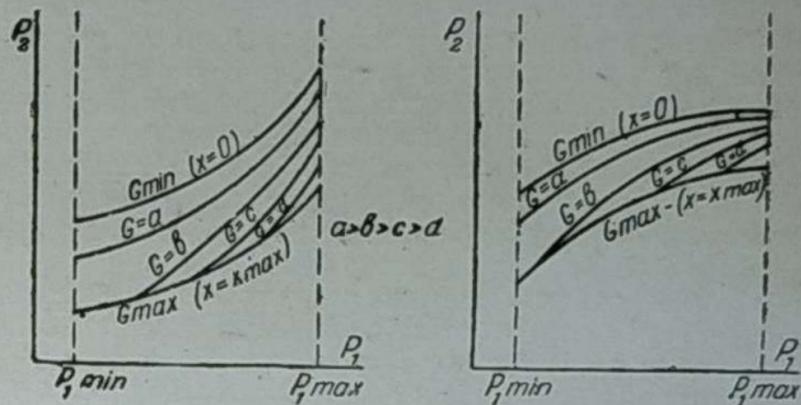


Рис. 14

Определяя из уравнения (7) значение p_2 для этих крайних точек и подставляя их в уравнение (8) для γ , легко найти уравнение для γ . Изучение этого уравнения показывает, что с точки зрения получения минимальной величины γ (т. е. наибольшего постоянства, поддерживаемого p_2) выгодно брать A большим, а Q_1, C, f и B по абсолютной величине меньшими, но соблюдение этих условий всегда увеличивает габариты прибора. Найти разумную середину — основная задача конструктора.

Подробное исследование уравнения для γ показывает также, что при прочих равных условиях γ меньше в редукторах положительного перепада, если $f < 0$, а в редукторах отрицательного перепада, если $f > 0$. Таким образом в редукторах высокого давления выгодно ставить клапаны, открывающиеся в сторону низкого давления, а в редукторах низкого давления и одноступенчатых редукторах, наоборот, клапаны, открывающиеся в сторону высокого давления.

В большинстве случаев мало знать и учитывать неравномерность p_2 по величине суммарного коэффициента точности γ , а необходимо отдельно учитывать влияние на изменение p_2 изменений расхода и давления p_1 . Для выяснения этого вопроса введем два новых понятия.

Назовем коэффициентом точности редуктора по расходу при заданном значении p_1 величину

$$\alpha_p = \frac{p_2 \max' - p_2 \min'}{p_2 \max' + p_2 \min'} \quad (9)$$

где $p_2 \max'$ и $p_2 \min'$ соответственно максимальное и минимальное значение p_2 при всех возможных изменениях расхода и при некотором $p_1 = \text{const}$.

Назовем кривую $\alpha_p = f(p_1)$ характеристикой точности редуктора по расходу.

Назовем коэффициентом точности редуктора по давлению на входе при заданном значении G величину

$$\alpha_{p1} = \frac{p_2 \max'' - p_2 \min''}{p_2 \max'' + p_2 \min''} \quad (10)$$

где $p_2 \max$ и $p_2 \min$ соответственно максимальное и минимальное значения p_2 при всех возможных изменениях p_1 и при некотором расходе $G = \text{const}$.

Назовем кривую $\alpha_{p_1} = f(G)$ характеристикой точности редуктора по давлению на входе.

Знание двух введенных характеристик точности чрезвычайно важно, так как позволяет получить полное представление о точности прибора на всех режимах его работы. Определяя из уравнения (7) максимальное и минимальное значения для разных режимов и подставляя их в уравнения (9) и (10), получим уравнение характеристик точности редуктора по расходу и по давлению на входе.

Не приводя вывода этого уравнения, укажем лишь, что результаты исследования показывают, что характеристики точности редуктора при принятых допущениях являются гиперболами и что для уменьшения абсолютных величин α_φ и α_{p_1} надо уменьшать C , B_1 , максимальный ход клапана X_{\max} и f и увеличивать A .

Уравнение (7) и все последующее изложение относится к работающему двигателю, т. е. к условию, при котором X не равняется нулю. В момент закрытия клапана в редукторе высокого давления (редукторе положительного перепада) расход еще не прекращается, так как для создания герметичности мало закрыть клапан, а необходимо приложить дополнительное усилие, создающее по плоскости прижатия клапана давление, находящееся в определенном отношении к давлению газа. Это дополнительное усилие создается в редукторах положительного перепада при некотором давлении на выходе, большем, чем то, которое получается из уравнения (7) для случая $X = 0$. При запуске двигателя давление резко падает и затем изменяется согласно уравнению (7) в зависимости от расхода. При исправном клапане в редукторах высокого давления вопрос герметичности не является решающим, так как если герметичность не достигается при некотором значении p_2 , то величина p_2 растет и соответственно растет усилие, прижимающее клапан до тех пор, пока герметичность не восстановится. Надо лишь так сконструировать прибор, чтобы величина давления p_2 при остановленном двигателе не превзошла величины, допустимой с точки зрения прочности, и чтобы при этом не произошел разрыв кинематических связей в редукторе, если такой разрыв возможен.

В редукторах отрицательного перепада (одноступенчатых и низкого давления) положение значительно сложнее, так как необходимо добиться герметичности лишь за счет усилия пружин или давления газа на клапан. При этом необходимо, чтобы усилие, прижимающее клапан, было минимальным, дабы удалось открыть клапан и завести двигатель при минимальном разрежении в диффузоре. Это противоречивое требование удается удовлетворить или применением больших мембран, или введением гидравлических, пневматических или иных усилительных устройств, позволяющих открытием разгруженного вспомогательного клапана создать достаточное усилие для подъема основного сильно нагруженного дросселирующего клапана.

Все вышеизложенное показывает, что наибольшей равномерности удастся добиться в том случае, если клапанное гнездо имеет минимальное проходное сечение. В этом случае невелика величина f , мал ход клапана X_{\max} , а значит, мала B_1 , клапан мало нагружен, а потому можно обойтись малым Q_1 , а стало быть, применять слабые пружины и соответственно снизить C . К сожалению, уменьшению проходного сечения клапанного гнезда мешает требование гидравлического расчета, так как при этом не будет обеспечена потребная производительность редуктора. Ясно поэтому, что применение усилительных устройств является и в этом отношении удачным выходом, так как позволяет иметь большой клапан, обеспечивающий достаточную производительность и не влияющий на равномерность, и делать малым второй клапан, не влияющий на производительность, но наоборот, влияющий на равномерность p_2 .

Динамический расчет

Приведенного исследования статики редуктора, однако, недостаточно, так как из практики известно, что наибольшие трудности возникают часто не при обеспечении определенной величины p_2 на данном режиме, а наоборот, при переходе от одного режима к другому.

Представим себе редуктор, работающий на определенном установленном режиме. При увеличении открытия дроссельной заслонки двигателя увеличится разрежение в диффузоре, перепад, под действием которого газ вытекает из газовой форсунки смесителя, а стало быть, расход газа возрастет. Равновесие между приходом и расходом газа в трубопроводе, соединяющем редуктор и смеситель, нарушится, и давление газа в этом трубопроводе начнет падать. При этом, с одной стороны, падение давления в соединительном трубопроводе при неизменном разрежении в смесителе уменьшает расход газа, а с другой

стороны, падение давления передается диафрагме редуктора, и открытие клапана увеличивается, а стало быть, увеличивается поступление газа в соединительный трубопровод. Первый фактор не зависит от конструкции редуктора и зависит лишь от свойств соединительного трубопровода, второй же фактор, наоборот, зависит от редуктора. Совместно действие обоих факторов стремится восстановить нарушенное равновесие, но вследствие инерции движущихся масс редуктора и т. п. в большинстве случаев неизбежно «перерегулирование», т. е. повышение давления в соединительном трубопроводе выше величины, соответствующей новому равновесию, и все явление повторяется в обратном порядке. При этом каждое следующее «перерегулирование» может быть больше или меньше предыдущего, и в зависимости от этого при открытии дросселя клапан может или плавно аperiodично перейти от одного состояния к другому, и такой редуктор идеально хорош, или клапан может начать колебаться около положения нового равновесия. В этом случае, в зависимости от ряда факторов, колебания могут продолжаться непрерывно с постоянной амплитудой или, наоборот, амплитуда колебаний может беспредельно возрастать.

Для работы на автомобиле пригодны лишь те редукторы, которые имеют при изменении режима или неperiodическое движение клапанов, или затухающее колебание его с достаточно высоким коэффициентом затухания.

Из общей теории регулирования машин известно, что устойчивое регулирование возможно лишь, если допускается определенная неравномерность регулируемого параметра, т. е. если преднамеренно допускается изменение регулируемого параметра в зависимости от режима работ. Хотя механическое перенесение выводов теории регулирования машин на вопросы регулирования давления возможны лишь в самом первом приближении, однако уже из такого сравнения видно, что требования динамики регулирования противоположны требованиям статики. Выше было показано, что при статическом расчете стремятся получить наибольшее постоянство регулируемого давления на всех режимах.

Математический анализ явлений, происходящих в редукторе при изменении режима работы, требует прежде всего составления дифференциальных уравнений, связывающих все параметры, влияющие на процесс редуцирования, а затем разрешения вопроса о совместимости всех этих дифференциальных уравнений.

Мы опускаем все математические выкладки, связанные с получением основного уравнения динамики регулирования для сложных случаев, ограничившись разбором наиболее простого случая.

Укажем лишь, что в любом случае уравнение динамики регулирования получается в виде линейного дифференциального уравнения третьего порядка типа

$$\frac{d^3 \varphi}{dt^3} + A_1 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + A_2 \frac{d \varphi}{dt} + A_3 \varphi + A_4 = 0, \quad (11)$$

где A_1, A_2, A_3, A_4 — коэффициенты и свободные члены уравнения, φ — относительная величина регулируемого параметра (в нашем случае $\varphi = \frac{\Delta p_2}{p_2}$), t — время.

Чем меньше меняется φ , тем меньше меняется p_2 во времени и тем устойчивее регулирование.

Толле показал, что форма интеграла подобного уравнения зависит от корней и характеристического уравнения

$$X^3 + A_1 X^2 + A_2 X + A_3 = 0, \quad (12)$$

причем интеграл содержит периодические функции лишь в том случае, если два корня этого характеристического уравнения мнимые. Характер колебательного движения зависит при этом исключительно от знака действительной части α мнимых корней X_1 и X_2 характеристического уравнения. Корни в этом случае имеют вид:

$$\begin{aligned} X_1 &= \alpha - \beta i, \\ X_2 &= \alpha + \beta i, \\ X_3 &= z \text{ (действительное число)}, \end{aligned}$$

и интеграл уравнения при наличии мнимых корней выражается так:

$$\varphi = -\frac{A_4}{A_3} + C_1 e^{\alpha t} + e^{\alpha t} (C_2 \cos \beta t + C_3 \sin \beta t), \quad (13)$$

где z — действительный корень характеристического уравнения; C_1, C_2 и C_3 — постоянные интегрирования, а e — основание натуральных неперовых логарифмов.

Видно, что φ беспредельно растет при $\alpha > 0$, колебания затухают при $\alpha < 0$ и продолжают бесконечно с постоянной амплитудой при $\alpha = 0$. Таким образом затухание колебаний

происходит лишь, если $\alpha < 0$. Это имеет место в том случае, если коэффициенты дифференциального уравнения удовлетворяют условию

$$A_1 \cdot A_2 - A_3 > 0, \quad (14)$$

и таким образом, если известно дифференциальное уравнение динамики редуктора и его коэффициенты, достаточно для получения устойчивого регулирования соблудности вышеприведенные условия (14). Условие это относится к редукторам любого типа и является во всех отношениях общим.

Таким образом дело сводится в конечном итоге к определению коэффициентов уравнения динамики редуктора, а стало быть, к составлению его.

Уравнение это должно связать следующие два закона: закон движения клапанов при изменении φ и закон, дающий, наоборот, изменение φ в зависимости от величины открытия клапана.

Метод составления дифференциального уравнения динамики покажем на простейшем примере регулирования давления до некоторой величины $p_2 > 1$ с последующим дросселированием в сопле до разрежения в диффузоре, причем будем считать, что p_2 настолько больше единицы, что разрежением в диффузоре можно пренебречь и уподоблять истечение через сопло в диффузор истечению через сопло в атмосферу.

Закон изменения давления. Обозначим через V — объем трубопровода, соединяющего редуктор с местом расхода газа (второй редуктор или смеситель);

$G_{прив}$ — количество газа, поступающего в этот трубопровод в секунду через клапан редуктора;

$G_{расх}$ — количество газа, расходуемого из этого трубопровода в секунду через газовое сопло;

ΔG — количество газа, остающегося в секунду в трубопроводе;

γ — удельный вес газа.

При переменном режиме $G_{прив}$ не равняется $G_{расх}$ и остаток ΔG идет на увеличение или уменьшение давления

$$\Delta G = G_{прив} - G_{расх}.$$

За время dt остающееся количество газа равно $dG = \Delta G dt$. Этот излишек вызовет, очевидно, изменение удельного веса газа в трубопроводе на величину $d\gamma$. Очевидно,

$$d\gamma = \frac{dG}{V} = \frac{\Delta G \cdot dt}{V},$$

откуда получим

$$\Delta G dt = V d\gamma.$$

Обозначая через D — количество газа, содержащегося в трубопроводе, получим $D = V \cdot \gamma$. Откуда после подстановки найдем

$$\Delta G dt = D \frac{d\gamma}{\gamma},$$

но

$$\frac{d\gamma}{\gamma} = \frac{dv_2}{p_2}$$

и

$$\Delta G dt = D \frac{dp_2}{p_2}$$

или

$$\Delta G = \frac{D}{p_2} \cdot \frac{dp_2}{dt}.$$

Введем понятие об относительном отклонении давления, подразумевая под этим отклонением φ отношение

$$\varphi = \frac{\Delta p_2}{p_2}, \quad \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dp_2}{p_2 dt},$$

откуда

$$\Delta G = D \frac{d\varphi}{dt}$$

и стало быть,

$$D \frac{d\varphi}{dt} = G_{прив} - G_{расх}. \quad (15)$$

Определим теперь правую часть найденного уравнения.

При $v_1 = \text{const}$ количество газа, поступающего в соединительный трубопровод, зависит исключительно от открытия клапана X и пропорционально площади проходного сечения в клапане F_x

$$G_{прив} = a_1 \cdot F_x.$$

где a_1 — постоянная, зависящая от характера истечения и коэффициента истечения.

В случае плоского клапана $G_{прив}$ пропорционально X , получаем

$$G_{прив} = a \cdot X,$$

где $a = \text{const}$.

Выражение для $G_{расх}$ более сложно, так как расход газа из соединительного трубопровода происходит через газовое сопло постоянного сечения, и переменным является давление, под действием которого происходит истечение. Истечение происходит под действием перепада $p_2 - p_0$, равного разности давлений в соединительном трубопроводе и диффузоре p_0 .

Но согласно введенным ранее допущениям

$$p_2 - p_0 = p_2 - 1 = p_2 \text{ атм. манометрических}$$

и при этом относительное изменение этого перепада будет приблизительно равно φ .

Упрощенно будем считать, что уменьшением удельного веса газа в процессе истечения можно пренебречь, тогда верна формула

$$G_{расх} = \mu F \sqrt{2g(p_2 - p_0)}$$

и

$$p_2 - p_0 = \frac{G_{расх}^2}{2F^2 \mu^2 g}$$

или

$$p_2 - p_0 = b G_{расх}^2,$$

где

$$b = \frac{1}{2gF^2 \mu^2 g},$$

Дифференцируя уравнение $p_2 - p_0$, имеем

$$2b G_{расх} dG_{расх} = dh,$$

или

$$\frac{2b G_{расх} \cdot dG_{расх}}{b G_{расх}^2} = \frac{dh}{h},$$

откуда

$$dG_{расх} = \frac{1}{2} G_{расх} \frac{dh}{h}$$

и очевидно,

$$dG_{расх} = \frac{1}{2} G_{расх} \frac{dh}{h},$$

$$\Delta G_{расх} = \frac{1}{2} G_{расх} \frac{\Delta h}{h} = \frac{1}{2} G_{расх} \varphi$$

и величина

$$\Delta G = G_{прив} - G_{расх} = a \cdot \Delta X - \frac{1}{2} G_{расх} \varphi. \quad (16)$$

Приравнивая правые части уравнений (15) и (16), получим

$$D \frac{d\varphi}{dt} = a \cdot \Delta X - \frac{1}{2} G_{расх} \cdot \varphi. \quad (17)$$

Найденное уравнение и является законом изменения давления в трубопроводе в зависимости от положения клапана в дифференциальной форме.

Закон движения клапана. Законом движения клапана в дифференциальной форме является уравнение, составленное согласно закону Даламбера. Возьмем наиболее простой случай. Сила, действующая на клапан, меняется лишь в зависимости от изменения Δp_2 и от наличия пружины с коэффициентом упругости C . Для простоты будем считать, что сила, передающаяся от диафрагмы на клапан, равна $p_2 F$, т. е. будем принимать $A = 0$, и тогда согласно закону Даламбера

$$M \frac{d^2 \Delta X}{dt^2} = \Delta p_2 F + C \Delta X,$$

где M — масса подвижных частей редуктора;

ΔX — подъем клапана в данный момент, считая от положения нарушенного равновесия;

F — площадь диафрагмы.

Подставляя

$$\Delta p_2 = \varphi p_2,$$

получим

$$M \frac{d^2 \Delta X}{dt^2} = p_2 \varphi F + C \Delta X. \quad (18)$$

Это уравнение и является законом движения клапана в дифференциальной форме.

Уравнение динамики редуктора. Теперь необходимо объединить оба уравнения в одно. Для этого найдем ΔX в

$$\frac{d^2 \Delta X}{dt^2}$$

из уравнения (18) и подставим их в уравнение (17). Из уравнения (18) имеем:

$$\Delta X = \frac{D}{a} \frac{d\varphi}{dt} + \frac{1}{2} \frac{G_{расх}}{a} \varphi,$$

$$\frac{d^2 \Delta X}{dt^2} = \frac{D}{a} \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{1}{2} \frac{G_{расх}}{a} \frac{d^2 \varphi}{dt^2}$$

и подставляя это выражение в уравнение (17), найдем:

$$M \frac{D}{a} \frac{d^3 \varphi}{dt^3} + \frac{M}{2} \frac{G_{расх}}{a} \frac{d^3 \varphi}{dt^3} - p_2 F \varphi - \frac{CD}{a} \frac{d\varphi}{dt} +$$

$$+ \frac{C}{2} \frac{G_{расх}}{a} \varphi = 0,$$

откуда основное уравнение динамики редуктора для разбираемого простейшего случая получится в форме

$$MD \frac{d^3 \varphi}{dt^3} + \frac{M}{2} G_{расх} \frac{d^3 \varphi}{dt^3} - CD \frac{d\varphi}{dt} - \left(\frac{CG_{расх}}{2} + \right.$$

$$\left. + aFP_2 \right) \varphi = 0.$$

Мы пришли таким образом, к линейному дифференциальному уравнению вида

$$\frac{d^3 \varphi}{dt^3} + A_1 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + A_2 \frac{d\varphi}{dt} + A_3 \varphi + A_4 = 0,$$

где

$$A_1 = \frac{G_{расх}}{2D}; \quad A_2 = -\frac{C}{M};$$

$$A_3 = \frac{\frac{CG_{расх}}{2} + aFP_2}{MD};$$

$$A_4 = 0.$$

Условием получения затухающих колебаний для нашего случая будет

$$A_1 A_2 - A_3 > 0$$

$$-\frac{CG_{расх}}{2DM} + \frac{CG_{расх}}{2DM} + \frac{a r_2 F}{MD} > 0.$$

$$\frac{a r_2 F}{MD} > 0.$$

Это неравенство соблюдается всегда, так как в левой части его стоит величина существенно положительная. Таким образом редуктор, удовлетворяющий сделанным допущениям, будет всегда иметь затухающие колебания при изменении режима работы.

Если фактор, характеризующий знак коэффициента затухания равен 0, т. е. если $A_1 A_2 - A_3 = 0$, то затухание не имеет места и гармонические колебания продолжаются беспредельно. В нашем случае это может иметь место, если $M = \infty$ и $D = \infty$. Отсюда сделаем следующий чрезвычайно важный с практической точки зрения вывод: чем больше масса подвижных частей редуктора и чем больше объем соединительного трубопровода между редуктором и смесителем, тем больше угроза получения вредного колебательного эффекта при изменении режима работы.

Подробное исследование уравнения динамики регулирования показывает, что основной причиной получения затухающих колебаний является наличие в уравнении члена, содержащего $\frac{d\varphi}{dt}$ и $\frac{d^2 \varphi}{dt^2}$, а наличие члена содержащего φ , наоборот служит

причиной получения усилий, стремящихся поддержать колебание. Поэтому важно получить коэффициенты A_1 и A_2 уравнения динамики возможно большими, а коэффициент A_3 возможно меньшим. Помимо разобранного влияния M и D это может быть достигнуто также путем увеличения величины коэффициента жесткости пружин C и уменьшения площади диафрагмы F . Статический же разбор показал нам, что увеличение C и уменьшение F увеличивает неравномерность редуктора. Это позволяет утверждать, что в редукторах, подобно центробеж-

ным регуляторам, увеличение неравномерности регулируемого параметра улучшает динамику регулирования.

Если отказаться от ряда принятых нами в этом выводе допущений и написать дифференциальное уравнение динамики для условий, более приближающихся к действительности, то мы получим уравнение более сложное, вывод более громоздким и трудным. Вывод этот показывает, что если при регулировании машин источником затухания колебаний являются лишь искусственно вводимая неравномерность и трения, то в случае регулирования давления источником затухания колебаний является также обратное действие падения давления в соединительном трубопроводе на приход и расход газа и дросселирование в трубке, подводящей газ к мембране (если она имеется), и некоторые иные причины чисто гидравлического характера.

Затухание колебаний, вызванное этими причинами, может быть столь сильным, что хорошая работа редуктора будет обеспечена даже при условии минимального трения и абсолютного постоянства p_2 . С этой точки зрения прав Вюнш, который говорит, что процесс регулирования давления устойчив сам по себе и применение каких-либо демпферов или успокоителей в редукторах никогда не оправдывается. Во всяком случае разделение полости выхода газа из клапана и полости, в которой помещена диафрагма, дросселирующим каналом во всех отношениях полезно.

Выводы из теории редукторов

1. Всегда следует максимально уменьшать неуравновешенную поверхность клапана. Клапан надо подбирать возможно более точно для каждого конкретного условия работы, не допуская излишне большого запаса производительности.

2. В редукторах высокого давления всегда лучше применять плоские пластинчатые клапаны, открывающиеся в сторону поддерживаемого давления.

В редукторах одноступенчатых и низкого давления наилучшим является конический клапан, открывающийся в сторону высокого давления.

3. Редуктор одноступенчатый или низкого давления тем лучше, чем меньше в нем шарнирных соединений и других элементов, которые могут быть первопричиной потерь на трение.

4. Увеличивая передаточное число рычажной передачи редуктора, мы увеличиваем силу, передающуюся на клапан от диафрагмы, и этим позволяем уменьшить диафрагму или уменьшить разрежение в диффузоре, но одновременно мы сильно увеличиваем прогиб диафрагмы, а стало быть, увеличиваем неравномерность поддерживаемого давления.

5. Массу подвижных частей редуктора следует максимально уменьшать, а самый редуктор следует устанавливать как можно ближе к смесителю. При двухступенчатом редуцировании расстояние между редуктором высокого и низкого давлений должно быть невелико.

6. Пружины, устанавливаемые в редукторе, всегда должны иметь минимальный коэффициент жесткости, а диафрагма — возможно более плавное протекание характеристики.

7. Максимальный ход клапана следует по возможности уменьшать.

8. Всегда в любом редукторе желательно располагать диафрагму в изолированной полости, а газ подводить к диафрагме по узкому, сильно задросселированному каналу.

9. В любом редукторе, если он имеет диафрагму или пружины, или неуравновешенный клапан, невозможно добиться постоянства p_2 и p_2 меняется в зависимости от давления p_1 входящего газа и от величины расхода. При этом p_2 всегда увеличивается с увеличением расхода, а знак изменения p_2 при изменении p_1 зависит от конструкции клапана (открывается в сторону высокого или низкого давления) и от того, поддерживается на выходе избыточное давление или разрежение.

10. При эксплуатации заводского прибора нельзя произвольно менять в нем пружин, диафрагм и других деталей, влияющих на его равномерность. Детали эти тщательно подбираются путем статического и динамического анализа прибора, и менять их — значит портить редуктор.

11. Если в гараже переводят на газ автомашины самостоятельно и до получения заводской аппаратуры сами строят редукторы, что вообще вполне возможно вследствие их конструктивной простоты, то необходимо, спроектировав редуктор с учетом всех приведенных правил, построить графически его характеристики и выяснить его динамическую устойчивость по методам, приведенным в расчетной части этой статьи.

12. Всегда рационально применять в редукторах усилительные устройства, так как улучшение работы прибора вполне окупает незначительное осложнение его. Надо лишь максимально упрощать конструкцию этих устройств.

Древесноугольные газогенераторы для автомобилей ЗИС и ГАЗ-АА

П. О. ЗАРЕЦКИЙ

Вопросы производства древесноугольных газогенераторов для автомашин ЗИС и ГАЗ и освоения их в эксплуатации ожидают ближайшего разрешения, так как этот вид твердого топлива по ряду показателей не уступает древесным чуркам. С целью популяризации газогенераторного дела и проверки работы отечественных газогенераторных установок в различных дорожных условиях Наркоммашем был организован большой пробег газогенераторных автомобилей, протяжением более 10 тыс. км. Старт пробегу был дан 1 июля с. г. в 13 час. на территории НАТИ. Маршрут пробега: Москва — Куйбышев — Казань — Уфа — Магнитогорск — Челябинск — Омск — Свердловск — Горький — Ярославль — Ленинград — Минск — Киев — Москва. Карта маршрута приведена на рис. 1.

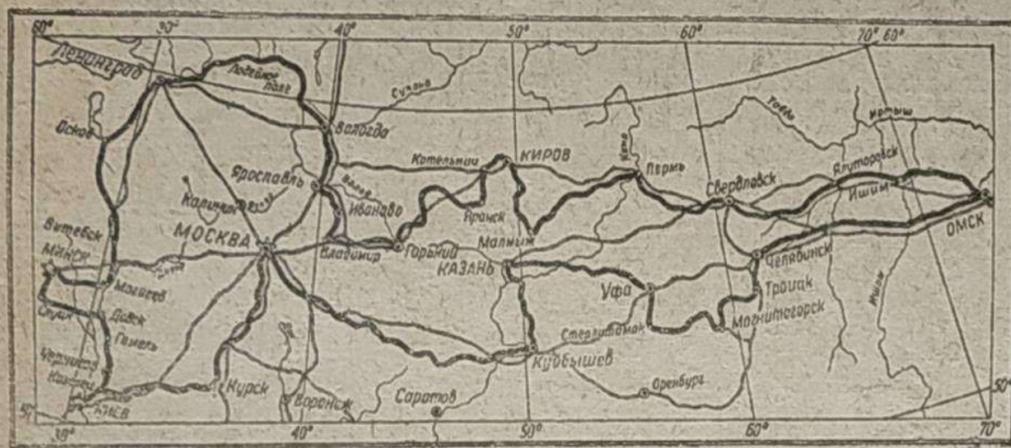


Рис. 1. Маршрут пробега газогенераторных автомобилей.

В пробеге участвовали 12 газогенераторных автомобилей и 5 обслуживающих, бензиновых.

Из пяти газогенераторных автомобилей ГАЗ-АА, участвовавших в пробеге, четыре автомобиля оборудованы древесными газогенераторными установками НАТИ-Г-14 и один — древесно-угольной установкой НАТИ-Г-21.

Из семи автомобилей ЗИС четыре имеют древесные газогенераторные установки ЗИС-21, два — древесные установки ДГ-13 ГУЛАГ и один — древесно-угольную установку НАТИ-Г-23.

Краткая характеристика этих установок приведена в табл. 1. В статье дается описание устройства и основных показателей работы древесно-угольных газогенераторных установок НАТИ-Г-21 и НАТИ-Г-23, участвовавших в пробеге, первая на грузовике ГАЗ-АА, а вторая — на ЗИС-5. Обе эти установки были спроектированы и построены в НАТИ. Перед пробегом они прошли длительные испытания в НАТИ на пути в 20 тыс км и затем правительственные испытания в тяжелых условиях работы на пути в 4,2 тыс. км и рекомендованы к производству. Обе установки показали хорошие результаты как в отношении газификации древесного угля, так и в отношении надежности, прочности и простоты изготовления.

По конструкции эти установки отличаются друг от друга только размерностью. Поэтому приводимое ниже описание в равной мере относится к обеим установкам.

Работа установок

Древесноугольные газогенераторные установки Г-21 и Г-23 состоят каждая из генератора, охладителя и очистителя газа, смесителя и вентилятора, предназначенного для розжига генератора и двигателя, приспособленного для работы на газе. Схемы установок приведены на рис. 2 и 3.

Работа установок заключается в следующем. В генераторе происходит образование горючего газа в результате горения древесного угля. В охладителе газ охлаждается и проходит предварительную грубую очистку от угольной мелочи и золы, уносимой газами из генератора.

В очистителе производится окончательная, так называемая тонкая очистка газа и дополнительное его охлаждение.

Очищенный и охлажденный газ далее поступает в смеситель, где происходит смешение его с воздухом и образование рабочей смеси.

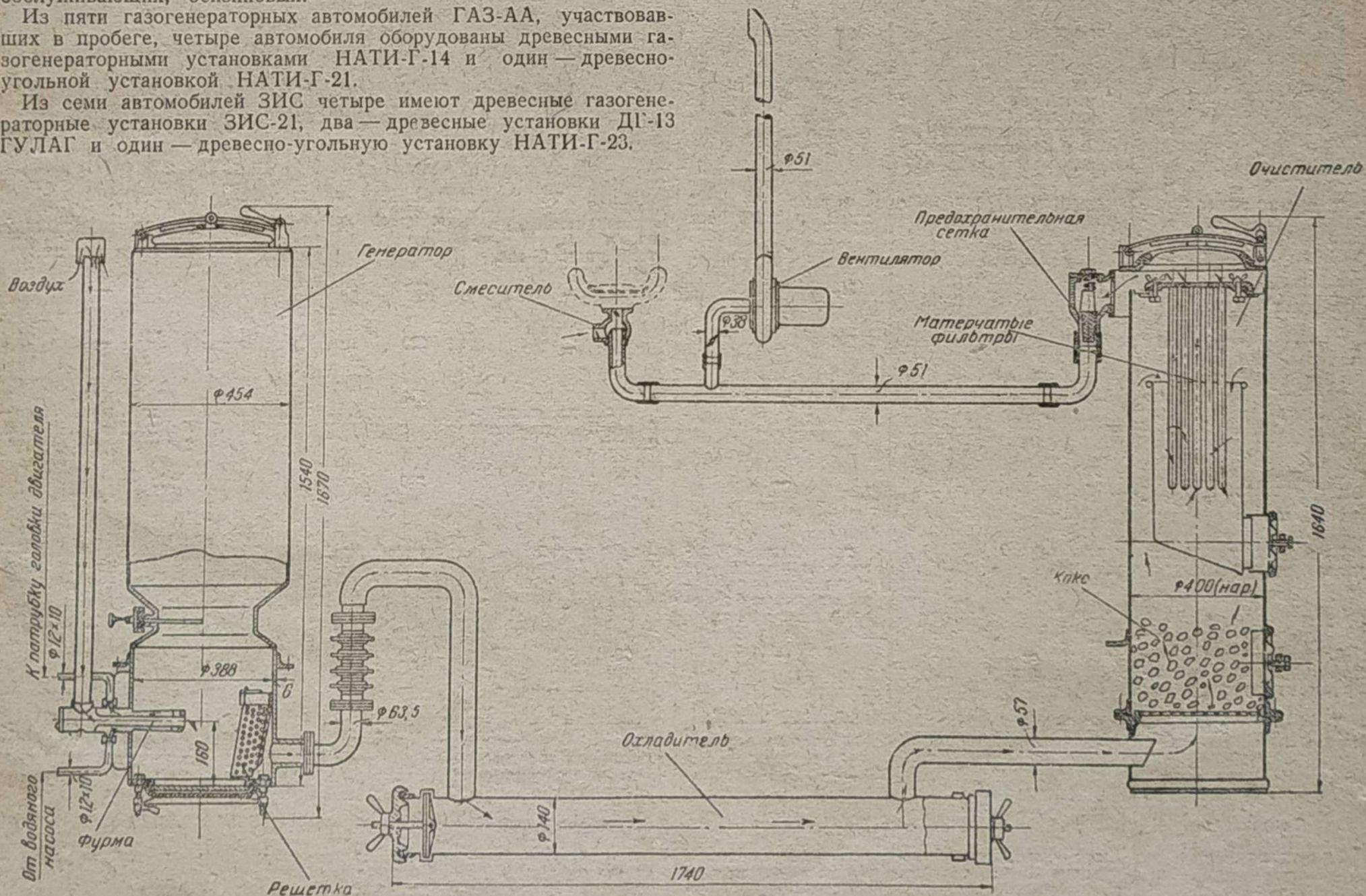


Рис. 2. Схема древесноугольной газогенераторной установки НАТИ-Г-21 для автомобиля ГАЗ-АА.

	Автомобили ЗИС с газогенераторными установками			Автомобили ГАЗ-АА с газогенераторными установками	
	ЗИС-21	ДГ-43	НАТИ-Г-23	НАТИ-Г-14	НАТИ-Г-21
Газогенератор					
Род употребляемого топлива	древесные чурки	древесные чурки	мелкий древесный уголь размером 10-25 мм	древесные чурки	мелкий древесный уголь размером 10-25 мм
Процесс газификации	опрокинутый	опрокинутый	горизонтальный	опрокинутый	горизонтальный
Способ розжига генератора	факелом с просасыванием воздуха отсасывающим вентилятором с приводом от электромотора, возможны также двигатели на бензине	факелом и отсасывающим вентилятором с приводом от электромотора; двигателем при работе на бензине	факелом с просасыванием воздуха отсасывающим вентилятором от электромотора, двигателем при работе на бензине	факелом и отсасывающим вентилятором с электромотором, двигателем на бензине	факелом и отсасывающим вентилятором с электромотором, а также двигателем на бензине
Расположение генератора на автомобиле и способ крепления	с правой стороны, в вырезе заднего угла кабины, крепится к раме на кронштейнах	с левой стороны за кабиной; крепится к раме на швеллерах	с левой стороны за кабиной, крепится к раме на швеллерах	с левой стороны за кабиной, — на швеллерах	с левой стороны за кабиной, — на швеллерах
Форма бункера генератора	цилиндрическая	цилиндрическая	цилиндрическая	цилиндрическая	цилиндрическая
Высота бункера в мм	1 330	1 200	1 048	1 010	850
Диаметр бункера в мм	502	505 (внутр. сред.)	497 (внутр.)	400 (внутр.)	454 (внутр.)
Диаметр загрузочного люка в мм	454	320	333	336	336
Диаметр зольников в мм	—	150	278	160	278
Подогрев бункера	имеется полный отбор газа из генератора — верхний	имеется неполный	нет	имеется полный отбор газа из генератора — верхний	нет
Имеется ли предохранительная (от коррозии) рубашка в бункере	имеется из листа красной меди	—	нет	имеется из листа красной меди	нет
Имеется ли отбор конденсата	нет	имеется	нет	нет	нет
Топливник	цельнолитой, типа Берлие, из малоуглеродистой стали, алитированный, приваренный к бункеру генератора	литой из жароупорного чугуна; составной из нескольких частей	сварной из малоуглеродистой листовой стали толщиной 6 мм	цельнолитой из малоуглеродистой стали алитированный	сварной из малоуглеродистой стали толщиной 6 мм
Система подвода воздуха в камеру горения	фурмами (10 шт.) диаметром по 9,2 мм	фурмы (16 шт.) диаметром по 8 мм	одной фурмой, охлаждаемой водой из системы двигателя diam. 25 мм	фурмы (10 шт.) диаметром 8 мм	одна фурма, диаметром 18 мм, охлаждается водой из системы двигателя
Диаметр зоны горения в мм	340	310	—	200	—
Диаметр горловины камеры в мм	150	200	—	120	—
Высота активной зоны в мм	205	—	расстояние от фурмы до газоотборной решетки 230 мм	174	расстояние от фурмы до газоотборной решетки 220 мм
Расстояние от зоны горения до дна зольника в мм	320	—	190	320	160
Крепление топливника к бункеру	приваркой	топливник к бункеру и воздушное кольцо к топливнику крепятся болтами и заклепками	приваркой	приваркой	приваркой
Радиус действия автомобиля на одной загрузке генератора в км	—	—	70	70	60-70
Колосниковая решетка	нет	имеется диаметр 507 мм из жароупорного чугуна	имеется газоотборная решетка из листовой стали с малым содержанием углерода	нет	имеется газоотборная решетка из листовой стали с малым содержанием углерода
Охладитель					
Тип охлаждаителя	газ охлаждается в очистителях; специального охлаждаителя нет	газ охлаждается в очистителях; специального охлаждаителя нет	полый цилиндр — он же грубый очиститель	газ охлаждается в очистителях; специального охлаждаителя нет	полый цилиндр — он же грубый очиститель

* По материалам Оргкомитета пробега.

Таблица 1 (продолжение)

	Автомобили ЗИС с газогенераторными установками			Автомобили ГАЗ-АА с газогенераторными установками	
	ЗИС-21	ДГ-13	НАТИ-Г-23	НАТИ-Г-14	НАТИ-Г-21
Очиститель					
Тип грубого очистителя	инерционный — три горизонтальных последовательно соединенных цилиндра с вставными батареями перфорированных дисков; диски смонтированы на 3 стержнях и отделены друг от друга распорными втулками. Каждый цилиндр имеет 2 секции дисков	поверхностный — пять горизонтальных цилиндрических очистителей со щеточными ершами (общий с грубым очистителем)	инерционный, по- лый цилиндр — он же охладитель	инерционный, 2 пря- моугольных ящика с вставными перфориро- ванными пластинами, смонтированными на стержнях и отделен- ными друг от друга распорными втулками	инерционный, по- лый цилиндр — он же охладитель
Тип тонкого очи- стителя	вертикальный ци- линдр с двумя слоями колец Рашига, поверх- ностный	—	поверхностный: кокс и матерчатый фильтр	поверхностный: вер- тикальный цилиндр с двумя слоями колец Рашига	поверхностный: кокс и матерчатый фильтр
Расположение очи- стителей	горизонтальные — под платформой попе- рек рамы; тонкий очи- ститель с левой сторо- ны у кабины	под платформой поперек рамы и с правой стороны вдоль лонжерона рамы	грубый очисти- тель-охладитель под платформой поперек рамы; тон- кий очиститель вер- тикально с правой стороны за кабиной	грубые горизонталь- ные очистители — под платформой вдоль ра- мы; тонкий очиститель, вертикальный — с пра- вой стороны за каби- ной	грубый очисти- тель — под платфор- мой поперек рамы; тонкий очиститель вертикально с пра- вой стороны за ка- биной
Габариты очистите- лей в мм:					
а) горизонтальных	204 × 1905	3 шт. \varnothing 220; l = 1400	\varnothing 210 × 1800	137 × 237 × 1420	\varnothing 140 × 1740
б) вертикальных	334 × 1810	2 шт. \varnothing 220; l = 650 мм	\varnothing 454 × 1617	\varnothing 400 × 1660	\varnothing 400 × 1640
Поверхность охлади- телей и очистителей в м ²	5,5	4,5	3,6	4,5	2,9
Емкость очистителей и охладителей в м ³	0,348	0,23	0,31	0,236	0,22
Смеситель					
Тип смесителя	эжекторный от уста- новки ЗИС-13	эжекторный от установки ЗИС-13	эжекторный от ЗИС-13	эжекторный с цен- тральным подводом газа	эжекторный с центральным под- водом газа
Вентилятор розжига					
Тип вентилятора	центробежный с эле- ктроприводом; пита- ние 12-в электромотор- чика от батарей аккумулятора	центробежный с электромотором, на 12 в, от установки ЗИС-13	центробежный с электромотором 12 в	центробежный с эле- ктродвигателем на 12 в. Питается током от 6-в батарей	то же, что и у Г-14
Расположение венти- лятора	вентилятор — за брыз- говиком у правой под- ножки кабины	над правой под- ножкой кабины	вентилятор — за брызговиком у пра- вой подножки ка- бины	над правым крылом у подножки кабины	над правым кры- лом у подножки кабины
Место соединения вентилятора к газ- проводу	у смесителя	—	у смесителя	вблизи смесителя	вблизи от смеси- теля
Двигатель					
Фирма	ЗИС	ЗИС	ЗИС	ГАЗ	ГАЗ
Тип	газовый, ЗИС-13	газовый, ЗИС-13	газовый, ЗИС-13	газовый, ГАЗ-АА	газовый, ГАЗ-АА
Год выпуска	1938	1938	1938	1938	1938
Число цилиндров	6	6	6	4	4
Диаметр цилиндров в мм	101,6	101,6	101,6	98,4	98,4
Ход поршней в мм	114,3	114,3	114,3	108	108
Литраж двигателя в л	5,55	5,55	5,55	3,23	3,28
Степень сжатия	7,0	7,0	7,0	6,4	6,4
Мощность двигателя на газе в л. с.	48	48	48	29	29
Число оборотов в минуту	2 400	2 400	2 400	2 200	2 200
Тип карбюратора	Солекс 2 (18,5 мм)	—	Солекс 2	Тип «Солекс»	Тип «Солекс»
Емкость бензобака в л	7,5	—	7,5	40	40
Тип динамомашины	ГА-27	ГА-27	ГА-27	стандартный	стандартный
Тип стартера	стандартный МАФ	стандартный МАФ	стандартный МАФ	стандартный	стандартный
Тип магнето	СС6	СС6	СС6	стандартный дистри- бутор	дистрибутор

	Автомобили ЗИС с газогенераторными установками			Автомобили ГАЗ-АА с газогенераторными установками	
	ЗИС-21	ДГ-13	НАТИ-Г-23	НАТИ-Г-14	НАТИ-Г-21
Свечи	стандартные	стандартные	стандартные	стандартные	стандартные
Тип аккумулятора	2 шт. ЗСТА-144	2 шт. ЗСТА-144	2 шт. ЗСТА-144	ЗСТА-112	ЗСТА-112
Шасси					
Фирма, год выпуска	ЗИС-21, 1938	ЗИС-5, 1938	ЗИС-1938	ГАЗ-АА, 1938	ГАЗ-АА, 1938
Грузоподъемность (бензин шасси в т)	3	3	3	1,5	1,5
База в мм	3 810	3 810	3 810	3 340	3 340
Сцепление	стандартное ЗИС 5	стандартное	стандартное	стандартное	стандартное
Коробка передач	стандартная	стандартная	стандартная	стандартная	стандартная
Передаточное число в заднем мосту	7,66	7,66	7,66	стандартная 6,6	стандартная 6,6
Размер покрышек	34 × 7	34 × 7	34 × 7	32 × 6,00	32 × 6,00
Рама	ЗИС-5, но усиленная	стандартная	стандартная	стандартная	стандартная
Платформа	габаритные размеры стандартные, имеет специальные брусья	ЗИС-5, с вырезом переднего угла	укороченная	укороченная	укороченная
Рессоры	правые передние усиленные, остальные стандартные	стандартные	стандартные	стандартные	стандартные

Поступившая затем в двигатель эта рабочая смесь сжигается так же, как и воздушно-бензиновая смесь в бензиновом двигателе.

Таким образом, древесный уголь используется для работы двигателя и передвижения автомобиля, будучи предварительно превращен в горючий газ в газогенераторе.

Газогенераторы Г-21 и Г-23

Газогенераторы работают на мелком древесном угле, размером 10—25 мм, по принципу горизонтального процесса газообразования. Каждый из них представляет собой вертикально расположенный сварной цилиндр с двумя люками. Верхний люк пред-

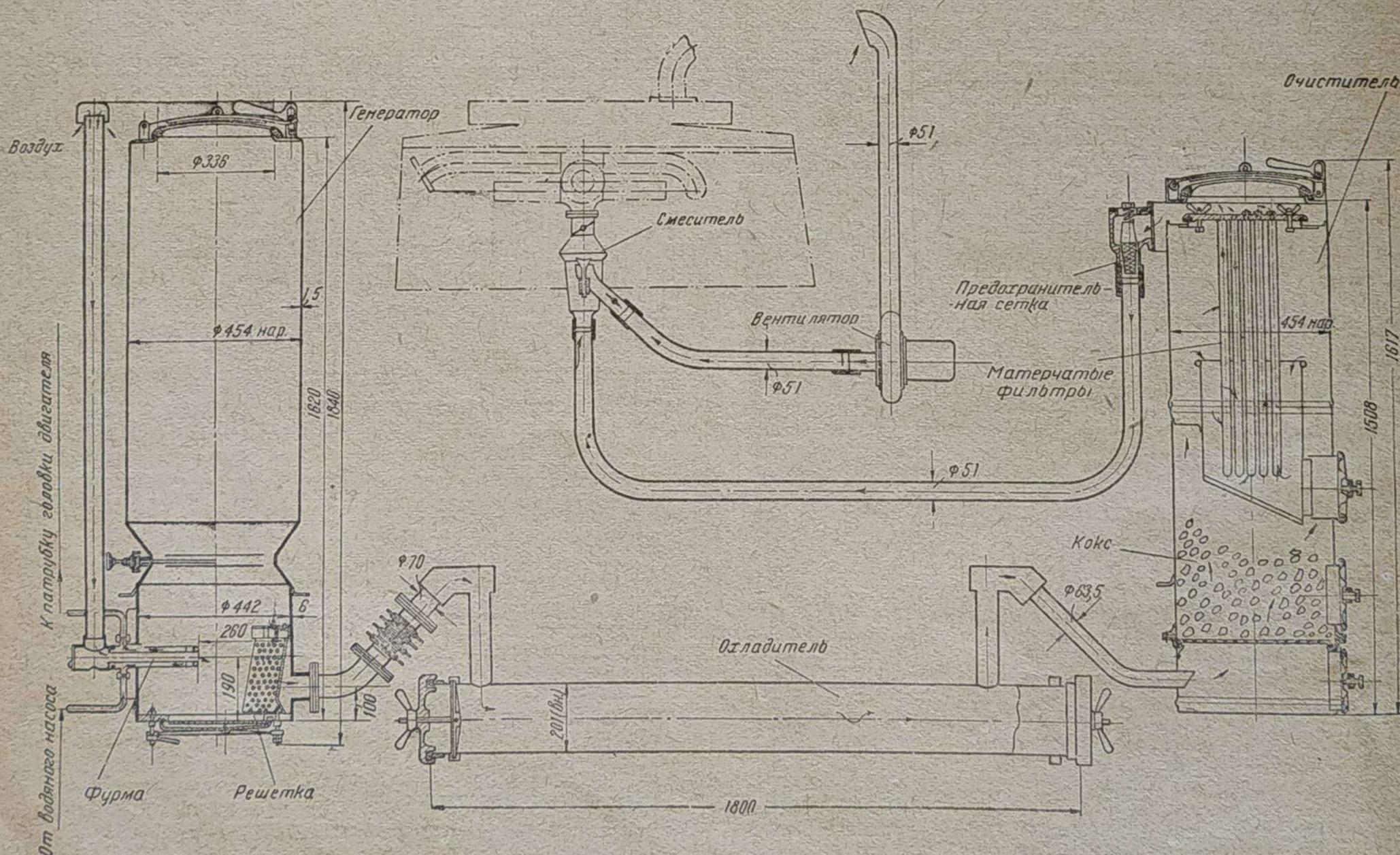


Рис. 3. Схема древесноугольной газогенераторной установки НАТИ-Г-23 для автомобиля ЗИС

назначен для загрузки топлива в генератор, нижний — для разгрузки и очистки камеры горения. Верхняя часть у обоих генераторов (бункер) сварена из листовой стали толщиной 1,5 мм. Нижняя часть газогенераторов, изготовленная из листовой стали толщиной 6 мм, является камерой газообразования.

С наружной стороны, у воздушной фурмы, камеры имеют продольные ребра, служащие для лучшего охлаждения этого места. Камера горения в каждом генераторе соединяется с бункером через суженную часть, в виде горловины. В приливе горловины генератора имеется щель, в которую вставляется заслонка перед разгрузкой камеры горения, если при этом не хотят выгружать все топливо из генератора. Назначение этой заслонки заключается в том, чтобы поддерживать уголь в бункере генератора и предохранить его от высыпания из генератора во время разгрузки камеры горения от угля, золы и шлака.

После очистки камеры и закрытия нижнего люка генератора эта заслонка вынимается, а щель закрывается крышкой с уплотняющей прокладкой. Во время работы генератора этот люк закрыт крышкой, а заслонка отсутствует.

Воздух, необходимый для горения угля, поступает в генератор через одну горизонтально расположенную фурму. Фурма изготовлена из меди и охлаждается водой из системы двигателя. Она представляет собой цилиндр с двойными стенками, между которыми циркулирует охлаждающая вода.

Проходное отверстие для воздуха в фурме генератора Г-21 имеет в диаметре 18 мм, а у Г-23 — 25 мм.

Трубка, подводящая воду к фурме у генератора Г-21, смонтированного на автомобиле ГАЗ-АА, идет от трубы, подводящей воду из радиатора в водяную рубашку двигателя; трубка, отводящая воду из этой фурмы, присоединена к головке блока двигателя вблизи водяной помпы.

В установке Г-23, смонтированной на автомобиле ЗИС, подводящая трубка присоединена к верхней части корпуса водяной помпы, а отводящая — к водяному патрубку головки блока цилиндров.

В камере горения генератора, против воздушной фурмы, перед патрубком отбора газа, установлена стальная газоотборная решетка, предотвращающая попадание с газами мелких угольков в газоотборную трубу и систему очистки газа.

Эта решетка в каждом генераторе выполнена из листовой стали, имеет небольшой наклон к вертикали и изогнута по дуге немного меньшего радиуса, чем камера.

Отверстия в решетках для прохода газа у обоих генераторов расположены в шахматном порядке и имеют диаметр по 8 мм.

Газоотборные решетки, будучи подвешены в камерах горения на крюках, легко вынимаются и ставятся на место через нижние люки генераторов. Трубы, отводящие газ из генераторов, помещены в нижней части камер, немного ниже уровня воздухоподводящих фурм.

Нижний разгрузочный люк генератора закрывается заслонкой и крышкой; эта заслонка обеспечивает удобство обслуживания генератора при разгрузках камеры, поддерживая уголь от высыпания при открывании крышки.

Герметичность в нижних и верхних люках обеспечивается прокладками из асбестового шнура.

Емкость генератора Г-21 составляет 35 кг мелкого древесного угля, а Г-23 — 51 кг, что обеспечивает пробег груженого автомобиля по шоссе на одной заправке генератора без пополнения топлива у автомобилей ГАЗ-АА в 70 км, а у автомобиля ЗИС до 75 км.

Следует отметить, что каждый из этих автомобилей снабжен ящиком для хранения запасного топлива, установленным за кабиной, между генератором и очистителем. Вместимость ящиков: у ГАЗ — около 60 кг, у ЗИС — около 90 кг, что может обеспечить дополнительный пробег автомобилей без заправки в 160—170 км при движении по шоссе.

Таким образом, дальность действия этих автомобилей по шоссе без промежуточного снабжения их топливом равна 230—240 км, что вполне достаточно и обеспечивает двухсменную работу автомобиля.

Охладитель газа

При выходе из генератора газ поступает в охладитель.

Охладитель, он же и грубый очиститель газа, представляет собой полый цилиндр с крышками по концам. Охлаждение газа происходит путем передачи тепла стенкам охладителя и затем окружающему воздуху.

Осаждение в очистителе угольной пыли и золы происходит вследствие резкого падения скорости газа за счет значительного увеличения площади сечения грубого очистителя по отношению к площади сечения газопровода, идущего от генератора, а также за счет уменьшения объема газа при охлаждении его в охладителе.

Очистка охладителя от угольной мелочи и золы производится периодически через люки, которые герметически закрываются крышками с асбестовыми прокладками и расположены на концах очистителя.

Соединение охладителя с генератором осуществлено посредством трубы и компенсатора, назначение которого состоит в том, чтобы создать гибкое соединение генератора с очистителем и устранить возможную поломку этого соединения при перекосах автомобиля. Соединение охладителя с очистителем осуществлено трубой с одним фланцем, второй конец этой трубы соединяется с патрубком очистителя резиново-асбестовым шлангом. Охлаждение газа в установках Г-21 и Г-23, кроме того, происходит также при прохождении его по соединительным трубам и в очистителях, которые имеют большую охлаждающую поверхность. Испытания показали, что охлаждение газа в описываемых установках вполне достаточное.

Очиститель газа

Из охладителя газ поступает в тонкий очиститель. Тонкий очиститель газа представляет собой цилиндр, в нижней части которого, на некотором расстоянии от дна, на решетке находится кокс, служащий для очистки газа. Частичная очистка газа от угольной пыли и золы происходит также при входе газа в нижнюю часть очистителя вследствие резкого уменьшения скорости и изменения направления потока газа. При этом более тяжелые твердые частицы выпадают из газового потока и осаждаются на дне очистителя.

Окончательная очистка газа производится матерчатыми фильтрами при прохождении газа через них.

Фильтры состоят из 5 металлических каркасов с надетыми на них двойными чехлами: из байки и гладкого материала (сатина и пр.).

Все каркасы, с надетыми на них матерчатыми чехлами, крепятся к одной крышке, которая вместе с ними легко вставляется

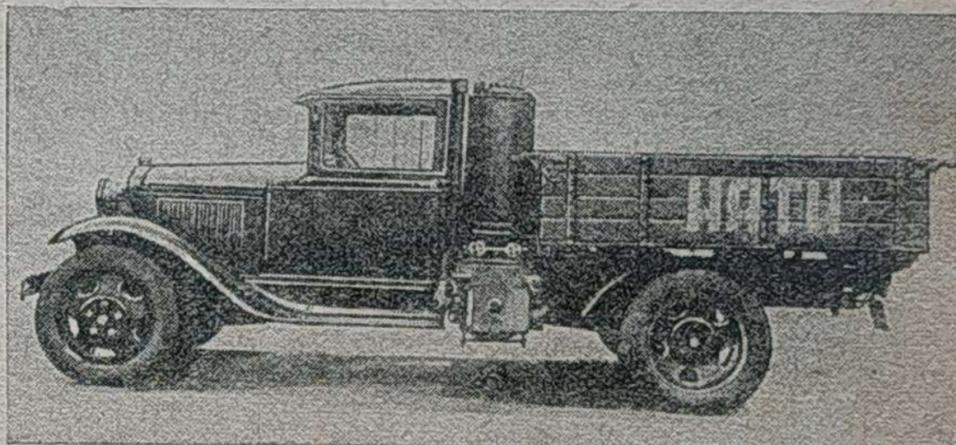


Рис. 4. Автомобиль ЗИС с установкой Г-23. Вид со стороны тонкого очистителя.

и вынимается из корпуса очистителя через верхний его люк, плотно закрываемый крышкой с уплотнительной прокладкой.

Верхние крышки генератора и тонкого очистителя и запоры этих крышек однотипны. Открытие и закрытие их производится быстро и легко. Зажим крышек выполнен в виде рессоры с шарнирно укрепленной рукояткой. Внутри корпуса, под фильтрами, помещена металлическая коробка для сбора угольной пыли, стряхивающейся с фильтров при тряске автомобиля.

Для удобства удаления пыли дно коробки сделано наклонным. Для очистки очистителя от скапливающейся в нем угольной пыли и золы, а также для загрузки и удаления кокса предусмотрены три боковых люка (рис. 4), закрываемые герметически крышками с резиновыми прокладками.

В газоотводящем патрубке очистителя установлена контрольная металлическая сетка, которая в случае повреждения фильтров быстро забивается угольной пылью. При этом работа двигателя резко ухудшается вследствие значительного повышения сопротивления прохождению газов, сигнализируя о неисправной работе фильтров.

Смеситель газа

В описываемых установках применены смесители эжекционного типа: в установке Г-23 — стандартный газосмеситель от установки ЗИС-13, а в установке Г-21 — от древесной установки Г-14 (см. рис. 2 и 3).

Вентилятор розжига

На обоих автомобилях применен 12-вольтовый электрический вентилятор, устанавливаемый на ЗИС-13 и Г-14. Электрооборудование у автомобиля ЗИС с установкой Г-23 — 12-вольтовое, а у ГАЗ-АА — стандартное 6-вольтовое, что обуславливает меньшую производительность вентилятора у автомобиля ГАЗ-АА и более длительный розжиг генератора (см. характеристику автомобиля).

Двигатель и шасси

Автомобиль ЗИС с установкой Г-23 имел стандартное шасси ЗИС-8 (с передаточным числом в заднем мосту 6,41) с газовым двигателем ЗИС-13. Впоследствии передаточное число шестерен заднего моста было увеличено до 7,66 путем постановки шестерен, применяемых в автомобилях ЗИС-13. Это улучшило динамические свойства автомобиля.

Применение шасси ЗИС-8 дало возможность использовать стандартную платформу от автомобиля ЗИС-5 без всяких изменений; вместимость платформы при этом не была уменьшена.

Перед пуском установки Г-23 в указанный выше длительный пробег она была переоборудована на шасси ЗИС-5 с увеличенным передаточным числом в заднем мосту (7,66), при этом были использованы такие же шасси и двигатель, как и для установок ЗИС-21.

Это сделано для получения одинаковых условий работы установок и для возможности сравнения результатов.

При ремонте установок на шасси ЗИС-5 платформа была укорочена. Шасси для установки Г-21 — стандартное ГАЗ-АА.

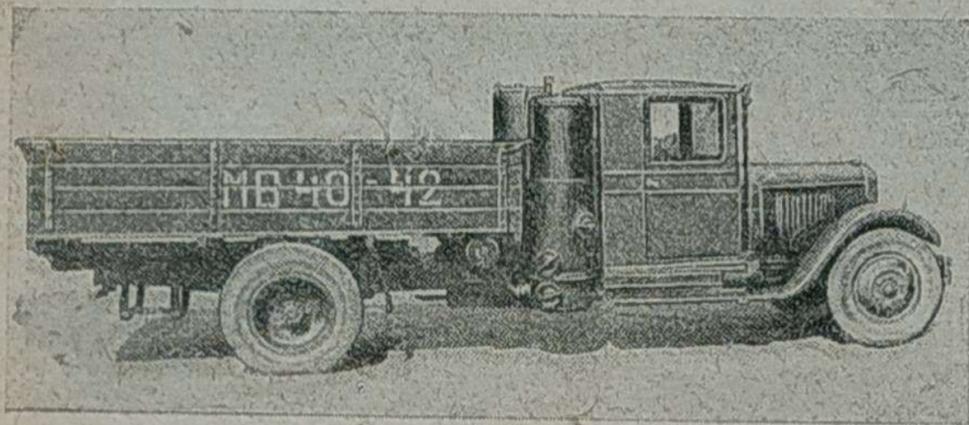


Рис. 5. Автомобиль ГАЗ-АА с установкой Г-21. Вид со стороны генератора.

Установка Г-23 снабжена газовым двигателем ЗИС-13, а Г-21 — газовым двигателем ГАЗ, применяемым для газогенераторных установок Г-14.

Эти двигатели переделаны из бензиновых ЗИС-5 и ГАЗ-А путем внесения в них небольших изменений. Эти изменения заключались в следующем: головки блоков двигателей были заменены новыми с повышенной степенью сжатия (у ЗИС-13 степень сжатия 7,0 вместо 4,6 у бензинового ЗИС-5, а у ГАЗ — 6,4 вместо 4,2).

Это сделано с целью поднятия мощности газового двигателя. Всасывающие коллекторы также заменены новыми, позволяющими осуществить крепление к ним газовых смесителей и карбюраторов. Стандартные карбюраторы заменены маленькими, типа Солекс, предназначенными для запуска газовых двигателей на бензине.

Литраж двигателей сохранен тот же, что и у бензиновых (у ЗИС — 5,5 л, у ГАЗ — 3,28 л), так как поршневая группа сохранена без изменений. К системе охлаждения двигателей, как уже отмечалось выше, присоединены трубки для охлаждения водой фурм генераторов.

Монтаж установок на шасси

Монтаж обеих установок понятен из рис. 4 и 5. У первого и второго автомобилей генератор помещен с левой стороны за кабиной, а очиститель — с правой стороны. Крепление их к раме автомобиля осуществлено двумя швеллерами со стремянками. Охладитель помещен за генератором и очистителем поперек рамы, под платформой, крепится к раме двумя кронштейнами.

Место между генератором и очистителем использовано для установки ящиков для запасного угля, благодаря которым значительно увеличивается радиус действия автомобилей без дополнительного пополнения их топливом. Вентиляторы розжига монтированы у правых подножек, как в установках Г-14 и ЗИС-13.

Розжиг генератора и запуск двигателя

Для возможности розжига генераторов и запуска двигателей непосредственно на газе, без применения бензина, оба автомобиля снабжены отсасывающими вентиляторами, приводимыми во вращение электромоторчиками, питаемыми током от имеющихся на автомобилях аккумуляторов. Вентиляторы присоединены к газопроводам вблизи от смесителей. Вообще они работают мало, всего несколько минут, в период розжига генераторов.

Розжиг генератора вентилятором производится следующим образом: предварительно закрываются дроссельные заслонки смесителя и открывается заслонка вентилятора (см. рис. 2 и 3), затем включается вентилятор, который при работе создает в

установке разрежение, благодаря чему в генератор через фурму всасывается воздух.

При поднесении к фурме зажженного факела пламя через фурму засасывается в генератор и поджигает уголь, который разгорается и очень быстро дает газ, пригодный для работы двигателя. Как только газ готов (при поджигании горит устойчивым пламенем), вентилятор выключается и двигатель заводится с помощью стартера. Перед запуском двигателя необходимо приоткрыть обе заслонки смесителя для возможности образования в смесителе горючей смеси и засасывания ее в двигатель, а заслонку вентилятора (у Г-21) закрыть.

Кроме вентиляторов, генераторы могут быть розожжены двигателями при работе их на бензине. С этой целью, а также для возможности передвижения автомобилей без розжига генераторов (маневрирование в гараже и пр.) и установлены небольшие карбюраторы. В этом случае просасывание воздуха через генератор достигается соответствующей установкой дроссельных заслонок карбюратора и смесителя. Как только генератор даст доброкачественный газ, двигатель переводится с бензина на питание газом, поступление бензина к карбюратору выключается.

Характеристика работы установок

В настоящей статье мы не ставили себе задачи освещения результатов испытаний описанных установок. Это может составить тему отдельной статьи. В заключение мы ограничимся лишь приведением краткой характеристики автомобилей с установками Г-21 и Г-23 (табл. 2).

Таблица 2

	Автомобиль ГАЗ-АА с установкой Г-21	Автомобиль ЗИС-8 с установкой Г-23
Грузоподъемность автомобиля (вес полезного груза) в кг	1 250	2 500
Полезная площадь грузовой платформы в м ²	3,9	5,33
Максимальная скорость автомобиля с полной нагрузкой на горизонтальном участке шоссе в км/час	55	50
Вес газогенераторной установки в сборе без топлива и без ящика для запасного угля в кг	250	310
Вместимость топлива генератором в кг	35	51
Расход мелкого древесного угля с полной нагрузкой по шоссе в кг/км	0,35	0,53
Дальность хода автомобиля по шоссе при полной загрузке генератора в км	60—70	70
То же с использованием запасного топлива из ящика в км	230—240	230—240
Время розжига холодного генератора вентилятором и пуска двигателя на газе без применения бензина в мин.	3—4	2—3
Время розжига холодного генератора двигателем, работающим на бензине, и перевода двигателя на газ (без применения вентилятора розжига) в мин.	1—2	1—2
Продолжительность работы автомобиля без очистки генератора от шлака в км	2 0—300	250—300
Продолжительность работы автомобиля без очистки грубого очистителя-охлаждителя газа в км	250—300	300
Продолжительность работы автомобиля без очистки матерчатого фильтра в км	1 000	1 000
Очистка коробки под матерчатыми фильтрами от пыли через км	500	500

Испытания и длительная работа автомобилей показали, что установки Г-21 и Г-23 обеспечивают нормальную работу двигателей на газе при всех режимах, а также быстрый и надежный запуск двигателей как при начальном розжиге холодного генератора, так и при запуске двигателей на газе после стоянок с горячими генераторами.

Розжиг генератора, запуск двигателя и перевод двигателя на газ занимают, при розжиге генератора двигателя, всего 1-2 мин., что характеризует очень хорошие пусковые качества установок. После стоянок автомобиля с выключенным двигателем непосредственно на газе без всякого предварительного розжига генератора. При более длительных стоянках нового зажигания топлива в генераторе не требуется, так как генератор обладает медленным загасанием; розжиг генератора и запуск двигателя на газе при этом осуществляются также быстро.

Установка отличается быстрой готовностью к действию и большой гибкостью в работе, что весьма важно для автомобилей.

Обслуживание установок несложное, доступность к ним хорошая. Трудоемкость работ по очистке элементов установок небольшая — на 1000 км пробега требуется 1,5—2 чел.-часа.

Установки достаточно прочны: после пробега в 24 000 км они оказались вполне пригодными для дальнейшей нормальной работы. Это подтверждается и фактом посылки их в пробег на 10 000 км.

Динамика и экономика автомобилей по расходу топлива вполне удовлетворительны. Установки просты в изготовлении. Охлаждение газа в них достаточное, очистка его хорошая, что обуславливает малый износ двигателей.

К отрицательным сторонам этих установок можно отнести: 1) повышенное шлаконакопление в генераторах, что обусловли-

вает более частую очистку генераторов; 2) при наличии матерчатых фильтров, обеспечивающих хорошую очистку газа, имеется потребность в утеплении элементов охлаждения очистки газа при работе в холодное время года (зимой) для предохранения фильтров от увлажнения. Последнее бывает при сильном охлаждении газа и свойственно также другим установкам с матерчатыми фильтрами.

Увлажнение материи фильтров ухудшает работу установки вследствие значительного возрастания сопротивления прохождению газов через фильтр и требует замены или сушки фильтров.

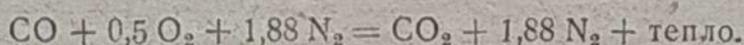
Теоретические предпосылки о подводе пара (или воды) в древесноугольные газогенераторы автотракторного типа

Инж. В. А. МАРКОВ

В одних руководствах по газогенераторам автотранспортного типа указывается, что для снижения температуры шахты при газификации угля необходимо вводить в газогенератор пар или воду, ссылаясь при этом на опыты Курта Неймана¹, но не дают ясной картины такого преимущества. В других руководствах просто стараются подчеркнуть, что подвод пара или воды ухудшает работу двигателя, ибо калорийность смеси окиси углерода выше, чем калорийность смеси водорода.

Под калорийностью смеси, как известно, понимается количество тепла, выделяемое 1 м³ смеси газа и воздуха.

Действительно, если иметь чистую окись углерода или чистый водород, то калорийность смеси будет иметь значение чисел, обычно указываемых в руководствах². Так например, реакция сгорания чистой СО может быть представлена уравнением следующего вида:



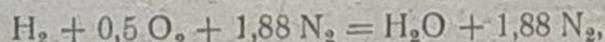
Объем смеси на 1 м³ СО, очевидно, будет равен:

$$1 + 0,5 + 1,88 = 3,38 \text{ м}^3.$$

Приняв калорийность 1 м³ СО при 15° С и 1 ата равной 2 800 калорий³, нетрудно найти калорийность смеси (H_g). Таковая при этом будет равна:

$$H_g = \frac{2800}{3,38} = 828,5 \text{ к. кал/м}^3$$

Подобным же расчетом нетрудно убедиться в том, что калорийность водородной смеси, реакция горения которой выражается уравнением:



при калорийности 1 м³ водорода в 2 360 кал. (при 15° С и 1 ата) будет равна:

$$H_g = \frac{2360}{(1 + 0,5 + 1,88)} = 698,2 \text{ к. кал/м}^3.$$

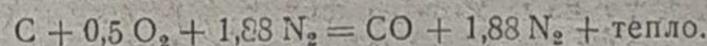
Базируясь на приведенных цифрах, можно прийти к выводу, что содержание СО в генераторном газе более ценно для двигателя, чем содержание водорода, так как мощность двигателя пропорциональна калорийности смеси. Поэтому, казалось бы, следует отказываться от подвода в генератор пара или воды.

Нам неизвестно, этим ли соображениями или другими руководствовались конструкторы древесноугольных газогенераторов, но в своих последних конструкциях они отказались от подвода пара или воды в генераторы.

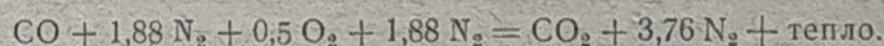
С теоретической точки зрения это является большой ошибкой, так как все было бы правильно, если бы генераторный газ получался путем простого смешения СО и Н₂.

Однако, фактически получение генераторного газа осуществляется несколько иначе.

Не следует забывать, что в газогенератор подается воздух, а не кислород. Поэтому расчетным уравнением для получения СО нужно принять следующее:



Это уравнение как раз и вскрывает ошибочное толкование относительно калорийности смесей. Оно показывает, что один объем окиси углерода, полученный из газогенератора, всегда сопровождается 1,88 объема азота, так что реакция горения окиси углерода должна быть выражена иным уравнением, чем было указано выше, а именно:



Написанное уравнение уже показывает, что объем горючей смеси на 1 м³ СО будет не 3,38 м³, а $(1 + 1,88 + 0,5 + 1,88) = 5,26 \text{ м}^3$.

Поэтому калорийность окиси-углеродной смеси (без впрыскивания воды) следует считать равной:

$$H_g = \frac{828,5 \times 3,38}{5,26} = 532,3 \text{ к. кал/м}^3,$$

в то время как водородная смесь имеет калорийность 698,2 к. кал.

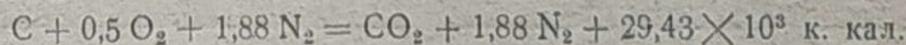
Приведенные расчеты с достаточной ясностью показывают пользу подвода пара или впрыскивания воды в газогенератор автотракторного типа.

Впрыскивание воды (или подвод пара), кроме понижения температуры шахты, увеличивает количество водорода и дает окись углерода без примеси азота, калорийность смеси которой составляет 828,5 к. кал. Окись же углерода, полученная от введения воздуха, обладает калорийностью смеси всего только 532,3 к. кал.

По нашему мнению, перед конструкторами газогенераторов должна встать определенная задача осуществить возможность применения подвода пара или впрыскивания воды в газогенератор. Опыт автора настоящей статьи с газогенератором сист. проф. В. С. Наумова в Транспортной академии (1937 г.) при применении воды показывал повышение мощности на 10—20%.

Количество подводимой воды (пара) может быть ориентировочно определено на основании нижеследующих уравнений.

Реакцию горения углерода можно выразить уравнением такого вида:



Реакция разложения воды определяется таким уравнением:



Для полного поглощения тепла, полученного от сгорания углерода, следует взять $29,43 : 57,81 = 0,51$ кг молекулы воды на 1 атом углерода или $0,51 \cdot 18 = 9,2$ кг воды на 12 кг углерода.

Считая содержание углерода в топливе 80%, можно определить максимальный расход воды на 1 кг топлива:

$$\frac{9,2}{12} \times 0,80 = 0,61 \text{ кг}^1.$$

Ленинград

¹ И. Р. Карачан, А. А. Введенский, Газогенераторы на автомобилях и тракторах, стр. 32.

² Брилинг, Двигатели внутреннего сгорания, изд. 1935 г., стр. 37.

³ Брилинг, Двигатели внутреннего сгорания, изд. 1935 г., стр. 35.

¹ Сравнить полученный результат с цифрами, приведенными в книге И. Р. Карачан и А. А. Введенского — Газогенераторы на автомобилях и тракторах, стр. 32.

Торф как топливо для легких газогенераторов

Доц. М. В. КАНТОРОВ
Украинский институт топлива

Наряду с древесным топливом, получившим наиболее широкое применение в транспортных газогенераторных установках, постановление СНК СССР от 1/III 1938 г. выдвигает и другие виды твердых топлив — торф, антрацит, солому, кокс.

И действительно, парк транспортных газогенераторных машин к 1940 г. возрастет до 40 000. Если бы он весь был рассчитан на древесное топливо, то потребовалось бы около 15 млн. м³ древесины в год, что составляет около 15—20% всего количества промышленной древесины, выработанной Наркомлесом СССР в 1937 г.

Потребность в столь больших количествах древесины для транспортных машин наряду с наличием больших запасов других видов растительного и минерального топлива вызывает необходимость всемерно внедрять и последние.

Особенный интерес должен представлять в этом отношении торф. Как известно, СССР располагает свыше 50% всех мировых запасов торфа и исследованные запасы составляют 27% всех топливных ресурсов СССР.

Торф как топливо для транспортных газогенераторных установок найдет применение прежде всего в самой торфяной промышленности для двигателей внутреннего сгорания автотракторного типа к агрегатам по экскавации, стилке и разливу торфа, формовке (формирующие гусеницы), сушке, уборке (кускового и фрезерного торфа) и, наконец, транспорту торфа (тракторные поезда, тягачи).

Помимо торфяной промышленности, газогенераторные установки на торфе необходимы и для ряда других отраслей народного хозяйства — сельского хозяйства, дорожного дела, водного транспорта, кустарной промышленности.

Для успешного осуществления задания правительства по созданию транспортной газогенераторной установки на торфе нужно учесть не только опыт и последние достижения транспортного газогенераторостроения, но не в меньшей мере должны быть учтены свойства, отличительные особенности и поведение торфа как топлива в подобного типа установках.

Торф является растительным видом топлива и с этой стороны имеет много общего с древесиной.

Торф относится к топливам молодым, битуминозным, с большим содержанием летучих веществ. При одинаковой влажности в воздушно-сухом состоянии (25—35%) и дрова и торф имеют, примерно, одну и ту же невысокую теплотворную способность в рабочем топливе (3 000—3 100 кал), обладают большой склонностью к окислению (температура воспламенения 250—300°) и положительным эффектом (экзотермичностью) процесса сухой перегонки.

Процесс сушки и сухой перегонки в обоих видах топлива протекает с значительной усадкой, сокращением объема, с сохранением вместе с тем очертаний исходного топлива.

В торфе, как и в дровах, почти отсутствуют вредные для двигателя сернистые соединения. Содержание общей серы весьма невелико и не превышает, как правило, нескольких десятых долей процента (табл. 1), летучей же серы и того меньше.

Таблица 1

Верховой торф		Переходный торф		Низинный торф	
пределы	среднее	пределы	среднее	пределы	среднее
0,12—0,30	0,21	0,16—0,37	0,23	0,16—2,05	0,42

Полученный при сухой перегонке торфа торфяной полукокс, подобно древесному углю, отличается высокой реакционной способностью, что весьма важно для интенсивного протекания генераторного процесса.

Торф при этом не дает спекания отдельных кусков подобно спекающимся каменным углям и не развивает в генераторе чрезмерно высоких температур, приводящих к быстрому разрушению установки, что имеет место при применении минерального топлива.

Отсутствие спекания отдельных кусков друг с другом позволяет торфу и коксу из него свободно опускаться по высоте газогенератора

По характеру органической массы торф занимает промежуточное место между деревом и бурыми углями, так как при термическом расщеплении он дает продукты, получающиеся как из дерева, так и бурых углей. Это касается количественного выхода и качественных особенностей как смолистых погонов, так и водно-растворимых частей.

Наличие в торфах растительных остатков, неполностью гумифицированных, влечет за собой появление в жидких продуктах газификации веществ, получающихся при переработке дерева — уксусной кислоты, метилового спирта, ацетона, но наряду с этим появляется также в большем или меньшем количестве аммиак.

Наличие кислых составных частей, в особенности уксусной кислоты в парогазовой смеси, выходящей из газогенератора, является основным фактором, определяющим сильное разъедающее действие ее на металлические части аппаратуры в местах конденсации кислоты.

Особенно сильно сказывается коррозионное действие жирных кислот при верховых торфах, в которых содержание азота невелико, и потому нейтрализующее влияние аммиака подсмольной воды сказывается в незначительной степени.

Таким образом, и в этом отношении торф близок к древесине, в которой наличие жирных карбоновых кислот в продуктах перегонки, вообще говоря, очень велико, в особенности же в тех породах древесного топлива (береза, бук и др.), которые наиболее пригодны для применения в транспортных газогенераторных установках.

Высокое содержание летучих в торфе, как и в дровах, в том числе смолистых погонов, жирных кислот и пр., делает весьма целесообразным и необходимым применение для этих видов топлив опрокинутого процесса горения, при котором достигается крекирование этих нежелательных компонентов газа в зонах высоких температур газогенератора с одновременным повышением калорийности газа. Смолистые соединения, дающие горючие составные части газа (главным образом углеводороды), при этом частично сгорают; уксусная же кислота расщепляется и, что особенно важно, подсмольная вода из кислой становится щелочной. Этим устраняется коррозирующее действие торфяного газа, полученного при опрокинутом горении, в очистительной аппаратуре.

Единственная часть газогенераторной установки, где может сказываться разъедающее действие кислот — это бункер газогенератора, поскольку в него частично будут попадать кислоты, не подвергшиеся крекированию.

Наряду с отмеченными свойствами, объединяющими торф как материал для газификации в транспортных газогенераторных установках с древесиной, имеется и ряд весьма существенных отличительных особенностей торфа, которые усложняют применение торфяного топлива в подобного типа установках и должны быть учтены при конструировании для получения вполне работоспособной установки.

Количественное содержание золы торфа определяется его происхождением. Если так называемый верховой торф обладает относительно невысокой зольностью (2—5%), то в низинном торфе золы значительно больше (7—12%), а для ряда районов (УССР, Центрально-черноземный район) и того больше. Распределение торфяников по характеру торфа и содержанию золы дано в табл. 2.

Таблица 2

Р а й о н ы	Процент болот		Средняя зольность	Колебания по отдаленным торфяникам
	верховые	низинные		
Центральный промышленный . . .	50	50	6,1	2,0—23,1
Северо-Западный	65	35	4,6	2,0—9,0
Северо-Восточный	75	25	4,5	—
Западный	45	55	5,9	2,5—13,0
Уральский	66	34	4,9	2,7—33,6
Средне-Волжский	40	60	9,8	2,7—22,8
Центрально-черноземный	10	90	12,6	9,0—20,3
УССР	—	100	17,8	4,7—31,6

Такое содержание золы торфа по сравнению с наличием ее в древесине, является фактором осложняющим. Но вопрос здесь не только в количестве золы, но и в ее качестве.

Торфяная зола в основном относится к разряду легкоплавких, реже среднеплавких зол, в то время как древесная зола, как правило, тугоплавка, рассыпчата.

Это объясняется в основном характером образования золы торфа, увеличенным содержанием в ней основных окислов железа и кальция, понижающих температуру плавления золы, особенно при среднем или низком содержании в ней кремнекислоты.

Данные по плавкости золы торфа показаны в табл. 3.

Таблица 3

Температура начала деформации		Температура размягчения		Температура жидкого состояния	
предельная	средняя	предельная	средняя	предельная	средняя
800—1 410°	1 050°	990—1 490	1 125°	1 030—1 410°	1 180°

Опыты, проведенные Украинторфом в апреле 1937 г. по газификации низинного торфа в газогенераторной установке «Москудоверфь», показали, что основные затруднения возникли вследствие: 1) скопления значительных количеств золы и шлаков над колосниковой решеткой, вызывавшие сильное сопротивление для прохода газа и в конце останков двигателя; 2) явления образования массы золы на стенках керамического топливника.

Весьма существенной отличительной особенностью торфа является плохая теплопроводность его, особенно абсолютно сухого.

Это обстоятельство весьма затрудняет равномерное протекание подсушки торфа, сухой перегонки, процесса горения и газообразования за счет одного только наружного обогрева стенок. И того, что оказывается вполне достаточным для дров, для торфа может оказаться недостаточным.

Явление это в настоящее время достаточно известно и учитывается на практике: как известно, торфококсовые печи с наружным обогревом (Циглера, Виланда и др.) делаются с очень небольшим сечением между обогревающими стенками, то же имеет место и при конструировании сушильных устройств для торфа.

Как отмечено выше, торфяной кокс обладает высокой реакционной способностью. Способность к реакциям восстановления углекислоты и разложения водяного пара при высоких температурах у торфяного кокса выражена значительно сильнее, чем у каменного и даже древесного угля.

Это свойство связано с объемным весом торфяного кокса. Последний оказывается почти вдвое выше, чем для древесного угля (350—400 кг/м³ против 200 кг/м³ древесного угля) и, вследствие этого в единице объема заполненной торфяным коксом, содержится больше углерода, чем при древесном угле.

Вследствие этого и будучи по структуре своей мелкозернистым и высокопористым, торфяной кокс дает при одном и том же объеме большее количество прореагировавшего в единицу времени углерода по сравнению с древесным углем.

По опытам, проведенным Инсторфом, мы получили данные, характеризующие реакционную способность отдельных видов топлива, приведенные в табл. 4.

Таблица 4

Характеристика материала	Торфяной кокс	Каменно-угольный кокс	Древесный уголь
Высота слоя см	20	20	20
Диаметр трубки см	1,6	1,6	1,6
Вес кокса г	14,62	17,6	6,78
Температура	800°	800°	800°
Скорость тока CO ₂ л/мин	0,17	0,17	0,17
Состав газа { CO %	14,6—23,2	97,5—94,4	73,6—59,1
{ CO ₂ %	85,4—76,8	2,5—5,5	23,4—40,9
Количество прореагировавшего углерода г/мин	0,021—0,058	0,0016—0,005	0,004—0,0018
Количество прореагировавшего углерода г/мин. на 1 г исходного кокса	0,00143—0,00397	0,0001—0,0002	0,00059—0,0026

Как видно из табл. 4, при одних и тех же размерах зерна топлива, при том же времени пребывания газа реакции с торфяным коксом идут значительно энергичнее.

Аналогичное явление имеет место и при реакциях торфяного кокса с водяным паром.

Более высокой реакционной способностью торфококса нужно, очевидно, объяснить и то, что зоны высоких температур в топливнике при торфе по сравнению с чурками выражены особенно резко.

Этим же свойством торфяного кокса и более высоким удельным объемом его нужно объяснить и другую особенность торфа — способность его длительно (сутки—двое) сохранять огонь в топливнике. Это свойство очень важно для транспортного газогенератора.

Высокая реакционная способность торфяного кокса позволяет ускорить течение генераторного процесса, однако для этого требуется предварительная хорошая подготовка торфа и в первую очередь достижение хорошей подсушки его, так как форсировка работы газогенератора возможна лишь до того периода, пока в зону восстановления не начинает доходить недококсованный или даже недосушенный материал.

Это обстоятельство вызывает необходимость уделять большое внимание при конструировании транспортного газогенератора на торфе вопросу обеспечения хорошей подсушки торфа (форсировке бункера) и мерам по устранению центрального непрококсованного ядра топлива.

Торф, особенно низинный, обладает склонностью под влиянием метеорологических физических и термических факторов растрескиваться, давая при этом мелочь — торфяную крошку размером до 25 мм. Склонность торфа к крошимости связана с химическим составом и физической структурой торфа и наблюдается в тем большей мере, чем больше торф будет подвергаться механическим воздействиям извне. Ввиду того, что наличие мелочи в торфяной загрузке резко ухудшает режим газификации, необходимо проводить тщательную предварительную отсортировку мелочи от торфа — куски перед его подачей в газогенератор. Аналогичное явление имеет место и с торфяным коксом.

Торфяной кокс, получаемый из низинного торфа, — ломкий, непрочный; более или менее прочный кокс получается только при средней степени разложения исходного торфа. При высокой степени разложения торфа (до 30%) он дает неуплотненный кокс.

В испытаниях, проведенных НАТИ в марте — августе 1933 г., в газогенераторе НАТИ-3 с низинным и верховым торфом были получены отрицательные результаты.

Отрицательные результаты, полученные НАТИ при испытаниях торфа, объясняются непригодностью конструкции газогенератора, недоучетом свойств и особенностей торфа; об этом свидетельствует хотя бы такое обстоятельство: в опытах была применена подвижная решетка с наварами, подобно имеющимся в решетке Керпели. Для торфяного кокса это явление совершенно недопустимо, так как решетка способствовала превращению торфяного кокса в мелочь.

Недоучет склонности торфа к образованию крошки и свойств торфяного кокса при применении торфа в транспортных установках имеет место и в настоящее время. Так, например, в проекте торфяного газогенератора Всесоюзного института механизации торфяной промышленности (ВИМТ) для трактора СТЗ-8 запроектированы для способствования продвижению торфа в бункере шнеки и подвижные лопасти; в осуществленном газогенераторе для трактора ХТЗ-30/15 Академии наук БССР на горизонтальной колосниковой решетке устроены шурующиеся крылья. В результате содержание горючих в провале составляло около 70—80%. В измененном проекте того же Института предусмотрена для шуровки надколосникового пространства решетка с подвижным биллом, которое несомненно будет производить такое же измельчение торфококса какое имело место при испытаниях в НАТИ.

Излишне указывать, что применение механических способов шуровки в бункере и над колосниковой решеткой в роде тех, которые отмечались выше, в отношении торфа совершенно недопустимо.

Следует отметить, что склонность торфа к растрескиванию, вообще говоря, свойство отрицательного порядка, но в разбираемом ныне аспекте имеет одну положительную сторону — это в части подготовки торфа.

Для применения в транспортном газогенераторе торф должен быть в куске 5—7 см; большие размеры нежелательны, чтобы предотвратить застревание его в горловине топливника. Подготовка торфа до этого размера много проще, чем сложная и дорогая разделка древесины на чурку, так как куски в кулак, в 1/3—1/4 торфяного кирпича, в силу указанных выше причин, встречаются в местах хранения торфа чаще, чем цельные кирпичи; к тому же разделка кирпича до требуемого куска помощью кирки или гильотинки не представляет больших затруднений.

Для транспортных газогенераторных установок могут быть применены торфяной кокс, торфобрикеты и кусковой торф.

Первые два вида топлива представляют собой облагороженное топливо с повышенной теплотворной способностью с неболь-

шой влажностью, а торфяной кокс к тому же — продукт обезбуминированный. Преимущество их перед кусковым торфом видно из сопоставления состава, теплотворной способности, объемного веса и теплоплотности этих топлив в рабочем состоянии (табл. 5).

Таблица 5

Название топлива	Состав рабочего топлива									Вес 1 м ³ в кг	Теплоплотность мегакал/м ³
	W ^p	A ^p	C ^p	H ^p	S ^p	N ^p	O ^p	Q ^p	и		
Торфяной кокс	5,0	10,0	78,5	1,6	0,2	1,4	3,3	7 350	400	2,94	
Торфяные брикеты	15,0	10,0	43,7	4,3	0,2	2,0	24,8	3 850	830	3,27	
Кусковой воздушно-сухой торф	30,0	8,0	33,3	3,6	0,2	1,6	20,3	3 100	400	1,24	

Вследствие высокой теплоплотности применение торфококса и торфобрикетов в транспортных газогенераторных установках дает ряд преимуществ. Конструкция установки упрощается — она может быть выполнена более легкой; при одном и том же размере бункера и весе топливной загрузки запасы топлива (в калорийном исчислении) для них будут значительно выше, чем у кускового торфа, что облегчает условия топливоснабжения.

Несмотря на это, в настоящее время основной задачей является создание транспортной газогенераторной установки не на этих видах топлива, а на кусковом торфе. Дело в том, что производство других видов торфяного топлива пока что сильно ограничено. Торфяной кокс кучного выжига, как правило, низкого качества, с большим количеством коксовой мелочи и недожога, к тому же очень дорогой даже по сравнению с заводским.

Касаясь торфобрикетов, следует отметить, что стандартный размер их 180×60×45 мм для применения в транспортных газогенераторах слишком велик, поэтому торфобрикетным заводом для этих целей должен быть выпущен брикет по крайней мере вдвое меньшего размера, но так как форма и вес брикета отражаются на производительности завода, то практическая реализация этого требования может встретить большие затруднения технико-экономического порядка.

Нелишним будет отметить, что и торфококсы и торфобрикеты в настоящее время еще очень дороги. Исходя из этого, надо признать, что эти виды топлива могут иметь пока лишь местное значение и что в настоящее время основной упор приходится делать не на них, а на кусковой торф.

Торфяной транспортный газогенератор должен быть построен по принципу опрокинутого горения. Это позволит: 1) избавиться в процессе газификации от смолистых погонов и 2) расщепить идущую с потоком газа уксусную кислоту, устранив этим самым возможность разъедания аппаратуры установки. Кроме того необходимо, конечно еще и правильный выбор напряженности горения в газогенераторе.

Опрокинутое горение дает ряд преимуществ по сравнению с прямым: 1) утилизация по прямому назначению (повышение калорийности газа) скрытой теплоты смолы, составляющей около 16% всего тепла, заключенного в торфе; 2) возможность загружать бункер газогенератора торфом на ходу, не приостанавливая при этом работы двигателя (что неизбежно имеет место при прямом процессе) и т. д.

При опрокинутом процессе в восстановительную зону попадает почти чистый углерод, что создает благоприятные условия для протекания реакций образования газогенераторного газа, в то время как при прямом процессе топлива из бункера обычно попадает недостаточно обугленным. Помимо того в швельгазе торфа углекислота составляет около 70—80% объемного состава газа, при прямом процессе это увеличило бы содержание балласта в газе. При опрокинутом же процессе углекислота швельгаза вместе с углекислотой зоны горения восстанавливается в окись углерода.

Для применения в транспортных газогенераторных установках кусковой торф должен иметь возможно меньшую влажность, приближающуюся к влажности чурок. Учитывая, однако, трудности в организации и громоздкость в обеспечении искусственной сушки торфа, можно ориентироваться на применение и обычного воздушно-сухого торфа с влажностью 25—30%.

Все сводится к тому, чтобы полностью, учитывая вышеотмеченные особенности торфа в отношении теплопроводности, обеспечить за время пребывания его в бункере до поступления к фурменному поясу необходимую подготовку (подсушку и сухую перегонку) торфа. Для этого необходимо обеспечить значи-

тельный подогрев стенок бункера с одновременным принудительным отводом водяных паров.

В осуществленной торфяной газогенераторной установке Укринсторфа применен обогрев стенок нижней части бункера газом наиболее высокой температуры (выходящим из топливника). В верхней части бункера, охлаждаемой наружным воздухом, конденсируются водяные пары торфа, удаляющиеся через специальные жалюзи верха бункера. Вода собирается в конденсационном бачке с гидравлическим затвором, откуда по мере наполнения спускается наружу.

Практика подтвердила действительность этого метода подсушки торфа, но при этом выявилась необходимость сделать его более эффективным, для чего в верхней части бункера нужно создать энергичный отвод конденсата. В отношении последнего в практике транспортного газогенераторостроения имеются две системы — Берлиэ или Мюльгейма. В первой из них отвод паров в верхней части бункера производится эжектором, расположенным внутри бункера, в центре его, в результате разрежения, создаваемого струей газов из глушителя. При работе эжектора часть воздуха из фурменного пояса засасывается вверх и вместе с водяными парами отводится в глушитель.

По системе Мюльгейма отвод паров из бункера производится эжектирующим действием воздуха, поступающего по центральной трубе, причем продукты швелования вместе с парами поступают в активную зону газогенератора.

Мы полагаем целесообразным форсировку бункера конструктивно осуществлять в соответствии с применением Укринсторфом методом отвода водяных паров через жалюзи, соединив конденсационное устройство с выхлопом. Разрежение, создаваемое выхлопом двигателя, обеспечит форсированный отвод из газогенератора водяных паров и продуктов бертинирования, а для регулирования величины разрежения устанавливается кран или дроссель. Положительным при таком устройстве по сравнению с методом Берлиэ является то, что при нем в центре газогенератора не будет эжектора, уменьшающего полезный объем бункера и мешающего загрузке торфа.

При форсированном отводе паров, независимо от примененного метода, приходится считаться с необходимостью производить периодическую очистку эжекционного устройства от накоплений смолистых погонов, что однако не должно нарушать бесперебойной его работы.

При небольшом диаметре газогенератора и форсировке бункера центральной непрококсированное ядро в топливе можно сказать с уверенностью не будет образовываться.

Иное дело в газогенераторе большего диаметра — свыше 700 мм. Здесь может оказаться необходимой в силу приведенных соображений подготовка срединного слоя торфяной загрузки, и в этом случае, нам думается, было бы целесообразным взамен центральной подачи воздуха по методу Мюльгейма (самостоятельной или наряду с периферийной) с засасыванием водяных паров в активную зону (что нежелательно при отсутствии возможности количественного регулирования) установить в центре газогенератора небольшой подогреватель торфа диаметром 40—50 мм с циркулирующим в нем горячим газом.

Это, наряду с форсировкой бункера, обеспечит и в данном случае необходимую подготовку торфа, до его поступления в топливник.

Установка подогревателя должна конструктивно быть выполнена так, чтобы это не способствовало застреванию торфа при переходе его из бункера в топливник.

Весьма существенный вопрос — это необходимая высота активной зоны. Как известно, течение основного генераторного процесса восстановления углекислоты в окись углерода зависит от следующих двух главных факторов: 1) температуры в зоне восстановления и 2) времени соприкосновения газа с коксом.

Эти два фактора определяются устройством наиболее существенной части газогенератора — топливника, от удачного конструктивного разрешения которого зависят как устойчивость процесса газификации, так и качество самого газа, в частности его бессмольность.

Обычно принималось, что высота активной зоны для торфа должна быть значительно более высокой, чем для древесного топлива. И, действительно, если рассчитать ее по аналитическому методу, исходя из того, что средняя скорость восстановления углекислоты для торфяного кокса будет такой же, как и для древесного угля, то высота получится очень большой — порядка 830—900 мм¹, которую в практических условиях достичь нельзя.

Но нужно учесть то, что было сказано выше о реакционной способности торфяного кокса.

По приведенным экспериментальным данным Инсторфа (табл. 5), если принять реакционную способность древесного угля за единицу, то таковая для торфяного кокса будет из расчета на весовую единицу 1,7, а на объемную (что в данном случае важно) — 3,6.

¹ М. В. Канторов, В. П. Джураго и Е. М. Витальева. Газогенераторная установка транспортного типа на воздушно-сухом торфе, изд. Укринсторфа, К. 1938.

Указанные цифры носят, конечно, не абсолютный характер. Нужно учесть, что скорость тока углекислоты в приведенном эксперименте была очень небольшой по сравнению с той, какая имеется при работе в транспортном газогенераторе, но несомненно, порядок этих соотношений нужно признать правильным.

Это приводит к выводу, что нет никаких причин выбирать высоту активной зоны для торфяного топлива выше таковой для дров и что высота активной зоны должна быть при диаметре топливника (у фурм) порядка 300 мм, не свыше 400—450 мм для тихоходного двигателя, а для быстроходного может быть меньше.

Экспериментальные данные по работе торфяного газогенератора на двигателе ЧТЗ-60 подтверждают это положение.

Вопросы, связанные с минеральной массой торфа, должны получить, конечно, существенное отражение в конструкции торфяного газогенератора.

Первое — это совокупность мероприятий в отношении плавкости золы. Прежде всего необходимо не допустить слишком высоких температур в топливнике, особенно в его горловине, при которых имели бы место явления шлакования золы; температура в топливнике должна быть, как правило, ниже критической, но и при этом, как показывают исследования Будуара, она будет вполне достаточной для того, чтобы процесс газообразования протекал нормально. Работа на воздушно-сухом торфе с влажностью 25—30%, при правильном регулировании отвода конденсата из бункера, будет основным профилактическим мероприятием в этом направлении. Значительная часть водяных паров будет отведена из бункера, остальная же часть паров пойдет с потоком газа в топливник и при этом будет происходить требуемое снижение температуры в активной зоне до необходимой нормы как за счет реакции разложения водяного пара, так и за счет испарения и перегрева их. Топливник, как правило, должен быть металлическим, без керамической футеровки — это устранит возможность налипания шлаков на стенках топливника, вследствие лучшей теплоотдачи от стенок к омываемому снаружи топливника газу, причем возможно будет также производить и более глубокую шуровку топлива без опасения разрушить футеровку топливника.

С точки зрения мер борьбы с шлаками представляет интерес и принцип двухрядности топливника. В изображенной на рис. 1 конструкции топливника подвод воздуха производится с четырех фурм верхнего и четырех фурм нижнего пояса, который расположен у горловины топливника. Сжигание торфа в нем начинается над горловиной, а дожигание его будет происходить у горловины. Так как более высокие температуры будут соответствовать тому поясу, где происходит дожигание торфа, то шлакование золы при этом (если оно будет иметь место) не будет происходить в самом узком месте топливника, где застревание шлака особенно опасно, а ниже — в расширенной части.

Опыт работы на указанной решетке с низинным торфом с зольностью порядка 12—13% и влажностью 25—30% при легкоплавкой золе (температура плавления 1080° С) показал, что явления шлакования золы не было (здесь в основном сказывается влияние содержания влаги в торфе), и что тогда, когда зола и

сплавлялась в небольшие кусочки шлака, они всегда оказывались ниже горловины, откуда они могут быть извлечены или спущены в зольник.

Независимо от характера торфа (верховой или низинный) неотъемлемой частью конструкции торфяного транспортного газогенератора должна быть подвижная колосниковая решетка, обеспечивающая периодическое встряхивание золы и спуск ее в зольник. Желательно к тому же, чтобы конструкция решетки позволяла опускать ее по высоте и удалять куски шлака, если бы он образовался в топливнике.

В конструкции газогенератора Укринстоплива применена для этой цели решетка типа «Фаун-Дейтца», применяемая за границей в транспортных газогенераторных установках для антра-

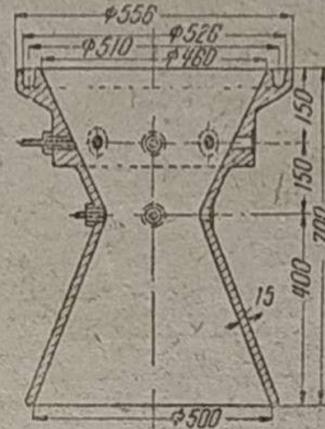


Рис. 1.

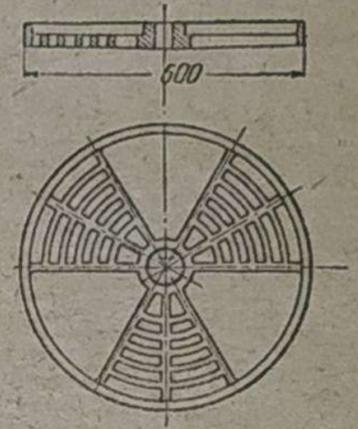


Рис. 2.

цита. В выполнении Укринстоплива эта решетка представлена на рис. 2. Она состоит из двух круглых решетчатых дисков, покоящихся на одном вертикальном валу — верхний подвижной, нижний — неподвижный.

Вал с винтовой нарезкой проходит через втулку с резьбой в опорном гнезде дна газогенератора. Вращением втулки можно устанавливать колосниковую решетку на различной высоте, изменяя этим высоту активной зоны и перемещая при этом шлаки книзу. Верхний диск колосниковой решетки может поворачиваться в горизонтальной плоскости на угол 60°, чем обеспечивается удаление золы и кусков шлака через открывающиеся при этом сегменты. Это последнее, как и установка колосниковой решетки по высоте, может производиться на ходу газогенератора.

Испытания газогенератора с указанной решеткой показывают, что она работает хорошо, позволяет легко проводить шуровку зольного слоя и изменять, когда это нужно, высоту активной зоны. Указанная решетка может быть вполне рекомендована, особенно для низинных торфов с легкоплавкой золой. Для менее плавких и верховых торфов возможно ограничиться решеткой несколько более простой, обеспечивающей только периодическое встряхивание и спуск золы в зольник.

Киев.

Внутрибазовый расход бензина на обслуживание автомобиля

Из опыта 4-й базы Мосавтотреста

И. И. ШУКИН и Е. Г. АНТОНОВ

В статье рассматривается вопрос о расходе бензина во время пребывания автомобиля внутри базы. Этот расход зависит от технологии процессов гаражного обслуживания автомобиля и охватывает до сих пор не учитывавшиеся моменты, начиная от возвращения автомобиля с линии (с работы) и до момента выхода его на линию (на работу).

Если расход бензина (по нашей базе) на линии дает ежемесячную экономию против плановых цифр, то расход внутри базы систематически превышает запланированные нормы.

Внутрибазовый расход бензина по грузовым такси (в литрах) по 4-й автобазе Мосавтотреста за 5 месяцев 1938 г. дан в табл. 1.

За I квартал текущего года вместо заданных по плану 10 554 л израсходовано 27 437 л, что превышает план почти на 260%. В конечном результате, по общебазовым расходам эти цифры влияют на рост отрицательных показателей (в сторону перерасхода) и заставляют обратить на внутрибазовые расходы бензина серьезное внимание.

Мероприятий по уточнению расхода бензина по каждому виду обслуживания автомобиля (ремонт заявочный, ремонт М-1, М-2 и профилактическое обслуживание) до сих пор не проводилось, а это безусловно не давало возможности установить точные нормы внутрибазового расхода бензина.

Например: норма по внутригаражному расходу, согласно приказа ТУМ (№ 108 от 16/XI 1937 г.), составляет на машино-

Таблица 1

Месяцы	План	Фактически	В % к плану
Январь	3 427	8 890	257,6
Февраль	3 290	8 877	269,0
Март	3 828	9 730	254,1
Апрель	4 103	8 271	201,5
Май	2 350	6 740	286,8

является создание широкой дополнительной сети школ и курсов и коренное улучшение работы существующих учебных заведений.

Сейчас автошколы распылены. Нет единого центра, который организационно и методически руководил бы подготовкой водительских кадров. Существует чудовищный разбой в учебных планах и программах. Люди занимаются по старым, давно уже отжившим свой срок учебникам. Достаточно сказать, что до сих пор нет хорошего учебника, по которому можно было бы изучать наши новые легковые автомобили «М-1» и «ЗИС». Водители, выпускаемые автошколами, не знают этих машин. Совершенно недостаточное внимание уделяется и подготовке кадров для

управления газогенераторными автомобилями, имеющими огромное будущее в нашей стране.

Задача сейчас состоит в том, чтобы немедленно по-большевистски взяться за подготовку водителей автомашин и покончить навсегда с неразберихой, бестолковщиной и кустарщиной, которые существуют в этом деле.

Партийные и советские организации обязаны возглавить борьбу за наведение большевистского порядка в эксплуатации, ремонте и хранении машин, в подборе, подготовке и политическом воспитании водительских кадров.

(«Правда», 2 ноября 1938 г.)

За экономию горючего на автотранспорте

Газогенераторные автомобили и тракторы, принятые на серийное производство

В результате успешного завершения двух сталинских пятилеток наша страна получила мощную передовую автотракторную промышленность. Создана прочная материальная база для дальнейшего развития народного хозяйства СССР. Широкое развитие автомобильного и тракторного парка страны вызывает повышенную потребность в жидком топливе. Несмотря на то, что нефтяная промышленность из года в год увеличивает свою продукцию, тем не менее страна испытывает недостаток жидкого горючего. Железнодорожный и водный транспорт в значительной части загружены перевозкой жидкого горючего от места его добычи к месту потребления. Большое количество дорогостоящего бензина тратится автотранспортом на перевозку жидкого горючего в глубинные районы, расположенные за сотни километров от основных железнодорожных и водных магистралей. Поэтому за последние годы во всей широте встал вопрос об использовании в качестве горючего для автомобилей и тракторов твердого топлива (дрова, торф, древесный уголь, бурый уголь, антрацит, солома и др.). Экономичность (по расходу топлива) при работе автомобилей и тракторов на твердом топливе в несколько раз повышается. При переводе на твердое топливо автомобили и тракторы могут бесперебойно работать в течение круглого года, независимо от весенней и осенней распутицы, когда обычно отдаленные районы испытывают большую нужду в горючем.

Блестящие успехи недавно закончившегося большого пробега грузовых газогенераторных автомобилей наглядно подтверждают, что мы имеем ряд вполне надежных конструкций газогенераторных машин, которые вправе занять равноценное место в автотранспорте наряду с бензиновыми автомобилями.

Какие же газогенераторные автомобили у нас имеются и на каких заводах они производятся? Основным заводом, на котором сосредоточено производство газогенераторных установок для грузовых автомобилей, в настоящее время является Московский завод «Комега». Этот завод изготавливает древесные газогенераторные установки ЗИС-21 для трехтонного грузовика ЗИС-5 и НАТИ Г-14 для полутонной машины ГАЗ-АА. Коллегия Наркоммаша СССР своим решением от 4 октября отметила совершенно неудовлетворительное выполнение плана выпуска газогенераторных автомобилей и тракторов. План выпуска газогенераторных машин за 9 месяцев текущего года оказался фактически сорванным. В целях обеспечения плана выпуска газогенераторных автомобилей в 1938 г. Наркоммаш обязал завод «Комега» выпустить в четвертом квартале текущего года 450 газогенераторных установок ЗИС-21 и 450 установок НАТИ Г-14. В течение последнего квартала должно быть наверстано все то, что было упущено за предшествующие месяцы. Работники заводов ЗИС, ГАЗ, «Комега» и кооперированных с ними предприятий должны на деле показать умение по-большевистски бороться за скорейшее внедрение газогенераторных машин в народном хозяйстве.

Программа выпуска газогенераторных автомобилей на 1939 г. значительно увеличивается. Наркоммашем СССР утверждены к

выпуску в 1939 г. две модели газогенераторных автомобилей: ЗИС-5 с древесной газогенераторной установкой ЗИС-21 и ГАЗ-АА с древесной установкой НАТИ Г-14. В течение 1939 г. будет выпущено 10 тыс. газогенераторных машин ЗИС-21 и 12 тыс. ГАЗ-АА НАТИ Г-14. В связи со значительным расширением программы выпуска газогенераторных машин в следующем году производство газогенераторных установок предполагается с завода «Комега» передать на другие заводы, располагающие большими техническими возможностями.

Из грузовых газогенераторных машин, которые зарекомендовали себя с положительной стороны, но пока еще не приняты к серийному производству, следует отметить ЗИС-5 с древесно-угольной газогенераторной установкой НАТИ Г-23 и ГАЗ-АА тоже с древесно-угольной установкой НАТИ Г-21. Эти установки спроектированы коллективом инженеров НАТИ. Первые опытные образцы установок изготовлены на опытном заводе Института. Весной этого года обе машины прошли правительственные испытания. Комиссия, проводившая испытания, дала положительную оценку. Обе машины участвовали в большом пробеге грузовых газогенераторных автомобилей (июль — август 1938 г.). Газогенераторные установки как НАТИ Г-23, так и НАТИ Г-21 показали высокую надежность в работе. Эти установки к концу пробега в общей сложности прошли 36 тыс. км, из которых 25 тыс. км было пройдено до пробега. Несмотря на то, что газогенераторные установки перед пробегом имели уже большой километраж, они весь путь, около 11 тыс. км, прошли без каких-либо поломок и после окончания пробега технической комиссией признаны годными к дальнейшей эксплуатации. Как во время испытаний до пробега, так и в условиях пробега установки показали высокие эксплуатационные и конструктивные качества.

За последние годы значительно повысился интерес к легковому газогенераторному автомобилю. Мы имеем уже несколько опытных образцов газогенераторных установок для легковой машины М-1. Наибольшего внимания заслуживают газогенераторная установка, спроектированная и изготовленная работниками НАТИ для легкового автомобиля М-1, и газогенераторная установка А. И. Пельтцера, опытный образец которой изготовлен в Научно-исследовательском институте городского транспорта (Москва). Обе установки работают на древесных чурках.

Значительный интерес представляет легковой автомобиль М-1 с древесной газогенераторной установкой конструкции А. И. Пельтцера. Аттестатом этой машины является результат скоростного пробега, организованного по инициативе газеты «Машиностроение» транспортного управления Моссовета и Научно-исследовательского института городского транспорта. В задачу пробега входило достижение наивысшей эксплуатационной скорости на дистанцию 5000 км. Для этого пробега был выбран асфальтированный участок Варшавского шоссе между 55 и 155 км (между городами Подольском и Медынью). 5000 км машина прошла за 82 часа 01 мин. со средней эксплуатационной скоростью 61 км/час. На горизонтальных участках дороги авто-

мобиль развивает скорость 83—85 км/час. Расход топлива 0,324 кг на 100 км пути, полученный за время пробега, характеризует большую экономичность машины. Газогенераторная установка все время работала бесперебойно. Хорошо разрешен вопрос очистки газа: за все время пробега масло в двигателе ни разу не менялось. Пробег показал, что машина А. И. Пельтцера обладает хорошими динамическими и эксплуатационными качествами.

Опытный образец газогенераторной установки, спроектированной для автомобиля М-1 в НАТИ, закончен изготовлением в июне текущего года. Машина прошла уже около 5000 км. За это время в установку внесен ряд изменений, улучшающих процесс газификации топлива. Достигнуто уменьшение времени, необходимого для розжига газогенератора и запуска двигателя. Машина снабжена специальной зажигалкой для розжига газогенератора. Розжиг газогенератора может быть произведен с места водителя. Стендовые испытания, проведенные в лаборатории НАТИ в первой половине октября, показали, что двигатель М-1 при этой газогенераторной установке развивает мощность 32,5 л. с. После некоторых изменений, внесенных в процессе испытаний, мощность двигателя была повышена до 41 л. с. Такая мощность обеспечивает машине хорошие тяговые качества. В настоящее время машина подготовлена к сдаче на правительственное испытание. Наркоммашу и Глававтопрому необходимо выделить комиссию для проведения испытаний. После проведения указанных испытаний можно будет сделать сравнительную оценку этого автомобиля с машиной конструкции А. И. Пельтцера и определить, какую из этих двух машин следует рекомендовать к принятию на серийное производство.

Газогенераторные тракторы производятся на Челябинском и Харьковском тракторных заводах. На тракторы ЧТЗ ставится газогенераторная установка НАТИ Г-25, работающая на древесных чурках по опрокинутому процессу с полным подогревом бункера. В начале 1938 г. установка прошла государственные испытания в условиях нормальной эксплуатации на лесовывозке (Свердловская область, ст. Манетная) и в настоящее время находится на серийном производстве. Трактор имеет двигатель Дизеля, приспособленный для работы на газе. Двигатель на газе дает мощность 65 л. с. (с регулятором). Максимальная мощность, развиваемая этим двигателем, достигает 70 л. с. Двигатель Дизеля при работе на соляровом масле дает мощность 85 л. с. Двигатель для газогенераторного трактора спроектирован и испытан в НАТИ и в настоящее время освоен в производстве на ЧТЗ. В 1938 г. завод должен выпустить 1200 газогенераторных тракторов. На 1939 г. программа выпуска утверждена в количестве 5000 шт.

В настоящее время Харьковский тракторный завод осваивает производство трактора с газогенераторной установкой НАТИ Г-19 (маркировка, принятая на заводе ХТЗ Г-2). Газогенераторная установка, так же как и на тракторе ЧТЗ Г-25, работает по опрокинутому процессу с полным подогревом бункера. Стендовые испытания двигателя, приспособленного для работы на газе, проведенные в лаборатории НАТИ, показали, что двигатель развивает мощность до 48 л. с. Двигатель при работе на керосине дает 52 л. с. Запуск двигателя производится от руки, в связи с чем двигатель имеет переменную степень сжатия, нормальную при работе на керосине — 4,8, и при работе на газе 8,0. Незначительное падение мощности двигателя при переводе его на работу на газе обеспечивает газогенераторному трактору хорошие тяговые качества. Трактор ХТЗ Г-2 Наркоммашем утвержден к выпуску на 1939 г. в количестве 5000 шт.

Газогенераторный автопробег показал, что у нас имеются вполне надежные конструкции грузовых генераторных автомобилей, работающих на древесных чурках и древесном угле. Имеется два газогенераторных трактора ЧТЗ Г-25 и ХТЗ Г-2, работающих на древесных чурках и принятых к производству на 1939 г. Но это только начало большой работы, которую предстоит провести в области создания и освоения конструкций газогенераторных установок, позволяющих использовать в качестве горючего другие виды твердого топлива. Необходимо ускорить работу над созданием газогенераторных установок для автомобилей и тракторов, работающих на антраците, торфе, брикетированной соломе и других видах твердого топлива. В этом направлении в настоящее время проводится большая работа в Научно-исследовательском автотракторном институте (НАТИ).

Этим Институтом для грузовой машины ЗИС-5 разработана конструкция газогенераторной установки с использованием в ней в качестве топлива антрацита и кокса. Установка рассчитана на применение ее в районах, богатых этим видом топлива. Конструкция установки предусматривает также возможность работы на торфяном коксе. Первый опытный образец такой установки сейчас заканчивается изготовлением на опытном заводе НАТИ. После монтажа установки на машине будут проведены испытания в зимних дорожных условиях, что позволит судить о надежности работы этой установки в нормальных эксплуатационных условиях.

В НАТИ же спроектирована газогенераторная установка, позволяющая использовать в качестве топлива торф. Первый опытный образец закончен изготовлением и прошел стендовые испытания в лаборатории НАТИ. Работа проводится совместно с Институтом торфа НКПС. Установка будет смонтирована на болотном тракторе ХТЗ. В конце ноября будут начаты полевые испытания этого трактора.

Во исполнение решения СНК СССР от 28 февраля 1938 г. НАТИ провел большую подготовительную работу для проведения испытаний по использованию в качестве топлива брикетированной соломы на машинах с древесными газогенераторными установками ЗИС-13 и ГАЗ-АА НАТИ Г-14 на тракторе ЧТЗ с установкой НАТИ Г-25, но вследствие того, что Наркомсовхозов СССР, в лице начальника технического совета т. Гурьяненко, до сих пор не организовал снабжения НАТИ брикетами соломы в нужном количестве, экспериментальные работы в этом направлении ведутся только на одном тракторе ЧТЗ. Необходимо в ближайшее же время развернуть в полном объеме работу по исследованию возможности использования брикетированной соломы в качестве топлива в указанных газогенераторных установках.

Наряду с задачей быстрее освоения газогенераторных машин, принятых к производству, а также усилением экспериментальных работ по использованию в газогенераторных установках в качестве горючего, помимо древесных чурок и древесного угля, других видов твердого топлива, необходимо уделить самое серьезное внимание культуре производства газогенераторных автомобилей. Заводам ЗИС, ГАЗ и «Комета» необходимо заняться вопросом унификации деталей газогенераторных установок. Многие детали установок ЗИС-21 и НАТИ Г-14 можно с успехом сделать взаимозаменяемыми без всякого ущерба для их работы. Заводам, выпускающим газогенераторные автомобили и тракторы, необходимо иметь штат инструкторов для наладки машин на местах.

Плохо обстоит дело с кадрами газогенераторщиков. Количество газогенераторных машин, находящихся в эксплуатации, исчисляется всего несколькими сотнями, тем не менее на местах ощущается острый недостаток в опытных водителях, механиках и других специалистах по эксплуатации газогенераторных установок. Вследствие отсутствия элементарных знаний по эксплуатации газогенераторных машин как у водительского состава, так и у руководителей автохозяйств, машины имеют значительные простои якобы по неисправности газогенераторной установки. Интересный случай имел место во время газогенераторного автопробега. В с. Тюлячи, Татарской республики, колонна встретила газогенераторный автомобиль ГАЗ-АА НАТИ Г-14. Машина шла на бензине. Газогенераторная установка считалась неисправной. На самом же деле установка не работала потому, что в генератор загружалось топливо произвольного размера. Отдельные поленья имели длину 300—350 мм. Восстановительная зона генератора вместо угля оказалась загруженной древесными чурками. Ясно, что при таком обращении газогенераторная установка работать не будет. После устранения мелких дефектов, загрузки восстановительной зоны углем, а бункера древесной чуркой нужного размера, в течение 30—40 мин. был восстановлен газогенераторный автомобиль. Таких примеров можно было бы привести значительное количество, но и этого достаточно, чтобы сделать вывод о необходимости скорейшей подготовки кадров для работы на газогенераторных машинах.

Необходимо во всех автотехникумах и на шоферских курсах ввести в учебный план курс газогенераторного автомобиля и практическую езду на нем. Это поможет в короткий срок подготовить шоферский инструкторский состав для эксплуатации газогенераторных машин. Нужно приветствовать решение правительства о создании газогенераторного отделения на автомобильном факультете Промышленной академии им. Кагановича.

В последнее время интерес к газогенераторным автомобилям и тракторам значительно возрастает. В НАТИ и Оргкомитет газогенераторного пробега от работников с мест поступает много писем с просьбами помочь им достать необходимую литературу по газогенераторным машинам. С выпуском же этой литературы дело обстоит плохо. Следует отметить, что периодическая печать тоже недостаточно освещает вопросы конструкций газогенераторных автомобилей и тракторов и очень мало занимается обобщением опыта эксплуатации этих машин.

Необходимо организовать выпуск в большом количестве популярной литературы, освещающей устройство и работу газогенераторных установок. В частности, на страницах журнала «Мотор» необходимо дать описание газогенераторных автомобилей, принятых на серийное производство.

Дело газогенераторостроения в СССР продвинулось далеко вперед. По решению партии и правительства наши автомобильные и тракторные заводы организуют массовое поточное производство газогенераторных автомобилей и тракторов. Созданы все условия для дальнейшего развития этого важнейшего вида автотранспорта.

Итоги Всесоюзного газогенераторного автопробега

Участник газогенераторного пробега инж. А. Ф. БЕЛАВИН

Постановлением СНК и ЦК ВКП(б) от 19/I 1935 г. была дана директива о внедрении в лесной промышленности газогенераторных установок для тракторов и автомобилей. Последующим постановлением СНК от 28/II 1938 г. было дано указание о быстрейшем освоении газогенераторных автомобилей в эксплуатации для широкого применения газогенераторного автотранспорта в нашем народном хозяйстве. И, наконец, последним постановлением СНК от 29/IV 1938 г. правительство организовало большой Всесоюзный пробег газогенераторных автомобилей. В этом постановлении говорится: «В целях быстрейшего внедрения газогенераторных автомобилей в народное хозяйство и разъяснения для широких кругов населения экономичности и пригодности их в эксплуатации, разрешить Наркомашу проведение автопробега на расстоянии 8—10 тыс. км по маршруту: Москва — Куйбышев — Уфа — Омск — Свердловск — Пермь — Киров — Вологда — Ленинград — Минск — Киев — Москва, начав этот пробег не позднее 1 июля 1938 г.»

В соответствии с решениями партии и правительства, Наркомашем был организован и проведен с 1 июля по 30 августа 1938 г. большой пробег газогенераторных автомобилей, работающих на твердом древесном топливе. Пробег по установленному маршруту должен был показать широкому кругу населения экономичность и пригодность газогенераторных автомобилей в эксплуатации, тем самым обеспечить быстрейшее внедрение их в наше народное хозяйство.

Одновременно, целью пробега являлись проверка и всестороннее изучение эксплуатационной работоспособности и надежности газогенераторных машин в различных дорожных условиях, выявление конструктивных и производственных дефектов газогенераторных установок, их экономичности в расходовании топлива, простоты обслуживания, быстроты заправки газогенератора и запуска двигателя на газе и других эксплуатационных данных.

Маршрут пробега проходил в районах, богатых древесным топливом, т. е. там, где применение газогенераторных автомобилей является наиболее рентабельным.

В пробеге участвовало пять типов советских газогенераторных установок: четыре 3-тонных автомобиля ЗИС-5 с газогенераторной установкой ЗИС-21 конструкции завода им. Сталина, два 3-тонных автомобиля ЗИС-5 с газогенераторной установкой ДГ-13 конструкции ГУЛАГ НКВД, четыре 1,5-тонных автомобиля с газогенераторной установкой Г-14 конструкции НАТИ, один 1,5-тонный автомобиль ГАЗ-АА с газогенераторной установкой, работающей на древесном угле, Г-21 конструкции НАТИ и один 3-тонный автомобиль ЗИС-5 с газогенераторной установкой, также работающей на древесном угле, Г-23 конструкции НАТИ.

Газогенераторные установки ЗИС-21 и Г-14 были изготовлены заводом «Комета», — это первые образцы той плановой продукции, к выпуску которой завод приступил в текущем году.

Перед пробегом материальная часть была в различном состоянии. Если автомобили с установками ЗИС-21 и Г-14 были пущены в пробег совершенно новыми, то автомобили с установками ДГ-13 предварительно прошли по 2,5 тыс. км, а установки Г-21 и Г-23 — перед пробегом — по 25 тыс. км.

Личный состав участников пробега был скомплектован из инженерно-технических работников и опытных водителей НАТИ

и автозаводов ЗИС и ГАЗ. Большую группу участников в пробеге составляли слушатели Промакадемии им. Сталина. Характерно отметить тот факт, что из всего состава водителей-газогенераторщиков со стажем до 4 лет было 4 чел. и со стажем до 1,5 лет — 2 чел., остальные 18 водителей на газогенераторных автомобилях до пробега не работали.

За время нахождения автомобилей в пути был установлен всесторонний учет всех дефектов, поломок, вынужденных остановок и простоев в пути. Были выявлены характеристические показатели динамики автомобилей в различных дорожных условиях и расхода топлива.

За время пробега с 1 июля по 30 августа 1938 г. пройдено 10 892 км, из которых по грунтовым и проселочным дорогам — 6366 км, по шоссейным — 4531 км и по особо тяжелым дорогам в дождливую погоду — 1300 км.

Данные о технических скоростях и расходе топлива за весь путь пробега протяженностью 10 897 км приведены в табл. 1.

Таблица 1

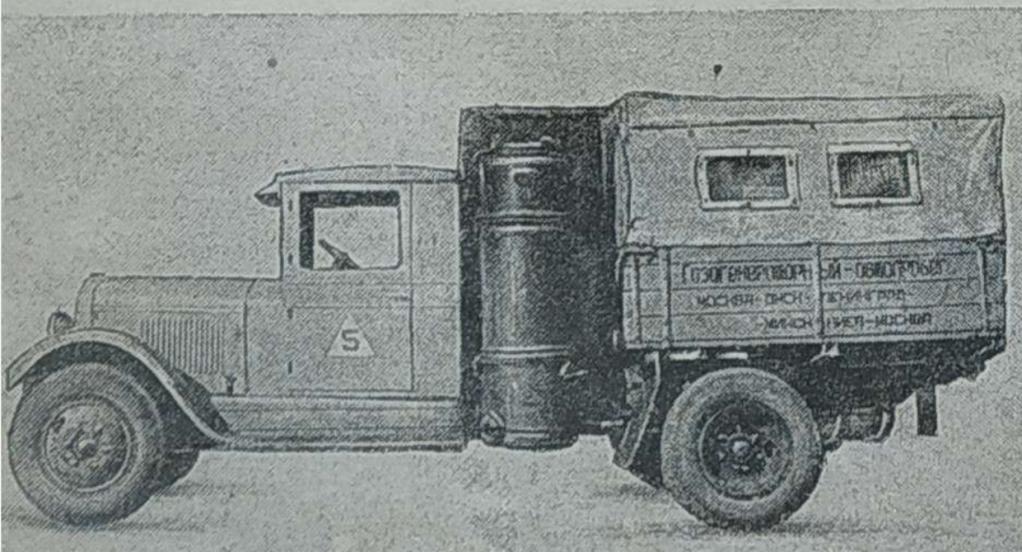
Тип газогенераторного автомобиля	Средняя скорость км/час	Расход топлива кг/100 км	Род топлива
ГАЗ-АА-Г14	24,63	65,0	чурки
ЗИС-21	22,40	112,8	»
ЗИС-ДГ13	21,4	113,5	»
ЗИС-Г23	21,8	68,9	уголь
ГАЗ-АА-Г21	23,8	41,0	»

По дорогам среднего качества с шоссейным и грунтовым покрытием на перегоне Омск — Свердловск — Ленинград протяженностью 4700 км все автомобили повысили средние технические скорости и снизили расход топлива (табл. 2).

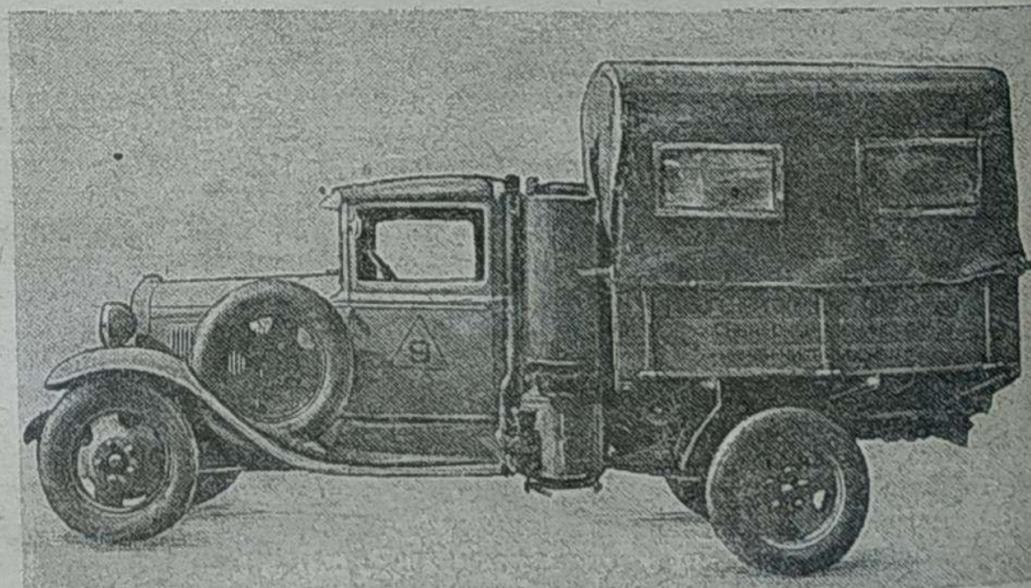
Таблица 2

Тип газогенераторного автомобиля	Средняя скорость км/час	Расход топлива кг/100 км	Род топлива
ГАЗ-АА-Г14	27,7	68,2	чурки
ЗИС-21	24,5	110,6	»
ЗИС-ДГ13	23,2	114,9	»
ЗИС-Г23	22,3	62,6	уголь
ГАЗ-АА-Г21	25,2	42,6	»

По дорогам хорошего качества с шоссейным и частично асфальтовым покрытием на перегоне Ленинград — Минск — Киев — Москва протяженностью 2650 км газогенераторные автомобили показали высокие технические скорости и резко снизили расход топлива (табл. 3).



Газогенераторный автомобиль ЗИС-5 с установкой ДГ-13; вид со стороны газогенератора.



Газогенераторный автомобиль ГАЗ-АА с установкой НАТИ Г-21; вид со стороны газогенератора.

Таблица 3

Тип газогенераторного автомобиля	Средняя скорость км/час	Расход топлива кг/100 км	Род топлива
ГАЗ-АА-Г14	32,4	53,0	чурки
ЗИС-21	31,6	88,0	»
ЗИС-ДГ13	29,6	89,0	»
ЗИС-Г23	33,1	44,7	уголь
ГАЗ-АА-Г21	31,8	31,4	»

Продолжительность запуска (в мин.) двигателей на газе при первоначальном розжиге газогенератора приведена в табл. 4.

Таблица 4

ГАЗ-АА-Г14	ЗИС-21	ЗИС-Г23	ГАЗ-Г21
10—12	4—8	3—4	3—4

Запуск двигателей автомобилей ЗИС с установкой ДГ-13 осуществлялся на бензине.

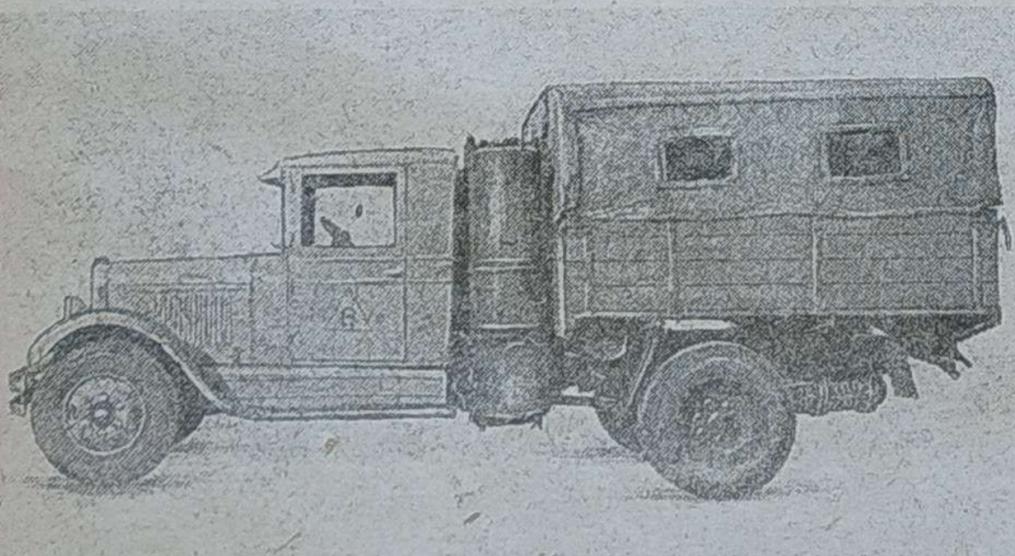
Пробег выявил хорошую проходимость и подвижность газогенераторных автомобилей. Путь в 10 892 км пройден колонной за 53 ходовых дня. Это составляет в среднем 205 км в день. Средняя техническая скорость движения колонны на грунтовых и шоссейных дорогах среднего качества, т. е. на таких дорогах, по которым происходит нормальная эксплуатация автомобилей, колебалась в пределах 20—30 км/час. На гравийных и гудронированных дорогах хорошего качества она достигала 40 км/час. Весьма положительные данные выявлены также и по экономичности автомобилей. При движении по дорогам среднего качества расход топлива по 3-тонным автомобилям с установкой ЗИС-21 определился в среднем по четырем машинам в 110,6 кг чурок на 100 км пути, а по четырем 1,5-тонным автомобилям ГАЗ-АА с установкой Г-14 — в среднем 63,2 кг чурок на 100 км пути.

Данные пробега показывают значительную дешевизну эксплуатации газогенераторных автомобилей. Если расход древесного топлива для машин ГАЗ-АА составляет 63,2 кг/100 км по дорогам среднего качества, то расход бензина двух карбюраторных автомобилей ГАЗ-АА, участвовавших в пробеге, определился в среднем 20,1 л/100 км.

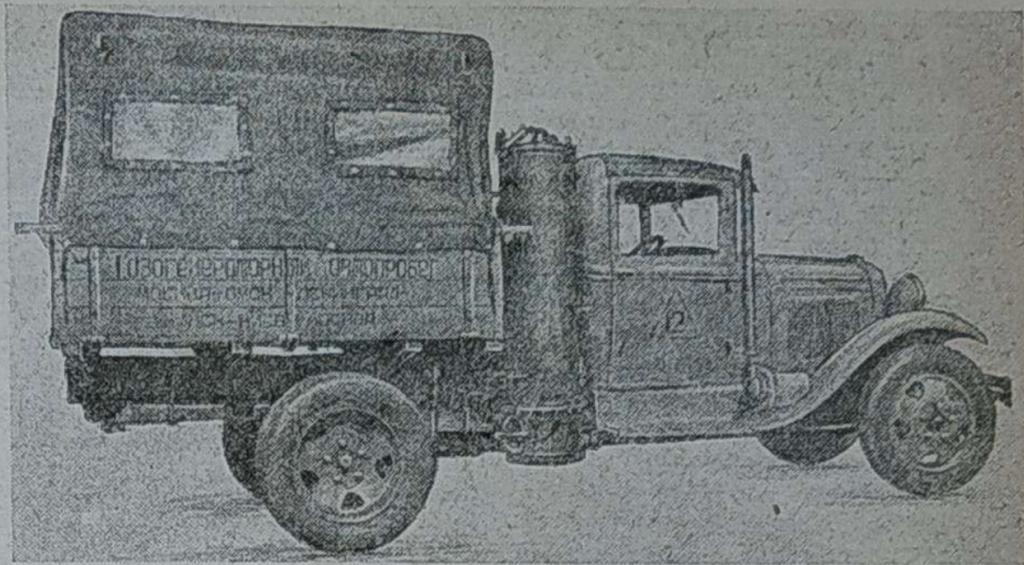
По пути следования по маршруту колонне газогенераторных машин пришлось преодолеть глубокие пески Рязанской области, непроходимые солончаковые дороги Казахстана, размытые дождями, крутые подъемы и спуски Уральских гор, достигающие 15° крутизны, — все эти дороги, которые почти не встречаются при нормальной эксплуатации автомобилей, были пройдены без особых напряжений.

Все автомобили, участвовавшие в пробеге, имели полную полезную нагрузку, а на отдельных этапах они шли с нагрузкой, превышающей допустимую грузоподъемность, но при этом тяговые свойства их оставались удовлетворительными.

Газогенераторные автомобили ГАЗ-АА проявили в пробеге свои положительные свойства. Они оказались наиболее «гибкими», обладают хорошей маневренностью и хорошими тяговыми свойствами.



Газогенераторный автомобиль ЗИС-5 с установкой Г-23, НАТИ вид со стороны газогенератора.



Газогенераторный автомобиль ГАЗ-АА с установкой НАТИ-Г-14; вид со стороны газогенератора.

Хорошо работали также и машины ЗИС-5. Крепкая и надежная конструкция и бесперебойная работа газогенераторных установок показали свои положительные качества, но для обеспечения необходимых тяговых свойств требуется повышение мощности.

Два «угольные» автомобиля ЗИС-5 и ГАЗ-АА показали также весьма положительные качества. Однако, работа этих автомобилей иногда зависит от качества угля — недожженный уголь вызывает быстрое засмоление матерчатых фильтров.

Из всех автомобилей, участвовавших в пробеге, не зарекомендовали себя машины с установкой ДГ-13, — эта установка конструктивно недоработана; она не обеспечивает достаточной очистки газа, и вследствие низкой напряженности зоны горения имели место частые явления засмоления как самой системы, так и двигателя.

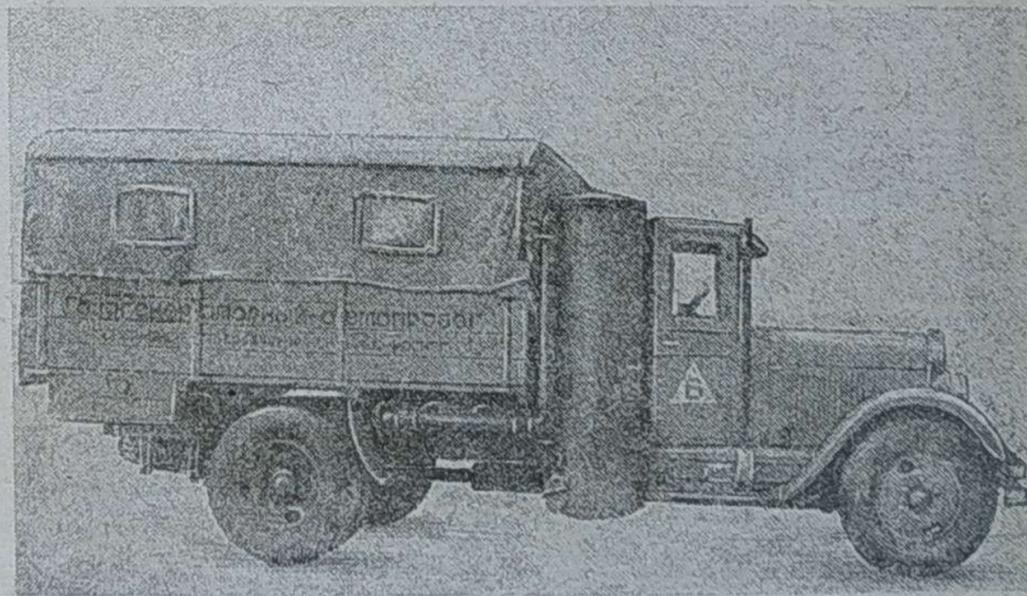
До сих пор наиболее слабым местом газогенераторных установок являлись топливники. Ранее выпускаемые газогенераторные установки со сварными топливниками, в связи с образованием трещин по сварке, в условиях эксплуатации работали не более 5000 км. Новые же цельнолитые алитированные топливники на всех автомобилях, участвовавших в пробеге, простояли весь путь в 11 тыс. км без повреждений и пригодны к дальнейшей работе.

За время пробега по газогенераторным установкам обнаружены некоторые дефекты: на установках ЗИС-21 вышли из строя и заменены три крышки загрузочных люков бункера вследствие коррозии, заменено несколько болтов крепления установки вследствие их разрыва. Установки ДГ-13 имели крупные дефекты: на этих установках заменены оба бункера вследствие образования трещин и прососов в местах болтового соединения с топливником.

На установках Г-14, Г-21 и Г-23 дефектов не обнаружено и замены деталей не требовалось на протяжении всего пути пробега.

После пробега газогенераторные установки ЗИС-21, Г-14, Г-21 и Г-23 находятся в исправном состоянии и пригодны к дальнейшей работе.

Основной вывод, который можно сделать о работе газогенераторных автомобилей в пробеге, сводится к следующему.



Газогенераторный автомобиль ЗИС-5 с установкой ЗИС-21; вид со стороны газогенератора.

1. Пробег показал надежность в работе, прочность конструкции и пригодность для внедрения в народное хозяйство газогенераторных установок ЗИС-21, Г-14, Г-21 и Г-23.

2. Наряду с положительными сторонами газогенераторных автомобилей необходимо обратить внимание на следующие недостатки: 1) по ЗИС-21 — стесненность кабины, отсутствие хранилища для запасного топлива, необеспеченность герметичности лючков газогенератора вследствие коробления опорных фланцев, плохое омеднение крышек загрузочных лючков, необходимое для предохранения их от коррозии, поломка болтов крепления установки. 2) По ДГ-13 — неудовлетворительная очистка газа и образование его с присутствием элементов смолы, недостаточная прочность топливника и бункера газогенератора. 3) По Г-14 — недостаточно стойкое омеднение рубашки бункера, низкая мощность вентилятора розжига, что удлиняет время первоначального запуска двигателя.

Наряду с этим необходимо особо указать на плохое состояние газогенераторных автомобилей, работающих на местах. В большинстве случаев газогенераторные автомобили эксплуатируются неудовлетворительно и находятся в запущенном состоянии. Водительские кадры, работающие на газогенераторных автомобилях, недостаточно подготовлены вследствие отсутствия необхо-

димого инструктажа и литературы по уходу за газогенераторными установками.

Если сейчас, когда количество газогенераторных автомобилей, находящихся в эксплуатации, исчисляется сотнями, ощущается острый недостаток в опытных водителях, механиках и других специалистах по эксплуатации газогенераторных машин, то при массовом выпуске этих автомобилей, к которому сейчас готовятся автозаводы ГАЗ и ЗИС, безусловно этот недостаток будет возрастать. Поэтому, наряду с подготовкой к массовому выпуску газогенераторных автомобилей необходимо готовить специалистов, способных обеспечить надлежащий инструктаж на местах, куда будут направляться выпускаемые газогенераторные автомобили.

Проведенная в пробеге работа по разъяснению широким кругам населения экономичности и пригодности газогенераторных автомобилей в эксплуатации оставила у десятков тысяч колхозников и трудящихся горожан глубокое впечатление и убежденность в рентабельности газогенераторных автомобилей.

Сейчас, после пробега, газогенераторный автомобиль получил широкую популярность и безусловно займет подобающее ему место в нашем народном хозяйстве.

г. Горький

Динамика и экономика газогенераторных автомобилей

Участник газогенераторного пробега военинженер 2-го ранга Л. Ф. РУДАКОВ

В целях популяризации газогенераторных автомобилей среди широких масс трудящихся нашей страны, а также испытания этих машин на динамику, экономичность и надежность работы в эксплуатационных условиях по решению Совнаркома СССР от 29 апреля 1938 г. был организован пробег газогенераторных автомобилей, старт которому дан в Москве 1 июля. Колонна машин прошла весь путь по утвержденному маршруту и вернулась обратно в установленный срок — 30 августа.

Маршрут пробега Москва — Куйбышев — Казань — Уфа — Белорецк — Магнитогорск — Челябинск — Петропавловск — Омск — Свердловск — Пермь — Киров — Горький — Владимир — Иваново — Вологда — Ленинград — Минск — Киев — Москва, протяженностью 10 892 км, в значительной своей части проходил по районам, богатым древесным топливом, где в дальнейшем должны найти широкое применение газогенераторные автомобили и тракторы.

В пробеге участвовало 17 автомобилей, из них 12 газогенераторных, работающих на древесных чурках и древесном угле. В данной статье мы остановимся на рассмотрении результатов пробега только по газогенераторным автомобилям. В пробеге участвовало 7 3-тонных автомобилей ЗИС-5, из них 4 с древесной газогенераторной установкой ЗИС-21 конструкции автозавода им. Сталина, 2 с древесной газогенераторной установкой ДГ-13 конструкции С. И. Декаленкова и 1 автомобиль с древесно-угольной установкой НАТИ Г-23 конструкции Научно-

исследовательского автотракторного института (НАТИ). Из пяти 1,5-тонных автомобилей ГАЗ-АА на четырех стояли древесные газогенераторные установки НАТИ Г-14 и на одной древесно-угольная установка НАТИ Г-21. Обе установки спроектированы также коллективом инженеров НАТИ.

Динамика

Понижение мощности бензинового двигателя при переводе его на работу на генераторном газе потребовало, в целях повышения тяговых качеств, постановки на машинах главной передачи с повышенным передаточным числом. С этой целью на трех машинах ГАЗ-АА НАТИ Г-14 и на машине ГАЗ-АА НАТИ Г-21 поставлена главная передача с передаточным числом 7,5:1,0 против нормального 6,6:1,0. Для сравнительной оценки одна машина ГАЗ-АА НАТИ Г-14 (пробеговый № 13) шла со стандартной главной передачей. Четыре машины ЗИС-21 и машина ЗИС-5 НАТИ Г-23 имели передаточное число 7,66:1,0 против стандартного 6,41:1,0 в бензиновом автомобиле. Обе машины ЗИС ДГ-13 имели стандартную главную передачу.

На автомобилях ГАЗ-АА НАТИ Г-14 и ГАЗ-АА НАТИ Г-21 стоял двигатель М-1 со степенью сжатия 6,4 против 4,6 в нормальном бензиновом моторе.

На машинах ЗИС-21, ЗИС-5 НАТИ Г-23 и ЗИС ДГ-13 стоял двигатель ЗИС-5 со степенью сжатия 7,0 против нормальной 4,6. В обоих случаях повышение степени сжатия достигалось путем



Движение машин на участке от Белорецка к Магнитогорску.



Машина № 3 в канаве (30 км от г. Петропавловска).

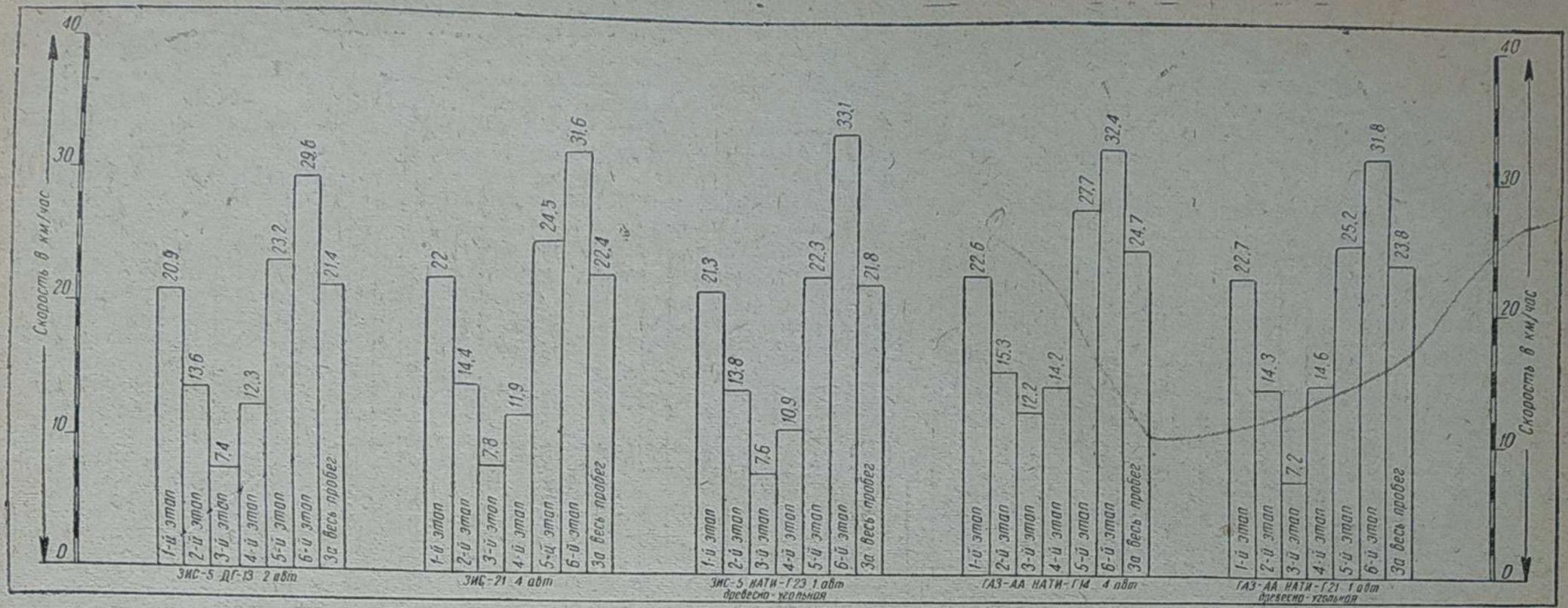


Диаграмма средних технических скоростей по этапам движения.

1-й этап Москва — Белый мост (55 км за Стерлитамаком) протяженностью 2230,3 км. 2-й этап Белый мост (55 км за Стерлитамаком) — Белорецк — 167 км. 3-й этап Белорецк — Магнитогорск — 98,4 км. 4-й этап Магнитогорск — Петропавловск — 1027,3 км. 5-й этап Петропавловск — Омск — Ленинград — 4 720,2 км. 6-й этап Ленинград — Минск — Киев — Москва — 2 649,3 км.

постановки новой головки блока с измененной камерой сгорания.

За время пробега общий средний вес машин ЗИС колебался в пределах 5600—6200 кг, а для ГАЗ 3000—3600 кг.

Дорожные условия на протяжении всего пути резко изменялись, поэтому для более точного отражения динамики, экономии машин и надежности работы газогенераторных установок весь маршрут пробега технической комиссией при разработке материалов пробега разбит на шесть характерных этапов. Характеристика дорог по отдельным этапам дана в табл. стр. 8.

Для оценки тяговых качеств газогенераторных автомобилей приводятся данные по замерам средних технических скоростей и по преодолению подъемов. Скорости движения машин по отдельным этапам, а также и за весь пробег подсчитывались по данным ежедневных путевых листов, в которые контролеры заносили все показатели работы машины за истекший рабочий день.

Полученные средние технические скорости лимитировались главным образом не тяговыми качествами машин, а условиями движения машин в колонне. Ежедневно перед стартом, в зависимости от пересеченности местности и состояния дороги, командование пробега задавало максимальную скорость движения машин. Несмотря на то, что машины внутри колонны имели право свободного движения, с обгоном впереди идущей машины, при условии, что последняя идет с явно пониженной скоростью и создает разрыв колонны, — все-таки при таком режиме движения скорости отдельных машин снижались (особенно для автомобилей ГАЗ).

Для оценки тяговых качеств правильно будет рассматривать технические скорости только по последним двум этапам Петропавловск — Омск — Ленинград и Ленинград — Минск — Киев — Москва, так как первые четыре этапа с этой точки зрения нехарактерны.

Первый этап Москва — Белый мост (55 км за Стерлитамаком), протяженностью 2230,3 км, характеризуется наличием преимущественно профилированных грунтовых дорог среднего качества, умеренной пересеченности, за исключением Жигулевских гор, где имелись спуски и подъемы, из которых наибольший был 7,5° и длиной около 1000 м (по данным Куйбышевского облдоротдела). Почва — супесок и суглинок, встречались участки сыпучих песков. При движении по грунтовым дорогам наблюдалась большая пыльность. Бродов — 2. Погода была сухая, солнечная, температура воздуха до 30° С. Машины шли в колонне, без больших разрывов между собой. Часто производилась остановка головных машин с целью подтяжки колонны. Машины шли с умеренной скоростью в основном по двум причинам: во-первых, потому, что перед пробегом большинство машин, за исключением двух ЗИС ДГ-13, в общей сложности с заводской обкаткой прошли 700—900 км, и только две машины ЗИС ДГ-13 имели в среднем пробег около 2500 км; во-вторых, тем, что водительский состав, в основном состоявший из лиц, до пробега не соприкасавшихся с практикой вождения и эксплуатации газогенераторных автомобилей (из 24 водителей до пробега на газогенераторных машинах работали только 6 человек) и прошедший перед пробегом только краткий курс практической езды, на первом этапе осваивал особенности

ухода и вождения газогенераторных автомобилей. Поэтому среднетехническая скорость, колеблющаяся по отдельным машинам в пределах от 20,7 до 23,5 км/час, по указанным причинам недостаточно характерна для оценки тяговых качеств.

Второй этап — Белый мост (55 км за Стерлитамаком) — Белорецк, протяженностью 167 км, включает в себя преодоление Уральских гор, характеризуемых значительным количеством подъемов и спусков. Наибольший подъем достигал 15°. В табл. 2 даны наиболее характерные подъемы. За 83 км пути были преодолены 24 подъема крутизной от 5° и выше. Подъемы во время пробега замерялись специальным прибором.

В плане дорога имела значительное количество поворотов, доходивших до 60—80°. В большей части дорога была покрыта облаженными естественными камнями. Местами дорога имела большие выбоины. Через Уральские горы колонна прошла в сухую солнечную погоду. Температура воздуха доходила до 30° С. Техническая скорость на данном этапе по отдельным машинам колебалась в пределах от 12,6 до 16,7 км/час. Эта скорость не является показательной. С другой стороны, второй этап характерен в том отношении, что машины свободно преодолели все подъемы без какой-либо посторонней помощи, на газе, без присадки бензина. Трехтонные грузовики ЗИС через Уральские горы шли при общем среднем весе 6050 кг, а полутонные ГАЗ-АА — 3600 кг.

Наименьшая средняя техническая скорость для всех машин получилась на третьем этапе Белорецк — Магнитогорск протяженностью 98,4 км. Техническая скорость для машин ГАЗ-АА составляет 12,2 км/час, а для машин ЗИС-5 — 7,7 км/час. Низкая скорость объясняется исключительно тяжелыми дорожными условиями. Дорога преимущественно проселочная с чередующимися подъемами и спусками (восточные склоны Уральских гор), размытая непрерывными дождями, шедшими в этом районе в течение 12 суток.

На четвертом этапе Магнитогорск — Петропавловск, протяженностью 1027,3 км, средняя техническая скорость также получилась невысокой и составляет для машин ГАЗ-АА — 14,2 км/час, а для ЗИС-5 — 12,0 км/час. Пониженная скорость движения на этом этапе объясняется теми же причинами, что и на этапе Белорецк — Магнитогорск. Дорога — грунтовая, равнинная, сильно размытая дождями, что вызывало частые объезды по целине. Грунт в большей части суглинистый, местами солонец. Непрерывные дожди сделали дорогу труднопроходимой до такой степени, что в ряде районов движение местного автотранспорта было временно прекращено.

Для увеличения сцепления ведущих колес при движении по грязным дорогам на полутонных машинах ГАЗ применялись звеньевые цепи противоскольжения конструкции Горьковского автозавода. За время пробега машины ГАЗ с цепями противоскольжения прошли в среднем около 350 км. Несмотря на некоторые конструктивные недостатки эти цепи показали себя в работе хорошо. Машины ГАЗ при наличии цепей сравнительно свободно преодолевали самые труднопроходимые участки дороги. Не было ни одного случая застревания машин в грязи, когда требовалась бы посторонняя механическая помощь. Машины с помощью экипажа выходили из самого трудного положения.

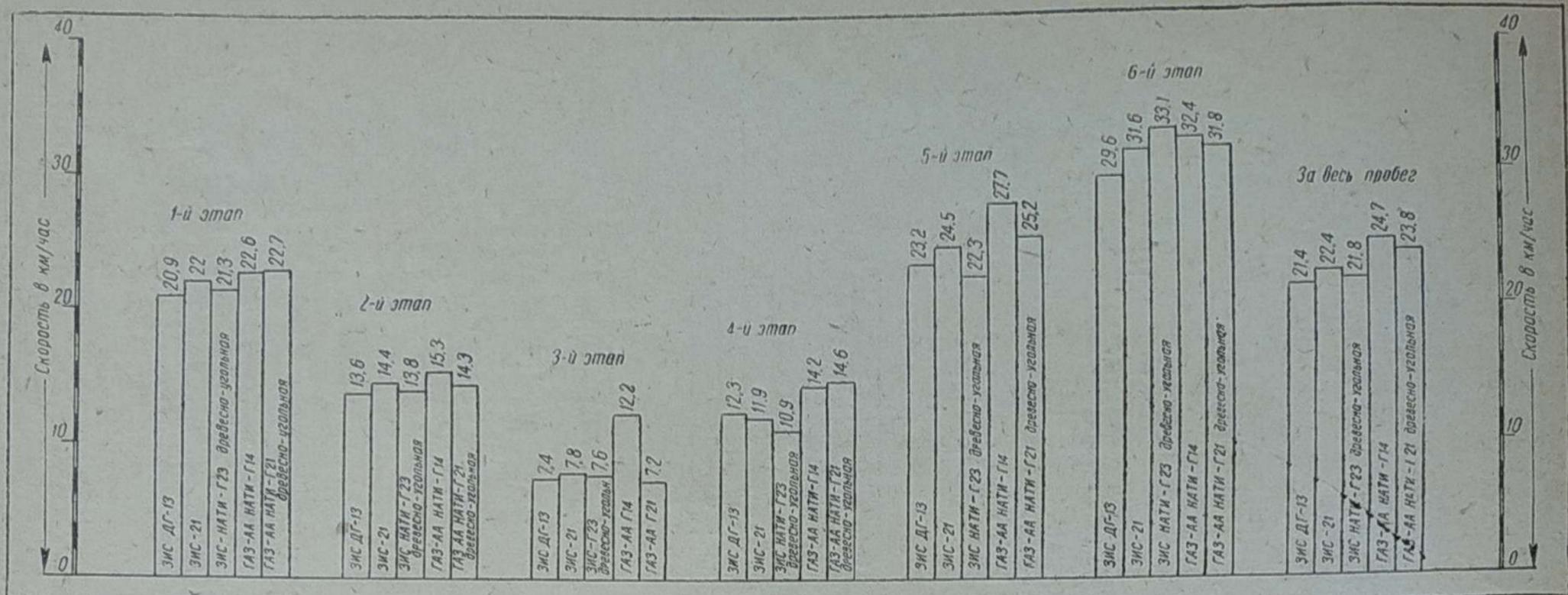


Диаграмма средних технических скоростей по этапам движения.

1-ый этап Москва — Белый мост (55 км за Стерлитамаком) протяженностью 2230,3 км. 2-й этап Белый мост (55 км за Стерлитамаком) — Белорецк — 167 км. 3-й этап Белорецк — Магнитогорск — 98,4 км. 4-й этап Магнитогорск — Петропавловск — 1027,3 км. 5-й этап Петропавловск — Омск — Ленинград — 4720,2 км. 6-й этап Ленинград — Минск — Киев — Москва — 2649,3 км.

Из 7 машин ЗИС на 3 машинах применялись экспериментальные цепи таврового сечения, на остальных 4 машинах на протяжении всего пути применялось по одному браслету на каждые два ската задних колес. Применение цепей таврового сечения в значительной степени повышает проходимость автомобиля. В среднем машины с цепями прошли 30—40 км на исключительно тяжелых участках дороги. Полностью же все преимущества этих цепей использовать не представилось возможным вследствие недостаточной мощности двигателя. Этим и объясняется тот факт, что цепями мало пользовались при движении по грязной дороге.

Средняя техническая скорость движения на пятом этапе — Петропавловск — Омск — Ленинград, протяженностью 4720 км, значительно поднялась по сравнению со всеми предшествующими этапами. Дорога на этом этапе преимущественно проселочная грунтовая и гравийное шоссе, местами сильно выбитое. В границах Омской области грунт суглинистый и солонец, размокший от дождей. Перевал северной части Уральского хребта насчитывал большое количество затяжных подъемов, из которых наиболее значительные имеют до 8,5° (по данным Свердловского облдоротдела). В пределах Ленинградской области пре-

одолевались подъемы от 5,5 до 11,5° (по данным Ленинградской области установилась сухая и ясная. Для автомобилей ГАЗ-АА техническая скорость получилась 27,7 км/час, а для ЗИС-5 — 24,5 км/час. Уральские горы были пройдены при сухой, солнечной погоде. Расстояние от Свердловска до Перми — 390 км — было пройдено за один ходовой день со среднетехнической скоростью для машин ГАЗ-АА 32—33 км/час, а для машин ЗИС-5 — 26—27 км/час. Скорость движения на этом этапе следует считать вполне удовлетворительной.

На этапе Ленинград — Минск — Киев — Москва при наличии хороших шоссе машины шли с повышенной скоростью. Последний этап протяженностью 2649 км пройден за 9 ходовых дней при среднесуточном пробеге 294 км; если же не учитывать день финиша, в который пройдено только 80 км, то среднесуточный пробег составляет 321 км. Среднетехническая скорость за этот этап составляет для машины ГАЗ — 32,4 км/час, а для машины ЗИС — 31,6 км/час. Эта скорость безусловно характеризует хорошие тяговые качества газогенераторных машин.

Таблица 1

Наименование этапа	Покрытие дорог							Протяженность этапа в км	Количество переправ на пароме
	асфальт км	булыжное шоссе км	гравийное шоссе км	щебеночное шоссе км	профилированные грунтовые дороги км	проселочные дороги км	горные дороги км		
Москва — Белый мост (55 км за Стерлитамаком)	145	123	182,3	78	1385,0	190	127,0	2230,3	8
Белый мост (55 км за Стерлитамаком) — Белорецк	—	—	—	—	—	—	167,0	167,0	—
Белорецк — Магнитогорск	—	—	—	—	—	—	98,4	98,4	—
Магнитогорск — Петропавловск	—	—	—	—	1027,3	—	—	1027,3	—
Петропавловск — Омск — Ленинград	130	321	1379,0	—	345,0	2545	—	4720,0	15
Ленинград — Минск — Киев — Москва	322	—	134,0	1828	365,0	—	—	2649,0	1
За весь пробег	597	444	1695,3	1906	3122,3	2735	392,4	10 892,0	24
В процентах	5,5	4,1	15,6	17,5	28,7	25,1	3,5	100	—

Таблица 2

Расстояние от Стерлитамака до подъема, в км	58	59	61	72	83	88	90,6	94,3	94,5	94,7	94,8	95	102,8	103	110,4	110,6	110,7	110,8	111	120,9	121,9	122,1	122,2	141
Угол подъема в градусах	10	15	8	9	10	10	10	5	8	13	10	5	9	7	10	5	9	10	5	11	9	11	12	9
Подъем в %	17,6	27,0	14,0	15,8	17,6	17,6	7,0	14,0	23,0	17,6	8,0	15,8	12,3	17,6	8,0	15,8	17,6	8,0	19,4	15,8	19,4	21,2	15,8	

Примерно в таких же дорожных условиях, как это имело место на последнем этапе пробега в 1937 г., НАТИ провел длительные пробеговые испытания газогенераторных автомобилей ГАЗ-АА НАТИ Г-14 протяженностью 15 400 км, ГАЗ-АА НАТИ Г-21 — 12 000 км, ЗИС НАТИ Г-23 — 12 000 км и ЗИС-13 20 000 км. Средняя техническая скорость получилась: для ГАЗ-АА НАТИ Г-14 — 25—30 км/час, ГАЗ-АА НАТИ Г-21 — 27,6 км/час и для ЗИС НАТИ Г-23 — 28,4 км/час.

Для автомобилей ЗИС-13 средняя техническая скорость за время первой половины испытаний колебалась в пределах от 20 до 35 км/час, а за вторую половину — от 20 до 30 км/час.

В табл. 3 даны средние показатели работы каждой машины по отдельным этапам. Из последней видно, что (в пределах каждого типа машин) как техническая, так и пробеговая скорости по отдельным машинам имеют незначительный разбег. Объясняется это тем, что все машины, как правило, шли в колонне, за исключением случаев отставания машины по дорожным или техническим причинам.

Из табл. 4 видно, что суммарное время простоев за время пробега получилось очень большое и составляет 37—40% от общего времени в пути. Объясняется это главным образом тем, что машины очень часто останавливались в населенных пунктах для проведения митингов и бесед с населением. Участниками пробега была проведена большая работа по популяризации газогенераторного автомобиля. По скромным подсчетам митингами и беседами было охвачено не менее 100 тыс. трудящихся городов, сел, колхозов, совхозов и машинотракторных станций.

Весь путь 10 892 км был пройден за 53 ходовых дня со среднесуточным пробегом 205,5 км. Если же исключить из рассмотрения II, III и IV этапы, общей протяженностью 1292 км (сюда входит преодоление Уральских гор и движение по грязным дорогам от Белорецка до Петропавловска), то остальной путь — 9 600 км — был пройден за 40 ходовых дней со среднесуточным пробегом 240 км.

Выводы

1. Газогенераторные автомобили ГАЗ-АА НАТИ Г-14 и ГАЗ-АА НАТИ Г-21 в самых разнообразных условиях движения работали хорошо. Машины обладают достаточной маневренностью и вполне удовлетворительными тяговыми качествами. По мнению автора, увеличивать передаточное число главной передачи не следует.

2. Машины ЗИС-21 и ЗИС НАТИ Г-23 в разнообразных условиях пробега показали удовлетворительные качества, однако для данного типа машин необходима постановка двигателя большей мощности. Увеличение передаточного числа главной передачи для повышения тяговых качеств ЗИС-21 и ЗИС НАТИ Г-23 следует считать целесообразным.

3. По машинам ЗИС ДГ-13 в части мощности двигателя вывод аналогичен ЗИС-21. Для повышения тяговых качеств автомобиля главную передачу желательно поставить с повышенным передаточным числом.

Заготовка топлива

Согласно техническим условиям и инструкции по заготовке твердого топлива для газогенераторного автопробега, утвержденным Наркомлесом СССР, заготавливаемое топливо должно удовлетворять следующим требованиям.

1. Древесные чурки. Размеры 40 × 50 × 60 мм, форма может быть неправильная и неодинаковая (поперечное сечение может быть квадратное, треугольное, многоугольное, круглое, полукруглое и др.). Отклонения в размерах допускаются по основным размерам не более 20%. Изготавливаются чурки из безусловно здоровой древесины твердых пород (березы, дуба или бука, в зависимости от наличия этих пород на местах). Древесина не должна иметь следов гнили. Применение, хотя бы немного подгнившей древесины воспрещается. Окорки древесины, идущей для приготовления чурок, не требуется. Наличие трещин в древесине допускается без ограничений.

Влажность заготовленной чурки должна быть не выше 18% абс. Заготовленное топливо не должно иметь посторонних примесей — песка, земли, пыли, камней, частиц металла, мусора, щепы, опилок и т. п.

2. Древесный уголь. Размер кусков — крупный для восстановительных зон древесных газогенераторов 30—45 мм, мелкий для древесноугольных газогенераторов 15—25 мм.

Форма кусков может быть неправильная и неодинаковая. Наличие более мелких и более крупных кусков, разнящихся от указанных более чем на 20%, не допускается.

Таблица 3

Марка автомобиля	Пробег в км	I этап Москва — Белый мост		II этап Белый мост — Белорецк		III этап Белорецк — Магнитогорск		IV этап Магнитогорск — Петропавловск		V этап Петропавловск — Омск — Ленинград		VI этап Ленинград — Минск — Киев — Москва	
		средняя скорость в км/час	техническ. пробег в км/час	средняя скорость в км/час	техническ. пробег в км/час	средняя скорость в км/час	техническ. пробег в км/час	средняя скорость в км/час	техническ. пробег в км/час	средняя скорость в км/час	техническ. пробег в км/час	средняя скорость в км/час	техническ. пробег в км/час
ГАЗ-АА НАТИ Г-14	10	23,5	13,1	15,4	10,2	13,4	14,5	7,6	27,6	18,2	33,0	20,0	53,7
»	11	22,8	12,6	12,6	9,9	13,1	14,9	8,0	28,3	17,7	32,5	20,4	52,0
»	12	21,1	13,8	16,5	10,2	12,9	13,7	7,7	27,2	17,6	32,6	19,6	54,7
»	13	22,9	13,3	16,7	10,5	9,5	13,8	7,9	27,7	17,2	32,4	18,3	53,0
Средние данные по 4 машинам	—	22,6	13,2	15,3	10,2	12,2	14,2	7,8	27,7	17,6	32,4	19,6	53,1
ГАЗ-АА НАТИ Г-21	9	22,7	12,8	14,3	10,3	7,2	14,6	7,3	25,2	16,2	31,8	19,4	31,4
»	2	23,0	12,8	15,3	10,6	8,6	10,5	7,3	23,8	17,0	31,0	20,2	85,9
»	3	21,5	12,8	13,4	10,0	7,0	12,4	7,7	23,8	16,9	31,1	19,4	82,3
»	6	21,4	12,8	14,8	10,3	8,2	13,4	8,0	25,1	17,1	29,6	19,4	83,4
»	7	22,0	12,9	14,3	10,0	7,4	11,6	7,5	25,5	16,6	32,3	19,6	93,0
Средние данные по 4 машинам	—	22,0	12,8	14,4	10,2	7,8	12,0	7,6	24,5	16,9	31,6	19,6	88,0
ЗИС ДГ-14	4	20,7	12,7	13,2	9,9	6,3	10,8	7,4	22,7	15,4	28,4	13,7	88,0
»	5	21,0	11,8	14,1	11,3	8,6	13,9	7,5	23,7	16,0	31,0	21,3	90,0
Средние данные по 2 машинам	—	20,9	12,8	13,6	10,6	7,5	12,4	7,5	23,2	15,7	29,6	16,6	89,0
ЗИС НАТИ Г-23	8	21,2	12,7	13,8	10,2	7,7	11,0	6,7	22,3	15,1	33,1	20,3	44,7

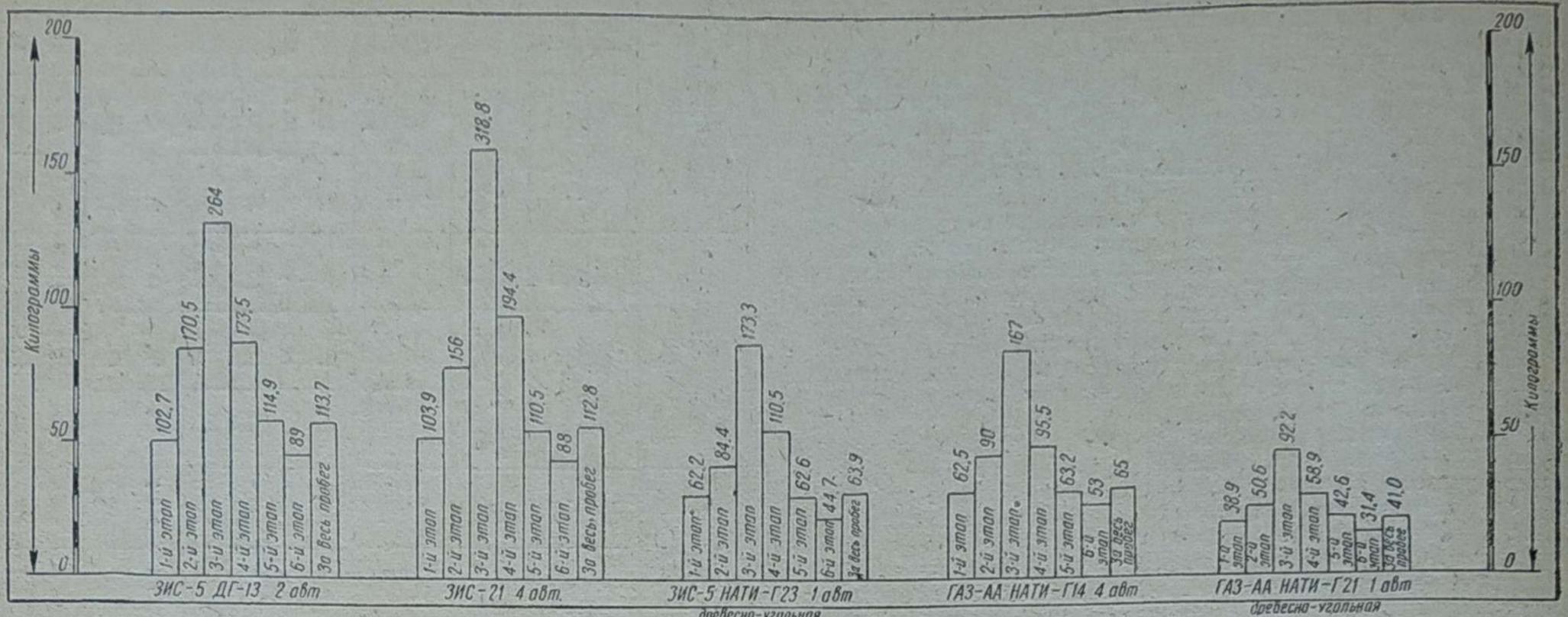


Диаграмма среднего расхода топлива в кг/100 км пути по этапам движения.

1-й этап Москва — Белый мост (55 км за Стерлитамаком) — протяженностью 2230,3 км. 2-й этап Белый мост (55 км за Стерлитамаком) — Белорецк — 167 км. 3-й этап Белорецк — Магнитогорск — 98,4 км. 4-й этап Магнитогорск — Петропавловск — 1027,3 км. 5-й этап Петропавловск — Омск — Ленинград — 472,2 км. 6-й этап Ленинград — Минск — Киев — Москва — 2649,3 км.

Уголь должен быть березовый, хорошо выжженный, достаточно прочный, приготовленный из здоровой древесины. Приготовление угля из хотя бы немного подгнившей древесины воспрещается.

Внешние признаки хорошо выжженного угля следующие: слегка пористые куски с раковистым изломом, в большей своей массе черного цвета, в изломе блестящие с чуть синеватым отливом, без трещин, не пачкающие рук, сухие и звонкие.

Влажность угля как крупного, так и мелкого должна быть не выше 10—12% абс. Заготовленный уголь, так же как и древесные чурки, не должен содержать посторонних примесей — песка, земли, пыли, камней, частиц металла, мусора, щепы, угольной мелочи и т. п.

Работа по организации топливных баз и заготовка необходимого количества твердого топлива для пробега была возложена на Наркомлес СССР. В соответствии с решением Оргкомитета по маршруту пробега Наркомлесом было создано 38

заготовительных пунктов, в которых и была организована работа по заготовке древесных чурок и древесного угля для автомашин, участвовавших в пробеге.

Следует отметить, что местные лесозаготовительные организации системы Наркомлеса отнеслись со всей серьезностью к этой важнейшей работе. Несмотря на то, что в большинстве лесозаготовительных баз заготовка древесного топлива для газогенераторных машин производилась впервые, при отсутствии необходимого оборудования, все же в подавляющем большинстве баз к приходу колонны топливо было заготовлено в полном соответствии с техническими условиями и в нужном количестве.

Экономика автомобиля по расходу твердого топлива

Определение экономики по расходу древесных чурок и древесного угля производилось путем замеров ежедневного расхода.

Таблица 4

Средние технические показатели газогенераторных автомобилей за весь пробег по маршруту Москва — Омск — Ленинград — Минск — Киев — Москва протяженностью 10 892,5 км

Марка автомобиля	Пробеговый номер автомобиля	Род топлива, применяемого в газогенераторной установке	Километраж за время пробега	Общее время в пути		Суммарное время простоев		Время фактического движения		Средняя скорость в км		Суммарный расход топлива	Расход топлива в кг/100 км пути	Расход масла в л/100 км пути	Расход бензина в л/100 км пути
				час.	мин.	час.	мин.	час.	мин.	технич.	пробегов.				
ГАЗ-АА НАТИ Г-14	10	Древесная чурка	10 785	730	37	304	33	429	04	25,1	14,7	6 650	62,0	1,19	0,123
	11	»	10 858	739	33	305	54	433	39	25,0	14,7	7 107	65,5	1,28	0,224
	12	»	10 854	735	23	282	49	452	37	24,0	14,8	7 538	69,5	1,18	0,236
	13	»	10 919	757	55	312	27	445	28	24,5	14,4	6 929	63,5	1,12	0,294
Средние данные по 4 машинам ГАЗ-АА НАТИ Г-14			10 854	740	53	300	41	440	12	24,7	14,7	7 056	65,0	1,19	0,220
ГАЗ-АА НАТИ Г-21	9	Древесный уголь	10 789	765	31	303	45	453	49	23,8	14,1	4 413	41,0	0,95	0,109
ЗИС-21	2	Древесная чурка	10 897	764	23	270	39	493	53	22,1	14,3	11 006	100,9	1,74	0,262
	3	»	10 927	767	08	263	47	498	21	21,9	14,2	1 3246	121,0	1,44	0,312
	6	»	10 942	756	24	273	43	479	41	22,9	14,4	1 2023	110,0	1,15	0,195
	7	»	10 863	768	31	287	18	481	13	22,6	14,1	1 2095	111,0	1,66	0,437
Средние данные по 4 машинам ЗИС-21			10 908,7	764	07	275	49	488	18	22,4	14,3	1 2319	112,8	1,50	0,309
ЗИС ДГ-13	4	Древесная чурка	10 982	864	01	329	05	534	56	20,5	12,7	1 2233	111,4	1,85	1,480
	5	»	10 901	785	03	296	25	488	33	22,4	13,9	1 2354	116,0	1,61	1,740
Средние данные по 2 машинам ДГ-13			10 941,5	824	32	312	45	511	47	21,4	13,3	1 2443,5	113,7	1,745	1,610
ЗИС-5 НАТИ Г-23	8	Древесный уголь	10 985,5	817	23	300	33	518	50	21,8	13,4	7 023	63,9	1,55	0,113

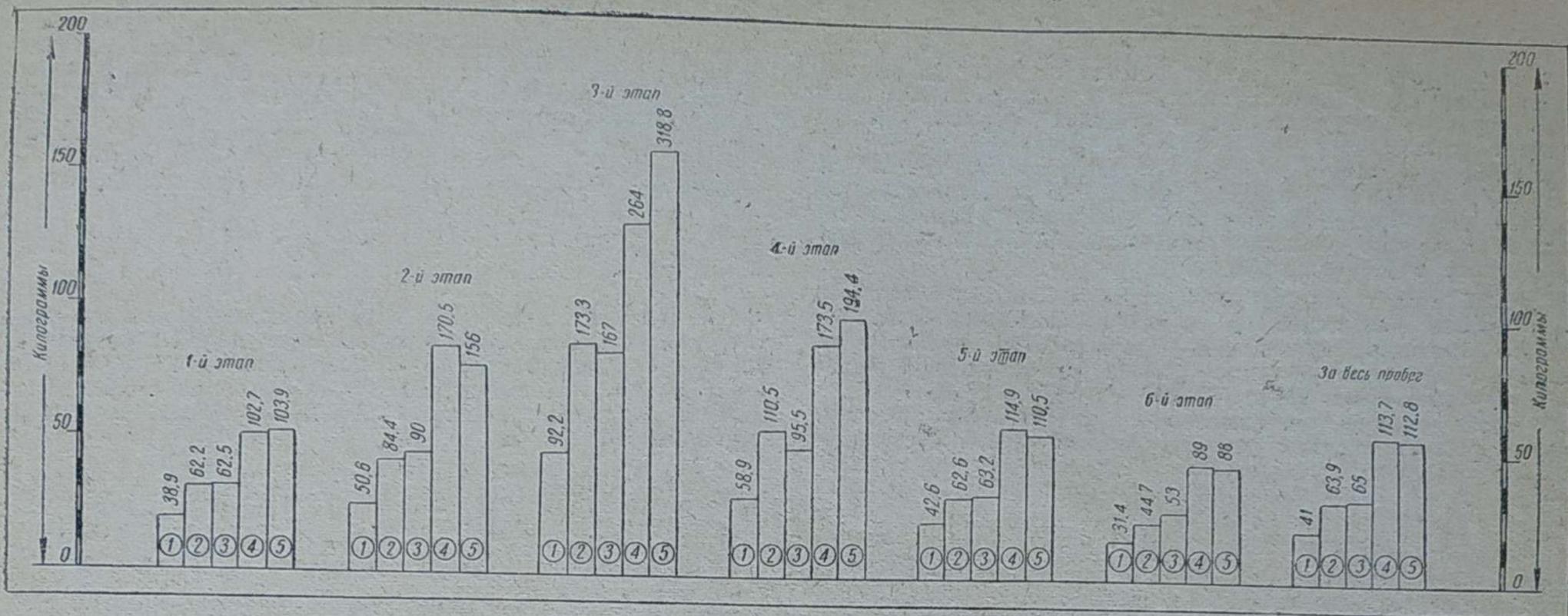


Диаграмма среднего расхода топлива в кг/100 км пути по этапам движения.

1 — автомобиль ГАЗ-АА с древесноугольной газогенераторной установкой НАТИ-Г21. 2 — автомобиль ЗИС-5 с древесноугольной газогенераторной установкой НАТИ-Г23. 3 — автомобиль ГАЗ-АА с древесной газогенераторной установкой НАТИ-Г14. 4 — автомобиль ЗИС-5 с древесной газогенераторной установкой ДГ-13. 5 — автомобиль ЗИС-5 с древесной газогенераторной установкой ЗИС-21. 1-й этап Москва — Белый мост (55 км за Стерлитамаком) — Белорецк — 167 км. 2-й этап Белый мост (55 км за Стерлитамаком) — Белорецк — 167 км. 3-й этап Белорецк — Магнитогорск — 98,4 км. 4-й этап Магнитогорск — Петропавловск — 1027,3 км. 5-й этап Петропавловск — Омск — Ленинград — 4720,2 км. 6-й этап Ленинград — Минск — Киев — Москва — 2649,3 км.

Средний расход топлива за весь пробег по каждой машине в отдельности представлен в табл. 4, из которой видно, что средний расход древесных чурок на 100 км пути по 4 машинам ГАЗ-АА НАТИ Г-14 составляет 65 кг, по четырем машинам ЗИС-21 — 112,8 кг, по двум машинам ЗИС ДГ-13 — 113,7 кг. Расход древесного угля для машины ГАЗ-АА НАТИ Г-21 получился 41 кг, а для ЗИС НАТИ Г-23 — 63,9 кг.

Расход топлива для всех машин резко колеблется в зависимости от состояния дороги, но в пределах каждого типа машин он по отдельным машинам имеет незначительное отклонение.

Наименьший расход топлива получился на этапе Ленинград — Минск — Киев — Москва, характеризуемом хорошими шоссевыми дорогами, умеренной пересеченности, и составляет для машин с древесными газогенераторными установками ГАЗ-АА НАТИ Г-14 — 53,0 кг/100 км, ЗИС-21 — 88,0 кг/100 км, ЗИС ДГ-13 — 89,0 кг/100 км; с угольными газогенераторными установками ГАЗ-АА НАТИ Г-21 — 31,4 и ЗИС-5 НАТИ Г-23 — 44,7 кг/100 км.

Наибольший расход топлива получился на этапе Белорецк — Магнитогорск. Дорога с чередующимися подъемами и спусками была размыта непрерывными дождями. При движении по этой дороге расход топлива составляет для машин с древесными газогенераторными установками: ГАЗ-АА НАТИ Г-14 — 160 кг/100 км, ЗИС-21 — 325, ЗИС ДГ-13 — 259 кг/100 км; с угольными газогенераторными установками ГАЗ-АА НАТИ Г-21 — 85, ЗИС — 5 НАТИ Г-23 — 177 кг/100 км.



Преодоление одного из труднейших участков дороги (100 км от г. Омска).

Пониженный расход топлива для ЗИС ДГ-13 по сравнению с ЗИС-21 объясняется тем, что две машины ЗИС ДГ-13 на этом этапе преимущественно шли в хвосте колонны, т. е. по следу, проложенному предыдущими машинами, с меньшей пробуксовкой колес, чем это имело место у других машин.

Из табл. 3 видно, что машина ГАЗ-АА НАТИ Г-14 (пробеговый № 12) имеет повышенный расход топлива на III, IV и V этапах по сравнению с другими однотипными машинами. Объясняется это тем, что машина № 12 больше, чем другие машины занималась буксировкой машин при движении по грязной дороге и наличием большего количества остановок с работающим мотором.

Об экономичности газогенераторных машин по расходу топлива в ценностном выражении по данным пробега судить затруднительно, так как топливо для пробега в большинстве заготовительных пунктов заготавливалось впервые и притом вручную, поэтому стоимость его, при таких условиях заготовки, нехарактерна для оценки экономики газогенераторных автомобилей.

Некоторое представление о сравнительной экономичности газогенераторных машин по отношению к бензиновым можно сделать на основании следующих данных. Стоимость заготавливаемой древесной чурки на Загорской газогенераторной автобазе Наркомлеса СССР при механической распиловке древесины и ручной колке обходится 105 руб. 1 т. Если исходить из этой расценки топлива, то стоимость пробега газогенераторного автомобиля ГАЗ-АА НАТИ Г-14 при расходе древесных чурок 65 кг/100 км пути обходится $105 \times 0,065 = 6$ руб. 87 коп. Однотипная полутонна бензиновая машина в пробеге расходовала 20,1 л бензина на 100 км. Если стоимость бензина принять 74 коп. за 1 л, то стоимость пробега 100 км пути для бензиновой машины составляет 14 руб. 87 коп. Отсюда видно, что даже при несовершенных способах заготовки древесного топлива экономичность газогенераторного автомобиля выше бензинового примерно в 2—2,5 раза.

Расход бензина

Для запуска двигателя в холодную погоду и для гаражного маневрирования на двигателях ГАЗ и ЗИС поставлен карбюратор Солекс. Для этой же цели на автомобилях ЗИС-21 установлен бензобак емкостью 7,5 л, на ЗИС ЗГ-13 — 11 л. На машинах ГАЗ бензин заливается в стандартный бак бензинового автомобиля. После заливки бензина бачки пломбировались.

Средний расход бензина, по данным пробега по 4 машинам ГАЗ-АА НАТИ Г-14 составляет 0,220 л/100 км, по 4 машинам ЗИС-21 0,309, по 2 машинам ЗИС ДГ-13 1,610 л/100 км.

В табл. 4 представлен средний расход в отдельности по каждой машине.

Замер расхода бензина производился на протяжении 4600—4800 км пробега.

Выводы

1. Полученный средний расход топлива за весь пробег для автомобилей как с древесными, так и с древесно-угольными газогенераторными установками в условиях пробега следует считать нормальным.

2. Невысокий расход топлива по машинам ГАЗ-АА НАТИ Г-14, ГАЗ НАТИ Г-21 и ЗИС-5 НАТИ Г-23 за последний этап пробега Ленинград — Минск — Киев — Москва в основном совпадает с данными испытаний этих машин НАТИ на Ленинградском шоссе в 1937 г. (табл. 5).

Средний расход топлива по 4 машинам ЗИС-21 за этот же этап пробега — 88 кг/100 км является также невысоким. По данным испытаний, проведенных заводом ЗИС примерно в таких же дорожных условиях, средний расход по двум машинам получился около 95 кг/100 км.

3. Пробег показал, что газогенераторные автомобили в очень многих районах могут с успехом заменить машины, работаю-

Марка автомобиля	Расход топлива в кг/100 км за этап Ленинград — Минск — Киев — Москва	Расход топлива в кг/100 км по испытаниям на Ленинградском шоссе, проведенным НАТИ в 1937 г.
ГАЗ-АА НАТИ Г-14	53	52—53
ГАЗ-АА НАТИ Г-21	31,4	35,8
ЗИС-5 НАТИ Г-23	44,7	49—53

щие на жидком топливе. Благодаря широкому применению газогенераторных машин автомобильный парк получает колоссальный резерв дешевого топлива местного происхождения. Особенно большую роль должны сыграть газогенераторные автомобили в районах, отдаленных от железнодорожных станций и речных пристаней.

Газогенераторный автомобиль ЗИС-21

Инж. М. Л. БОРИСОВ и инж. И. А. ДАВИДОВ

В соответствии с постановлением СНК СССР «О развитии производства газогенераторных автомобилей, тракторов и других видов транспортных машин» коллектив конструкторско-экспериментального отдела автозавода им. Сталина в короткий срок разработал новую модель газогенераторного автомобиля ЗИС-21, построил экспериментальный образец и провел испытания машины в дорожных условиях.

В процессе проектирования был учтен более чем двухлетний опыт эксплуатации газогенераторных автомобилей ЗИС-13, выявивший их слабые места и отдельные существенные недостатки.

Испытания экспериментального образца ЗИС-21 на первом этапе до 6500 км, дальнейшие всесторонние испытания (продолжающиеся в настоящее время), а также испытания 4 автомобилей ЗИС-21 в большом газогенераторном пробеге подтвердили преимущества новой конструкции по сравнению с первой моделью — газогенераторным автомобилем ЗИС-13.

Применение шасси, укороченного по сравнению с ЗИС-13 на 610 мм, повысило проходимость и маневренность автомобиля и облегчило управление им, кроме того дало возможность уменьшить вес автомобиля на 200 кг.

Ниже приводится описание конструкции газогенераторного автомобиля ЗИС-21, выпуск которого начнется в 1939 г.

Испытания, проведенные на заводе и в газогенераторном пробеге, подтвердили надежность крепления газогенераторной установки. Общее расположение агрегатов удобно для монтажа и обслуживания.

Применение модернизированного распределения, при котором двигатель развивает несколько большую мощность, и снижение веса машины — повысили динамические качества автомобиля. Максимальная скорость автомобиля возросла с 48 км/час (для ЗИС-13) до 52 км/час.

Качество очистки газа вполне удовлетворительное.

Расход топлива твердой породы по шоссе составляет 85—90 кг/100 км, на грунтовой дороге среднего качества 95—105 кг/100 км.

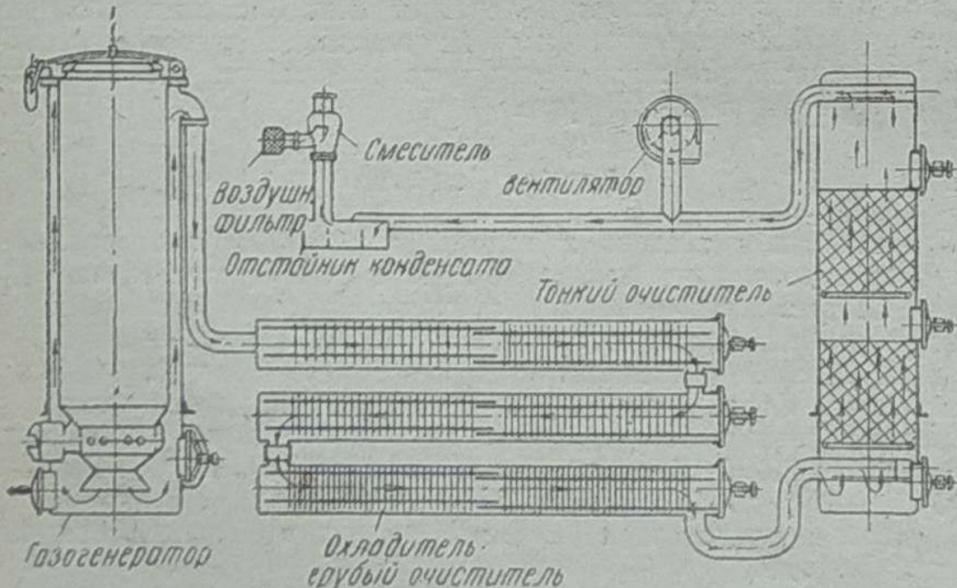


Рис. 1.

Газогенераторная установка ЗИС-21, принципиальная схема которой дана на рис. 1, состоит из следующих частей (агрегатов): 1) газогенератора опрокинутого процесса газификации, работающего на древесных чурках; 2) трех горизонтальных охладителей-очистителей для грубой очистки и охлаждения газа; 3) вертикального очистителя для тонкой очистки газа; 4) центробежного вентилятора для розжига газогенератора; 5) трубопровода и отстойника конденсата; 6) смесителя газа и воздуха.

Газогенератор (рис. 2) состоит из следующих основных частей: корпуса 1, бункера 2, топливника 10 и фланца загрузочного люка 4 с крышкой 6. Размеры газогенератора: высота — 1900 мм; диаметр — 554 мм.

Корпус газогенератора 1 цилиндрической формы, выполнен сваркой из 2-мм листовой малоуглеродистой стали. В верхней части к корпусу приварен фланец 12 из стального угольника, посредством которого корпус соединяется с бункером и фланцем загрузочного люка. Корпус закрывается штампованным дном 13, которое приваривается внахлестку.

Внизу на боковой поверхности корпуса установлены: люк подачи воздуха 14, люк 15 для очистки нижней части газогенератора от золы и мелкого угля и два люка 16, служащие для добавки угля в восстановительную зону и для наблюдения за ее состоянием.

Люки 15 и 16 закрываются штампованными крышками 17 из 4-мм стали. В нижней части каждого люка приварен фиксатор 11, а на крышках люков 17 и асбестовых прокладках имеются соответствующие высеки, для того чтобы устанавливать прокладки и крышки в определенном положении и тем самым обеспечивать более плотное соединение крышки и фланца, во избежание прососов воздуха. Крышки люков прижимаются болтом 18, который ввертывается в стальную таврового сечения штампованную скобу 19, опирающуюся на фланец люка.

Отбор газа производится через стальной литой патрубок 8. Расположение патрубка в верхней части корпуса обеспечивает полный подогрев бункера теплом, уносимым газом, что понижает температуру последнего.

Корпус газогенератора ЗИС-21, в отличие от ЗИС-13, который устанавливался на двух опорных лапах, охватывается поясом 7 из угольника 50 × 50 × 6, к которому приварены опорные пластины 20 и 21 толщиной 7 мм. В опорном поясе имеются 6 отверстий, из которых два отверстия 22 служат для крепления корпуса к дополнительному кронштейну, установленному на первом лонжероне.

Люк подачи воздуха 14 закрывается штампованной крышкой 23, на которой смонтирован обратный клапан. Назначение обратного клапана — плотно закрывать отверстие входа воздуха при сбрасывании газа и при стоянке автомобиля с горячим газогенератором, для того, чтобы препятствовать выходу газа и отравлению им окружающего воздуха.

Бункер 2 газогенератора цилиндрической формы изготовлен сваркой из 2-мм листовой малоуглеродистой стали. Высота бункера — 1352 мм, диаметр — 498 мм, объем — 0,265 м³. Бункер вмещает 85 кг древесных чурок. В верхней части бункера приваривается фланец 24 для соединения с корпусом газогенератора. Внутри, для защиты металла бункера от разъедания продуктами

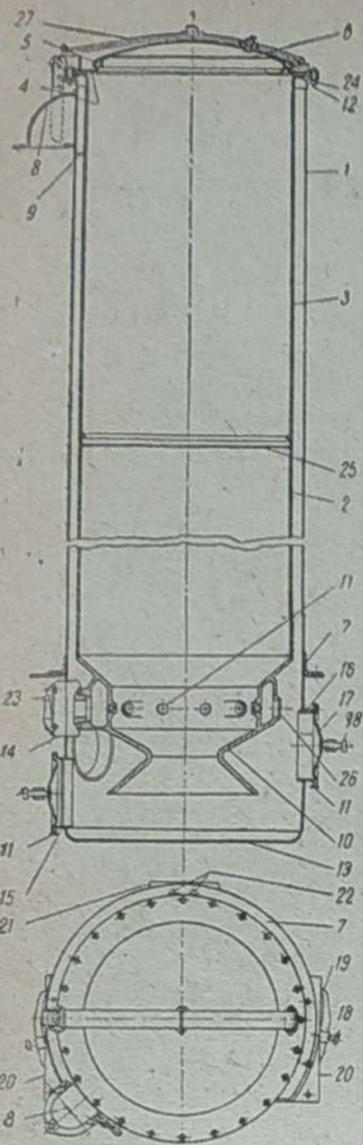


Рис. 2.

сухой перегонки дерева (уксусной кислотой и др.), устанавливается рубашка 3 из красной меди толщиной 0,8 мм. Простая форма бункера дает возможность плотно подогнать к нему медную рубашку. Отсутствие воздушных полостей между бункером и медной рубашкой (как это имело место на ЗИС-13) уменьшает возможность пробивания рубашки во время неосторожной шуровки топлива. Все швы медной рубашки, перед установкой ее в бункер, пропаяются латунным припоем. Внизу рубашка оканчивается стальным пояском 25, с которым она соединена в замок. Поясок приваривается к спинке бункера.

Топливник 10 — высокой напряженности горения, цельнолитой, углеродистый, алитированный, диаметр по фурменному поясу 340 мм, диаметр горловины 150 мм. Подача воздуха производится девятью фурмами диаметром 9,2 мм, изготовляемыми из хромоникелевой стали ЭЯ-1. Обработка отверстий для фурм производится через вспомогательные отверстия, расположенные на наружной стенке воздушной камеры, которые по окончании обработки закрываются заглушками и завариваются.

Фланец загрузочного люка 4 штампуется из 4-мм малоуглеродистой стали. Соединение фланцев корпуса бункера и загрузочного люка производится при помощи 24 болтов. Между фланцами помещаются асбестовые прокладки. Загрузочный люк

имеет большое проходное сечение (диаметр — 455 мм). Благодаря этому загрузка топлива в бункер производится легко. Крышка 6 загрузочного люка не имеет острых углов и канавок, в которых мог бы скапливаться конденсат. Уплотняющий асбестовый шнур 5 хорошо держится в глубокой конусной канавке. Крышка прижимается 2-листовой пружиной 27 из рессорной стали.

Горизонтальные очистители-охладители. На рис. 3 показан один из очистителей-охладителей. Газ, выходящий из газогенератора, имеет высокую температуру, содержит пар и взвешенные частицы угля и золы. Для охлаждения и грубой очистки, газ направляют в горизонтальные очистители-охладители, которые состоят из трех одинакового размера цилиндров, выполненных из 1,5-мм малоуглеродистой листовой стали. Диаметр цилиндра 201 мм, длина — 1905 мм.

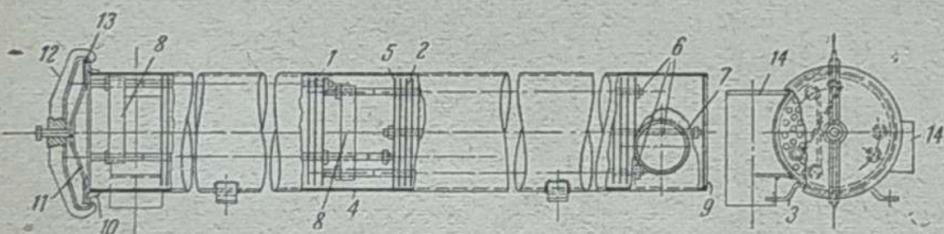


Рис. 3.

Горизонтальные очистители-охладители заполнены перфорированными дисками 5, расположенными на определенном расстоянии друг от друга. Диски установлены таким образом, что отверстия всех четных приходятся против стенок нечетных. Газ проходит через отверстия дисков с большой скоростью. В пространстве между ними — скорость газа падает. Частицы угля и золы, обладая большей инерцией, пролетают до следующего диска и прилипают к смоченной поверхности его или падают вниз, а струйки газа делают поворот и входят в отверстия следующего диска. В каждом цилиндре диски разделены на две секции 1, 2. Диски собираются на трех стальных стержнях 6 и затягиваются гайками. На стержни между дисками надеваются распорные трубки.

Чтобы не закрыть дисками входных и выходных отверстий цилиндров один из стержней 7 в каждой секции смещается относительно двух остальных и служит упором при установке секции в цилиндр. С противоположной стороны на двух стержнях крепится скоба 8, за которую диски вытягиваются из цилиндров при очистке последних от уноса.

По мере движения из первого цилиндра во второй и дальше газ встречает на своем пути секции с возрастающим количеством

дисков, в которых соответственно изменяется величина отверстий (табл. 1).

Таблица 1

		Количество дисков	Расстояние между дисками в мм	Число отверстий в дисках	Диаметр отверстий в дисках в мм
1-й цилиндр	1 секция	23	30	53	15
	2 »	41	18	120	10
2-й цилиндр	3 »	41	18	120	10
	4 »	41	18	120	10
3-й цилиндр	5 »	71	10	201	8
	6 »	71	10	201	8

Чтобы обеспечить извилистый путь газу отверстия в соседних дисках смешены. Для этого все четные диски во время сборки поворачиваются на 180° относительно оси, лежащей в плоскости диска и проходящей через специальный фиксирующий вырез.

С одной стороны к цилиндру приваривается доньшко 9, с другой — фланец люка 10, фланец закрывается штампованной крышкой 11 и прижимается стальной скобой 12 таврового сечения. Для надежного уплотнения между крышкой и фланцем люка устанавливаются в первом цилиндре асбестовая прокладка 13, во втором и третьем цилиндрах — резиновые прокладки.

Для защиты дисков от разъедающего действия конденсата применяется антикоррозийное покрытие.

Цилиндры горизонтальных очистителей соединяются между собой резиновыми шлангами, которые надеваются на патрубки 14, приваренные к цилиндрам.

Отверстия патрубков относительно горизонтальной оси цилиндра расположены так, что в цилиндрах может устанавливаться определенный уровень конденсата, а излишек конденсата стекает в вертикальный очиститель.

Цилиндры устанавливаются на двух кронштейнах 3, сделанных из полосовой стали. В целях облегчения сборки, кронштейны имеют удлиненные отверстия.

Вертикальный очиститель (рис. 4) служит для окончательной (тонкой) очистки и охлаждения газа. В то же время вертикальный очиститель вместе с горизонтальными очистителями, обладая значительной емкостью, является газгольдером, сохраняющим некоторый запас газа, который используется при резком увеличении отбора газа и для запуска двигателя после кратковременных остановок.

Очистка газа происходит следующим образом. Влага, имеющаяся в топливе, выходит из газогенератора в виде пара вместе с газом. По мере охлаждения газа при его движении через очистители пары воды начинают конденсироваться и в зависимости от степени охлаждения в вертикальном очистителе получается большее или меньшее количество влаги. Свободно насыпанные в очиститель два слоя так называемых колец Рашига (служащих для очистки газа) образуют лабиринтовые проходы для газа. Благодаря выделению конденсата поверхность всех колец влажная. Поднимающийся снизу газ вместе с находящимися в нем мелкими частицами угля и золы проходит по извилистому пути и соприкасается с влажной поверхностью колец. При этом мелкие частицы уноса (угля и золы) прилипают к стенкам колец, с которых постепенно смываются вниз непрерывно образующимся в очистителе конденсатом и осаждаются на дно. Спуск конденсата (с некоторым количеством уноса) происходит автоматически через специальную трубку после прекращения работы двигателя или иногда при работе его на

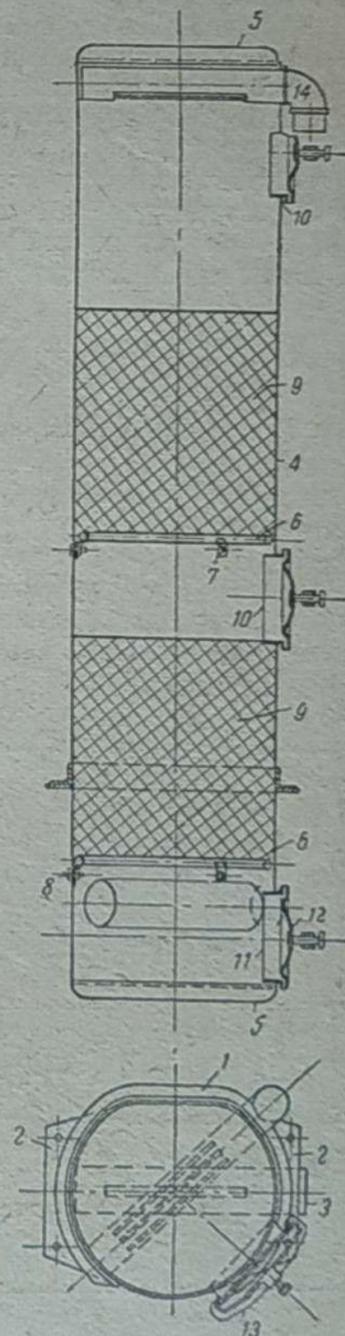


Рис. 4.

малых оборотах. Спускная трубка, приваренная к корпусу очистителя, расположена немного ниже входной трубы. Таким образом в очистителе поддерживается определенный уровень конденсата. Газ, пройдя горизонтальные очистители-охладители, поступает в вертикальный очиститель по трубе 3, имеющей внутренний диаметр 87 мм, через прорез, направленный вниз. При этом газ соприкасается с поверхностью конденсата и оставляет в нем более крупные частицы уноса. Корпус 4 вертикального очистителя выполнен сварным из 2-мм малоуглеродистой стали и закрыт с обоих концов штампованными днищами 5.

Очиститель имеет высоту 1810 мм и диаметр 384 мм. Корпус очистителя в нижней части охватывается поясом 1, к которому приварены две опорные пластины 2. В пластинах сделаны 4 отверстия для крепления очистителя болтами к кронштейнам шасси. Внутри очистителя укреплены на разной высоте две решетки 6, каждая из которых крепится тремя прижимными скобами 7. Скобы одеваются на болты 8, головки последних наглухо привариваются к корпусу. На эти решетки насыпаны металлические кольца Рашига 9, изготовленные из тонкого листового металла. Кольца имеют следующие размеры: высоту и диаметр 15 мм и толщину стенки 0,4 мм. Для защиты колец от разъедающего действия газа и конденсата применяется антикоррозийное покрытие. Кольца расположены в двух секциях. Общее количество их равно 23 000 шт. Для засыпки и промывки колец имеются два люка 10, а для очистки очистителя от уноса имеется третий такой же люк 11 в нижней части корпуса. Все люки герметически закрываются крышками 12 и скобами 13. Уплотнением служит резиновая прокладка. Крышки и скобы вертикального очистителя и газогенератора одинаковые.

Очищенный газ выходит из очистителя через трубу 14, имеющую три узких прореза. Наружный диаметр выходной трубы равен 63,5 мм.

Вентилятор для розжига газогенератора центробежного типа приводится в движение электромотором мощностью в 200 ватт при напряжении тока в 12 вольт.

В отличие от вентилятора автомобиля ЗИС-13, крепящегося под правым брызговиком подножки в труднодоступном месте, вентилятор автомобиля ЗИС-21 расположен на левой подножке, где уход и осмотр его никаких затруднений не вызывает.

Путем повышения жесткости ротора и увеличения зазора около языка, а также введением резиновых амортизирующих прокладок между мотором, кронштейном и подножкой уменьшен шум, производимый работой вентилятора.

Наблюдавшийся в зимнее время на автомобиле ЗИС-13 отказ в работе вентилятора из-за замерзания конденсата в кожухе, в новой конструкции полностью устранен, так как конденсат может свободно вытекать из горизонтально-расположенного выходного патрубка.

Необходимость установки воздушного фильтра для уменьшения износа деталей двигателя и новое расположение вентилятора потребовали устройства на входном патрубке отдельной воздушной заслонки для включения вентилятора только на время роз-

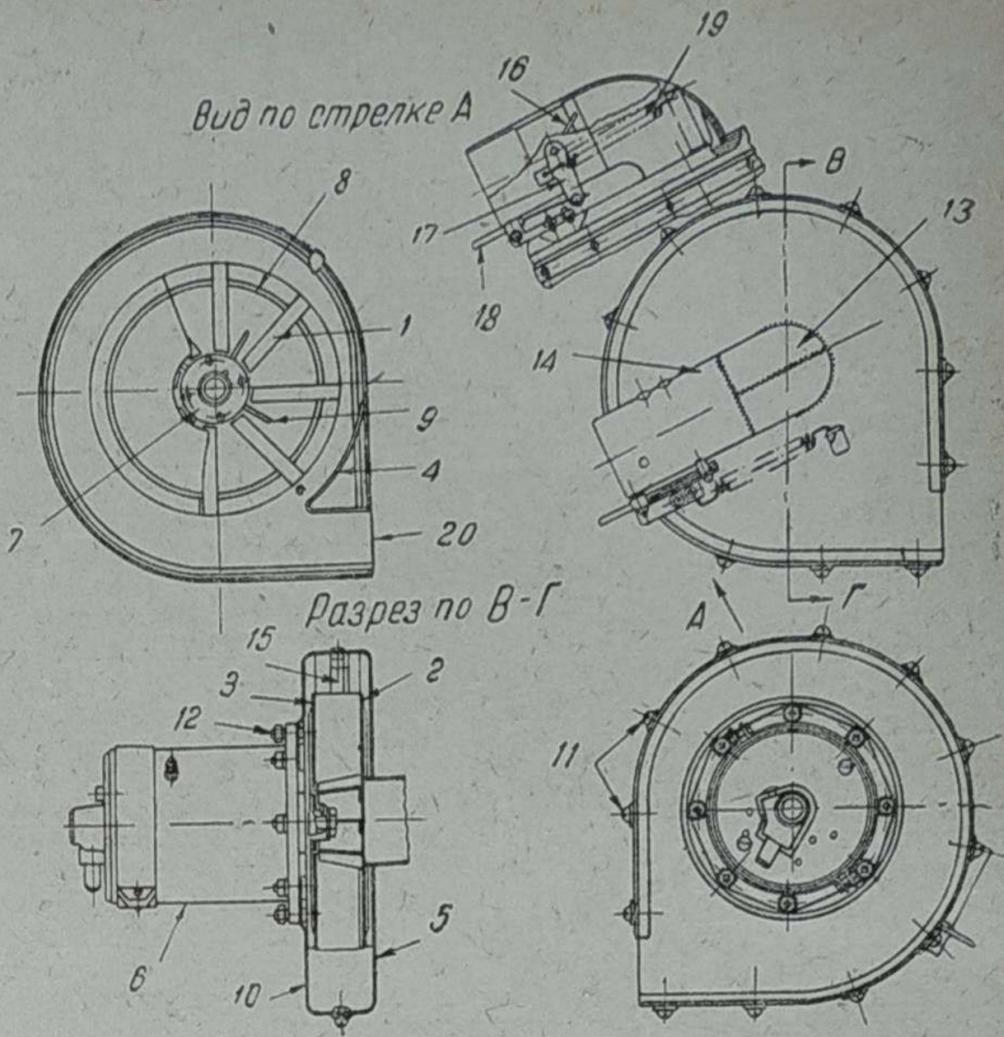


Рис. 5.

жига газогенератора. Дроссельные заслонки газовой смеси и воздуха смесителя при этом должны быть закрыты.

На рис. 5 показан вентилятор в сборе с электромотором 6. Ступица 7 с прикрепленным к ней ротором насажена на конусный конец вала электромотора и затянута болтом. Ротор состоит из двух дисков 2 и 3, связанных восемью прямыми лопатками 1 помощью точечной электросварки. Для уменьшения нагрузки на подшипники электромотора от сил инерции ротора (вращающегося с числом оборотов 4300—4800 в минуту), последний статически балансируется.

Соединение двух дисков в одно целое, введение в них кольцевой канавки 8 и придание радиальных ребер 9 основному диску 3 позволили получить ротор значительной жесткости и вместе с тем выполнить его из тонкого листового материала. Благодаря этому вес ротора получился небольшим.

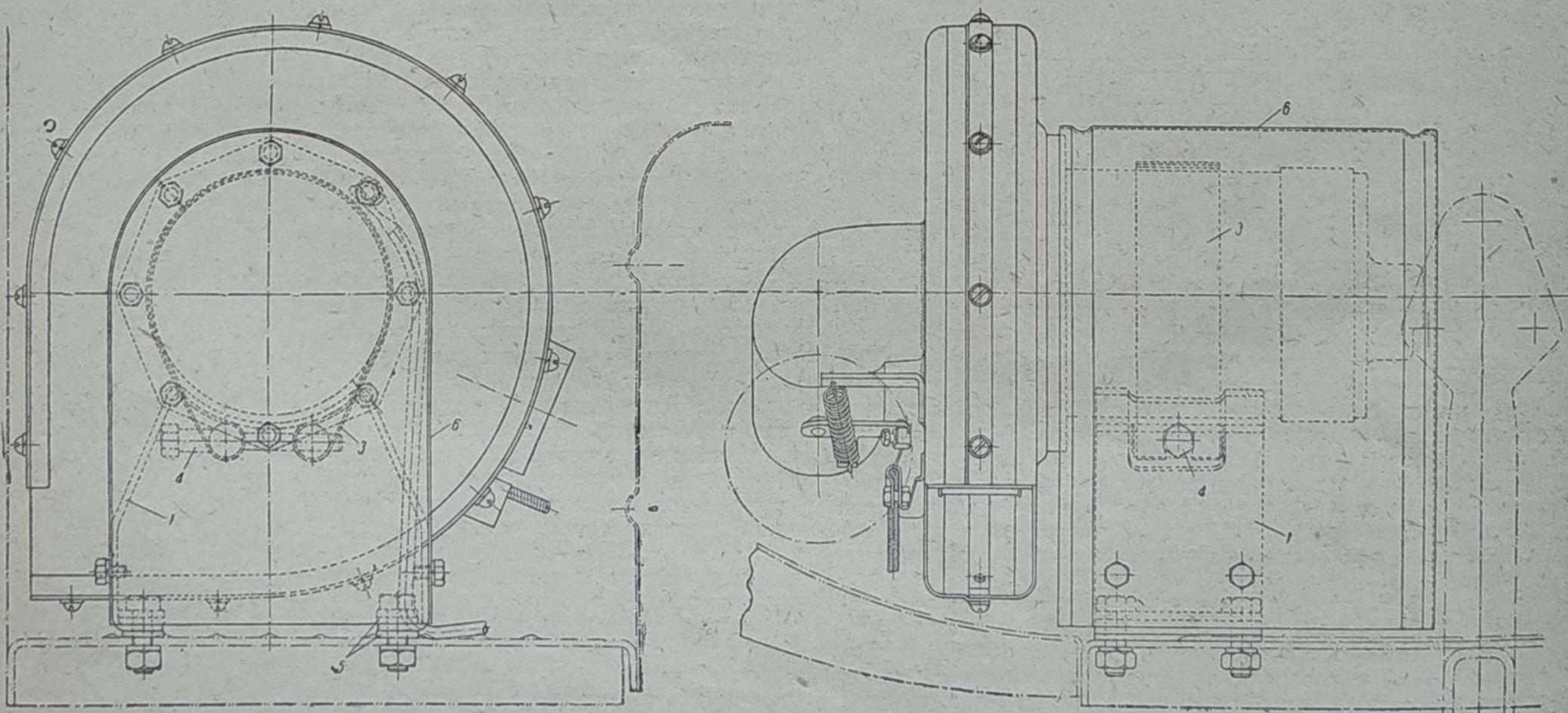


Рис. 6.

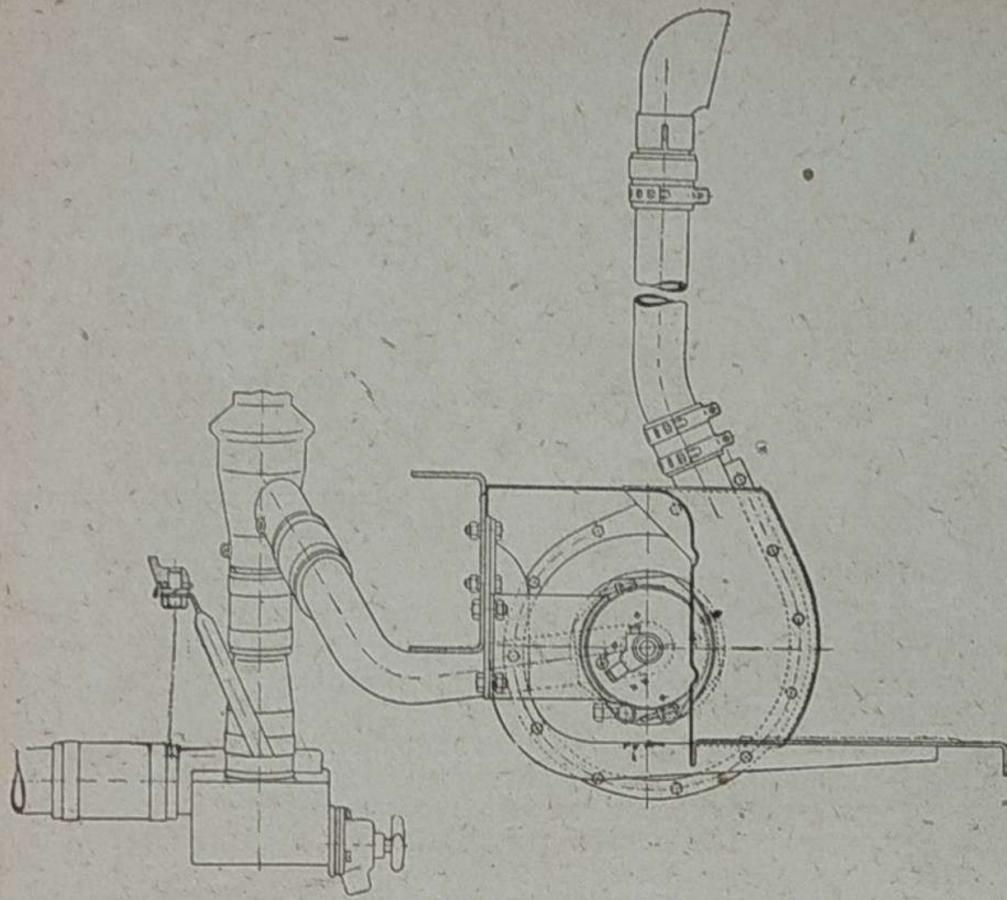


Рис. 7.

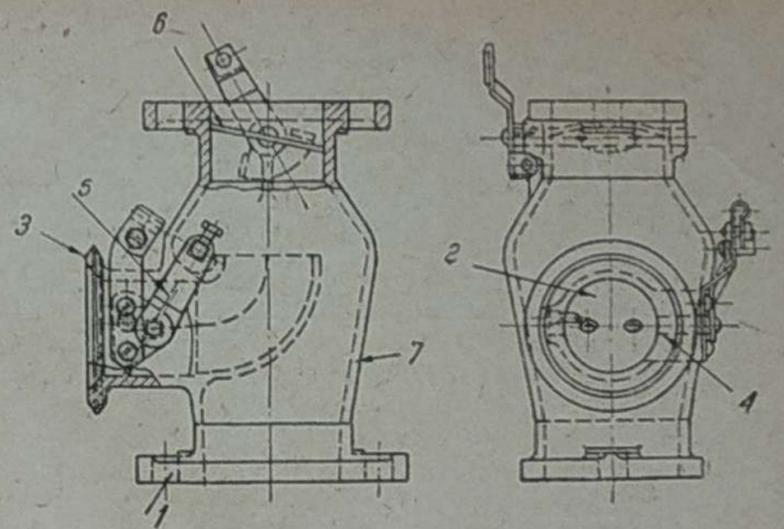


Рис. 8.

Кожух вентилятора сделан разъемным из двух половин 10 и 5, одна из которых крепится к фланцу электромотора, помощью кольца и шпилек 12.

К основной половине кожуха приварен язык 4 и усилительная полоса 15 для крепления второй части кожуха, которая надевается на первую и крепится винтами 11, равномерно по периметру кожуха. Ко второй половине кожуха вентилятора приваривается входной патрубок, состоящий из штампованного сварного угольника 13 и трубы 14. В трубе размещена заслонка 16, укрепленная винтами на валике. Снаружи на валике закреп-

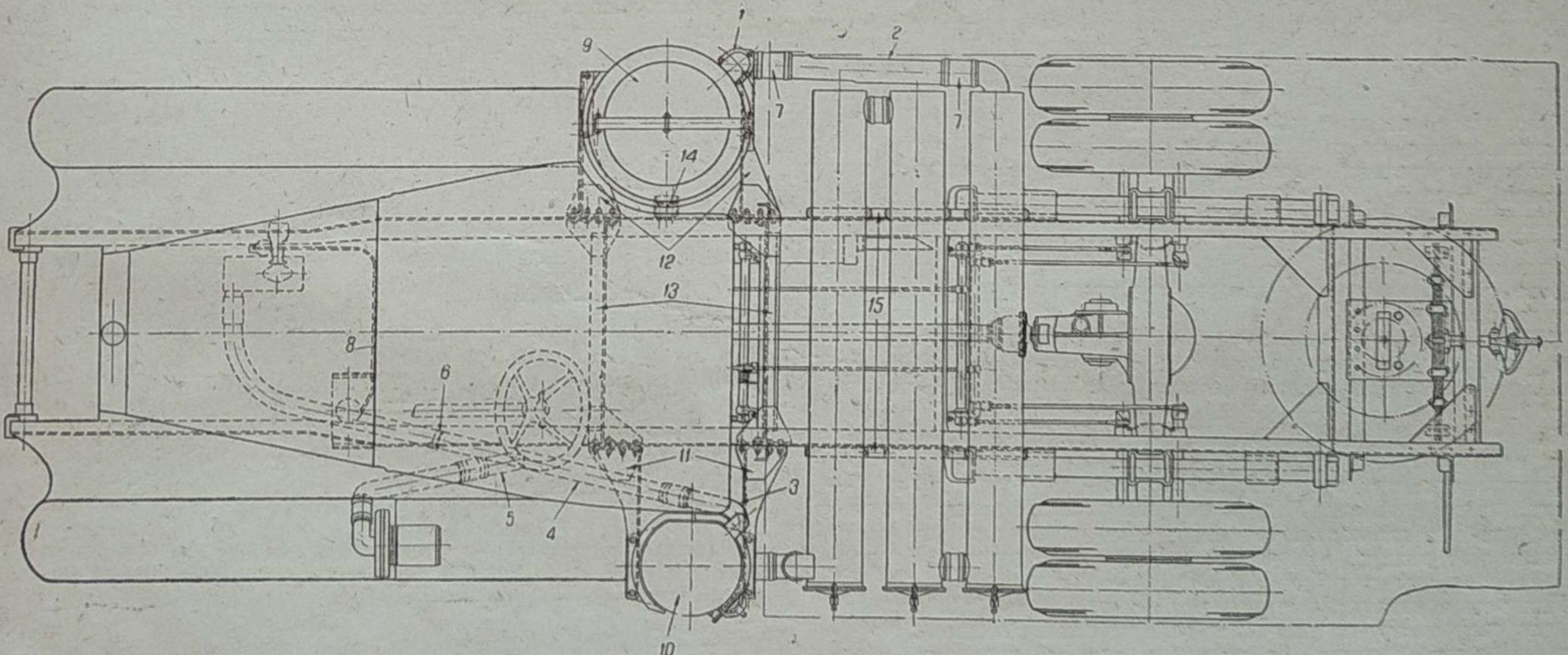
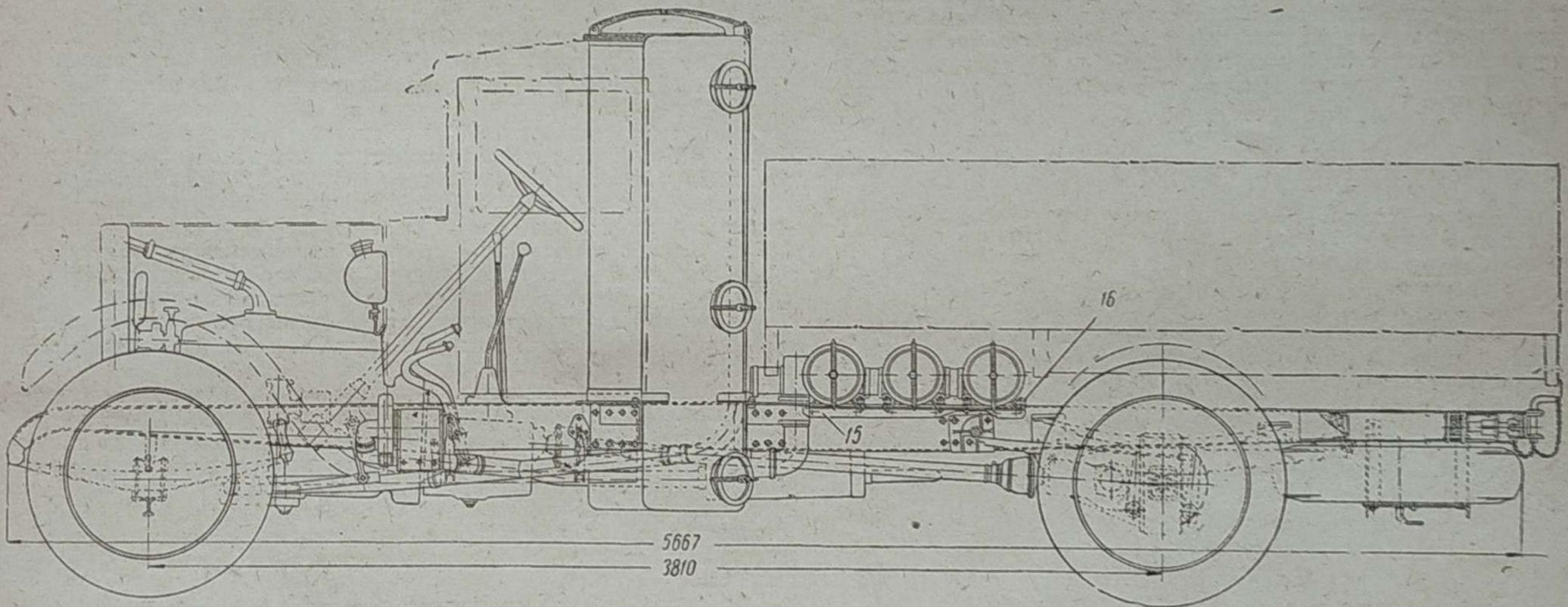


Рис. 9.

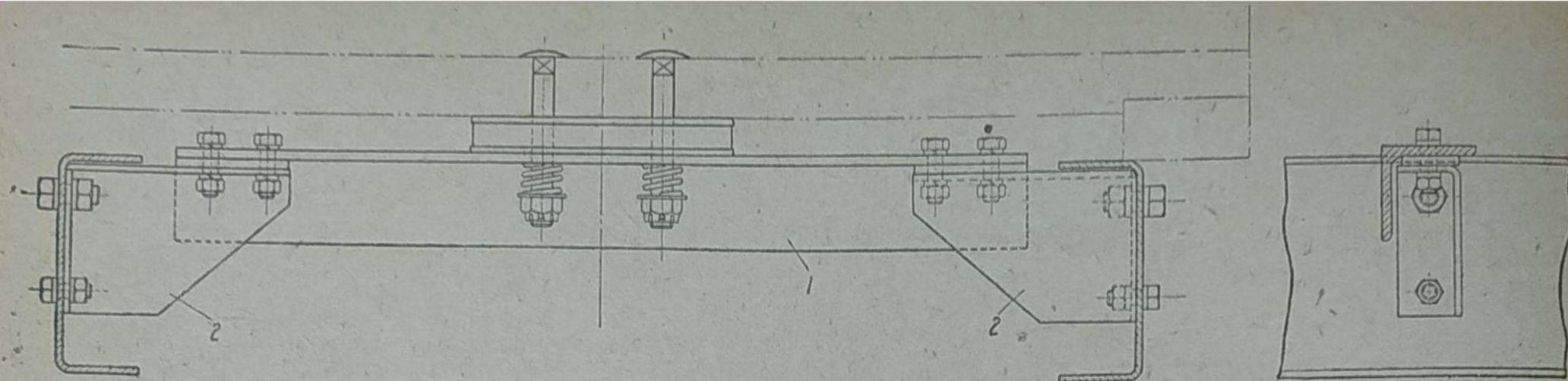


Рис. 10.

лен рычаг 17, приводимый в действие гибким бoudenским тросом 18. Для более надежного закрытия заслонки на этом же рычаге укреплен пружина 19, прикрывающая заслонку во время нормальной работы установки. Кнопка привода троса расположена на аппаратном щитке.

Все основные детали вентилятора, за исключением трубы, патрубка и ступицы, изготовлены штамповкой из листовой стали. Вентилятор соединяется при помощи гибкого шланга с патрубком, приваренным к основному трубопроводу.

При розжиге газогенератора газ просасывается через всю систему (газогенератор, горизонтальный и вертикальный очистители и часть трубопровода) и поступает затем в вентилятор, откуда выбрасывается наружу через выходное отверстие 20, образуемое обеими половинами кожуха.

Общий вид установки вентилятора на левой подножке показан на рис. 6.

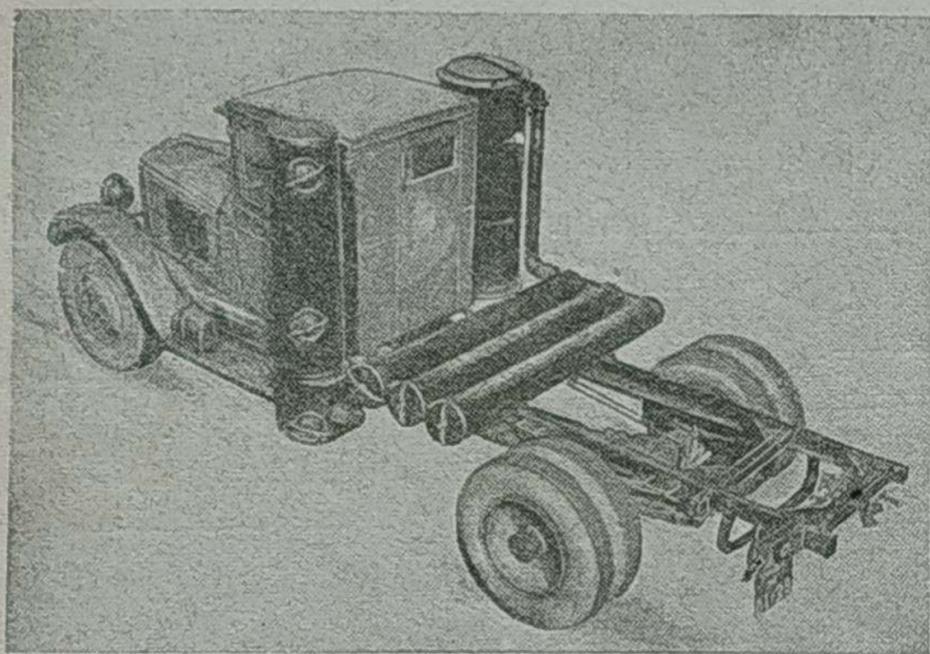


Рис. 11

Вентилятор, соединенный болтами с мотором в одно целое, устанавливается на штампованном кронштейне 1 на резиновой прокладке и крепится на нем с помощью стальной ленты 3, стягиваемой болтом 4.

Кронштейн для уменьшения шума монтируется на подножке между резиновыми прокладками 5. Сверху мотор вентилятора закрывается кожухом 6.

Выключатель мотора вентилятора расположен слева на переднем щитке.

На первой партии газогенераторных автомобилей ЗИС-21 будут устанавливаться вентиляторы и смесители ЗИС-13. Расположение и способ крепления оставлены старыми и показаны на рис. 7.

Смеситель автомобиля ЗИС-21 (рис. 8) — эжекционного типа с параллельными потоками газа и воздуха. Газ поступает в смеситель снизу, а воздух, засасываемый через фильтр, — сбоку. Воздушный патрубок 3, расположенный перпендикулярно к направлению газового потока, внутри смесителя поворачивается и заставляет воздух, выходящий из патрубка, двигаться параллельно направлению газа.

Количество воздуха, поступающего в смеситель (качественная регулировка смеси) определяется положением заслонки 2, закрепленной двумя винтами на валике 4, который проходит через отверстия, сделанные в бобышках корпуса смесителя. На валик снаружи насажен рычаг 5, приводимый в движение гибким боу-

денским тросом. Количество смеси, поступающей в двигатель, дозируется второй заслонкой 6 (количественная регулировка смеси).

На конце валика, снаружи имеется рычаг 1, приводимый в движение ножной педалью акселератора или манеткой, расположенной на рулевой колонке. Корпус смесителя 7 изготовлен из серого чугуна. Все детали смесителя имеют антикоррозийное покрытие.

Смеситель верхним фланцем крепится помощью двух шпилек непосредственно к всасывающему коллектору (взамен карбюратора).

Трубопроводы. Все сечения трубопроводов (рис. 9) в газогенераторной установке ЗИС-21, для уменьшения сопротивления прохождению газа, значительно увеличены по сравнению с ЗИС-13. Трубопровод и соединительные патрубки на линии газогенератор — вертикальный очиститель запроектированы из труб с внутренним диаметром 87 мм (вместо 60 мм на ЗИС-13), а остальной участок трубопровода от вертикального очистителя к отстойнику и вентилятору имеет внутренний диаметр 60 мм (вместо 48 мм на ЗИС-13). Трубопровод, соединяющий газогенератор с первым цилиндром горизонтального очистителя, состоит из двух труб: вертикальной 1, соединяющейся с патрубком выхода газа из газогенератора и горизонтальной 2, идущей к патрубку входа в первый горизонтальный очиститель.

Вертикальная труба имеет на конце отбортовку и прижимается фланцем через асбестовую прокладку к патрубку выхода газа из газогенератора.

Трубопровод, соединяющий вертикальный очиститель с отстойником, составлен из двух труб: вертикальной 3, выходящей из очистителя, и горизонтальной 4, огибающей двигатель с левой стороны. Последняя труба имеет патрубок 5 для присоединения вентилятора и крепится хомутом к левому лонжерону.

Шланги. Соединение вертикальной трубы газогенератора с горизонтальной, а последней с патрубком входа газа в грубый очиститель сделано с помощью двух гибких резино-асбестовых шлангов.

Оба резино-асбестовых шланга 7 значительно удалены от выходного патрубка газогенератора, поэтому они работают в более благоприятных температурных условиях, чем аналогичные шланги

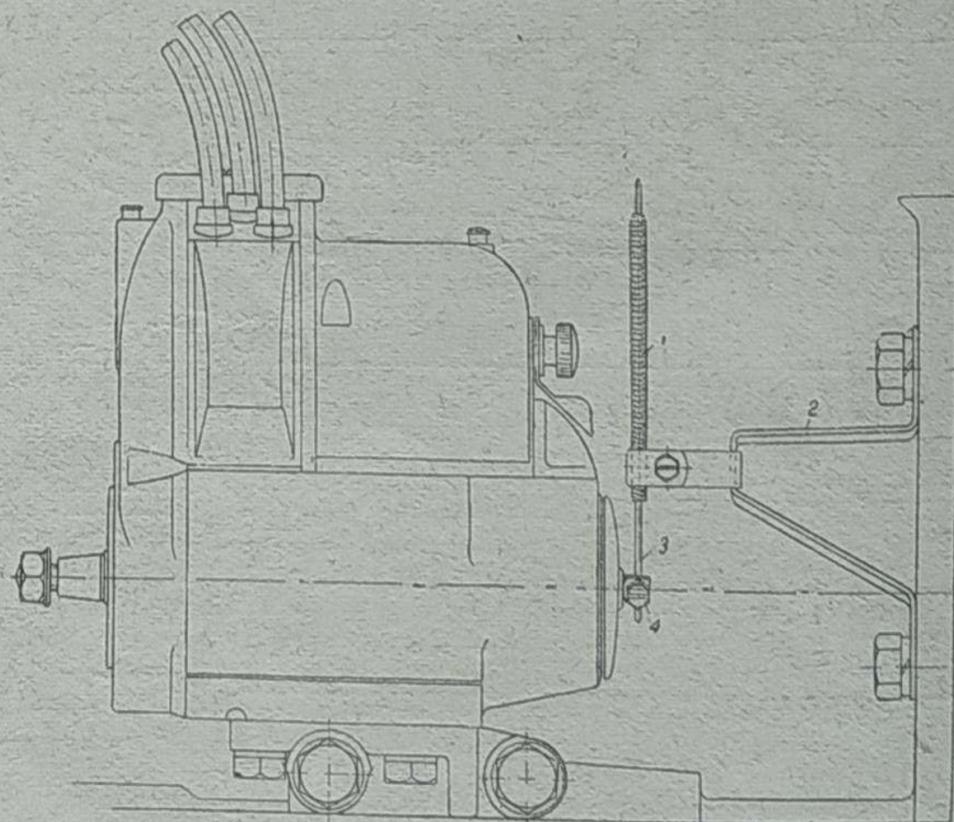


Рис. 12.

на автомобиле ЗИС-13. Кроме того, концы соединительной трубы сравнительно мало перемещаются, что предохраняет шланг от возможности быстрого перетирания.

Резино-асбестовый шланг состоит из трех слоев: наружного и внутреннего слоя из асбестовой ткани с латунной основой и внутреннего слоя — из резины.

Для соединения труб на всех остальных участках трубопроводов, имеющих сравнительно низкие температуры, применяются соединительные шланги, изготовленные из резины и холста.

Все шланги затягиваются хомутами, сделанными из полосовой стали.

Отстойник (см. рис. 13) крепится к нижнему фланцу смесителя. Отстойник служит для сбора конденсата, образующегося в трубопроводе.

Корпус отстойника 2, сварной, выполнен из листовой стали, имеет форму коробки прямоугольного сечения, в которую вварен горизонтально расположенный патрубок входа газа 3. По этому патрубку поступают в отстойник газ и выделившийся в трубопроводе конденсат.

Сверху к корпусу приварен вертикальный патрубок выхода газа 4, оканчивающийся фланцем. Внутри корпуса для уменьшения колебания уровня конденсата при толчках автомобиля во время езды сделаны две перегородки. Для удаления конденсата устроен спускной кран 5.

Монтаж установки

Газогенераторная установка ЗИС-21 (рис. 9) монтируется на шасси ЗИС-5. Газогенератор 9 и вертикальный очиститель 10, уравнивающие друг друга, установлены на четырех специальных кронштейнах 11 и 12, связанных между собой двумя усиленными поперечинами 13.

Кронштейны и поперечины — сварной конструкции и изготовлены из штампованных деталей. Каждый кронштейн соединяется с лонжероном и поперечиной при помощи восьми болтов. Для усиления крепления газогенератора к лонжерону приклепан дополнительный кронштейн 14.

Газогенератор монтируется с правой стороны по ходу автомобиля, сбоку около кабины.

С левой стороны кабины монтируется вертикальный очиститель.

Сзади кабины, под платформой, крепятся горизонтальные очистители к двум угольникам 15, приклепанным к лонжеронам. Соединение левых опорных кронштейнов очистителей с левым угольником жесткое, а правых — с помощью резиновых амортизаторов 16, положенных сверху на каждый кронштейн под головку стяжного болта. Амортизаторы предохраняют лапы кронштейнов от поломок при больших перекосах рамы.

Обрезанные продольные бруска позволяют снять платформу без какой-либо разборки очистителей. Кабина в целях размеще-

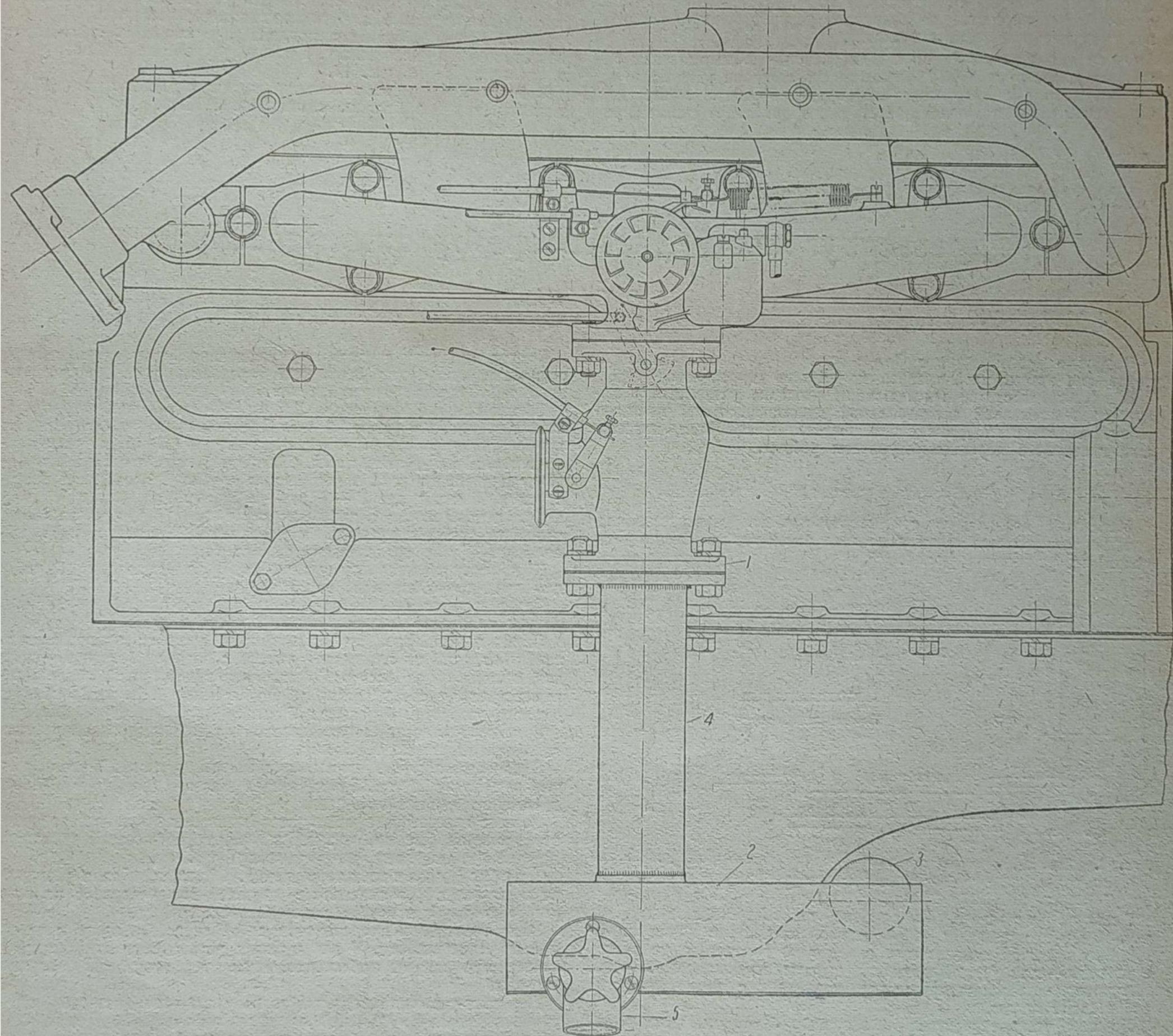


Рис. 13.

ния газогенератора имеет специальный вырез в правой задней части. Между кабиной и корпусом газогенератора сделан достаточный зазор, позволяющий иметь хороший обдув воздухом стенок кабины и газогенератора во время движения автомобиля и тем предохранять внутреннее помещение кабины от заметного нагрева.

Для этой же цели в кабине между облицовкой и стенкой положен асбестовый лист, а в нижней части, около сиденья, сделана дополнительная облицовка стенки фанерой с воздушной прослойкой. Кабина, в целях размещения новых удлиненных аккумуляторов, монтируется на специальной поперечине 1 (рис. 10), которая устанавливается на двух кронштейнах 2.

Общий вид автомобиля ЗИС-21 со снятой платформой показан на рис. 11.

Платформа. Для размещения горизонтальных очистителей под платформой, в ней сделан ряд изменений по сравнению со стандартной (ЗИС-5): 1) в передней части обрезаны продольные брусья, 2) взамен отрезанной части продольных брусьев, служивших опорой переднего поперечного бруса, введены штампованные металлические подставки швеллерообразного сечения, 3) инструментальный ящик перенесен в заднюю часть платформы, 4) изменены кронштейны крепления к шасси передней части платформы, 5) средний поперечный брус платформы связан металлическим угольником с продольным брусом.

Размеры платформы оставлены стандартными (как у ЗИС-5).

Для предохранения газогенератора и вертикального очистителя от забрызгивания грязью на платформе укреплены перед задними колесами специальные брызговики.

Органы управления. Для управления опережением зажигания магнето на ЗИС-13 применялось сложное устройство из нескольких тяг с шаровыми шарнирами. Наличие нескольких сочленений вызывало появление люфтов и требовало сложной ре-

улировки. Вследствие этого угол опережения зажигания полностью не использовался.

На автомобиле ЗИС-21 изменение опережения зажигания осуществляется помощью боуденского троса, установка которого на магнето показана на рис. 12.

Броня троса 1 крепится на кронштейне 2, монтированном на фланце блоке двигателя, для крепления к головке 4, расклепанной на рычаге опережения зажигания магнето.

Кнопка управления крепится на аппаратном щитке. Вытягивание кнопки на себя доотказа соответствует положению самого раннего зажигания.

Управление заслонками воздуха и смеси карбюратора, заслонками вентилятора и воздуха смесителя производится также помощью боуденских тросов.

Манетка опережения зажигания на рулевой колонке использована для управления дроссельной заслонкой воздуха смесителя. Для этого на трубе манетки опережения установлен рычаг с шарнирной головкой для зажима жилы троса, посредством которого движение передается рычагу заслонки воздуха смесителя.

Вторая манетка и педаль акселератора соединены жесткими тягами с дроссельной заслонкой смеси газа и воздуха.

Все кнопки привода боуденских тросов расположены на аппаратном щитке.

Для маневрирования в гаражных условиях служит карбюратор «Солекс-2». Питание его производится самотеком из бензобака 8 (рис. 9) емкостью 7,5 л, расположенного под капотом.

Общий вид всасывающего коллектора в сборе со смесителем, карбюратором и отстойником, а также управление питанием двигателя показано на рис. 13.

В целом все управление сделано проще и удобнее для работы водителя, чем это было на автомобиле ЗИС-13.

Древесноугольный газогенератор автотранспорту

П. О. ЗАРЕЦКИЙ

Вопрос о производстве в Союзе древесноугольных газогенераторов для автомобилей требует скорейшего разрешения.

В настоящей статье мы приводим описание устройства и результатов испытаний автомобильной древесноугольной газогенераторной установки французской фирмы Гоен-Пулен, показавшей достаточно хорошие результаты работы.

Описание установки

Установка состоит из генератора, грубого очистителя-охлаждителя газа, тонкого очистителя газа и смесителя. Схема установки изображена на рис. 1.

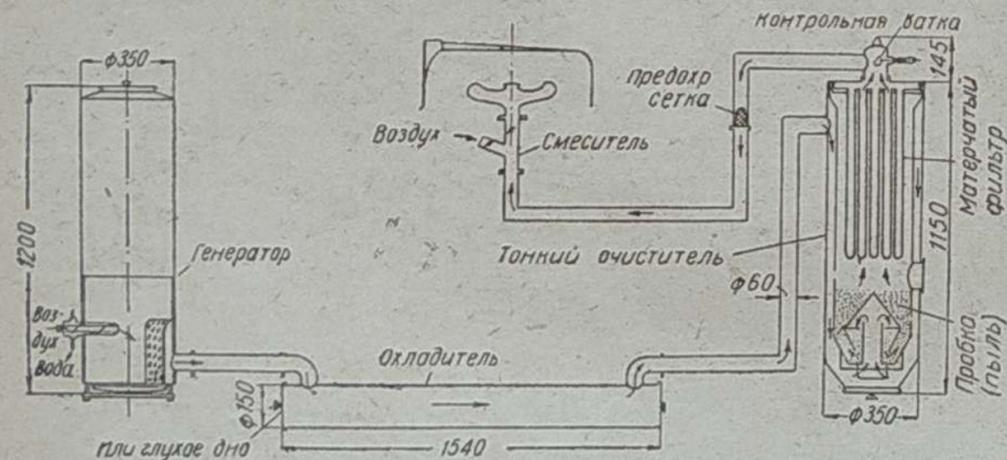


Рис. 1. Схема древесноугольной газогенераторной установки Гоен-Пулен для автомобиля.

Газогенератор. Выполнение газогенератора видно из рис. 2. Он представляет собой сварной цилиндр с двумя люками. Верхний люк служит для заполнения генератора топливом, а нижний — для удаления шлака и золы из камеры горения. Люки герметически закрываются крышками с прокладками из асбестового шнура.

Верхняя часть генератора, являющаяся бункером, изготовлена из листовой стали толщиной 2,5 мм; нижняя часть является камерой горения и изготовлена из 6-миллиметровой стали.

Воздух в камеру горения поступает через одну горизонтально расположенную фурму, ввернутую внутрь камеры и представляющую собой цилиндрическое сопло.

Общая длина фурмы около 220 мм, диаметр проходного отверстия для воздуха равен 20 мм. Предусмотрена также вставная трубка для уменьшения этого отверстия до 15 мм, которая легко вставляется и вынимается. Для генератора, сжигающего 8—10 кг древесного угля в час, нужна трубка с проходным отверстием в 15 мм, а при 10—15 кг — в 20 мм.

Фурма изготовлена с двойными стенками из меди, охлаждается водой из системы охлаждения двигателя. Конструктивное выполнение фурмы представлено на рис. 3.

К корпусу камеры горения около фурмы проведено 6 ребер для лучшего охлаждения этого места.

Отбор газа из генератора осуществляется через трубу, расположенную против фурмы в нижней части камеры.

Перед газоотборной трубой помещена решетка, предотвращающая унос угля из генератора вместе с газами. Решетка — сварная, выполнена из листовой стали, имеет небольшой наклон, навешивается на два кронштейна, приваренные к корпусу камеры, диаметр отверстий в решетке 7 мм.

В генераторе осуществлен горизонтальный скоростной процесс газификации твердого топлива.

В качестве топлива применяется мелкий древесный уголь, размер кусков от 10 до 15 мм; может также применяться смесь древесного и каменного угля.

Розжиг генератора производится двигателем при работе его в это время на бензине, так как установка не имеет вентилятора, предназначенного для розжига генератора.

Грубый очиститель газа. Образующийся в результате горения угля в генераторе горючий газ поступает из генератора по трубе в грубый очиститель-охлаждитель.

Этот очиститель представляет собой полый цилиндр с крышкой на одном конце. В паз крышки установлена прокладка из асбестового шнура, обеспечивающая герметичность закрытия крышки.

При входе в очиститель газ резко уменьшает скорость (вследствие значительно большей площади прохода). Благодаря изменению направления его движения под углом 90° из газа выпадают более тяжелые частицы угольной мелочи и золы. Очистка

очистителя производится через торцевой люк. Охлаждение газа происходит в газопроводящих трубах в грубом и тонком очистителях. Специального охладителя установка не имеет.

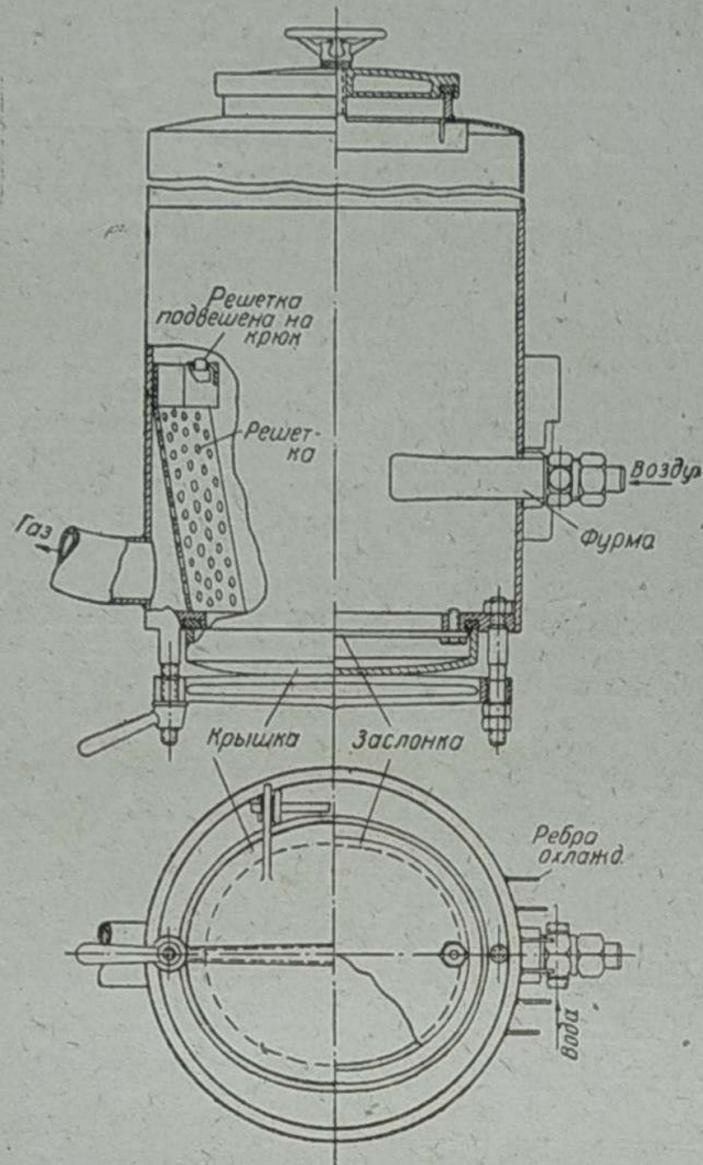


Рис. 2. Газогенератор Гоен-Пулен для древесного угля.

Тонкий очиститель газа. Корпус тонкого очистителя — цилиндрический, с небольшой конусной частью внизу. Двойные стенки очистителя расположены концентрично. В верхней части очистителя внутренний корпус прикреплен к наружному. Внутренний корпус несколько короче наружного (рис. 4).

В нижней части внутреннего корпуса помещается специальная пробковая пыль с мелкой крошкой, газопроводящий стакан и отражающий конус.

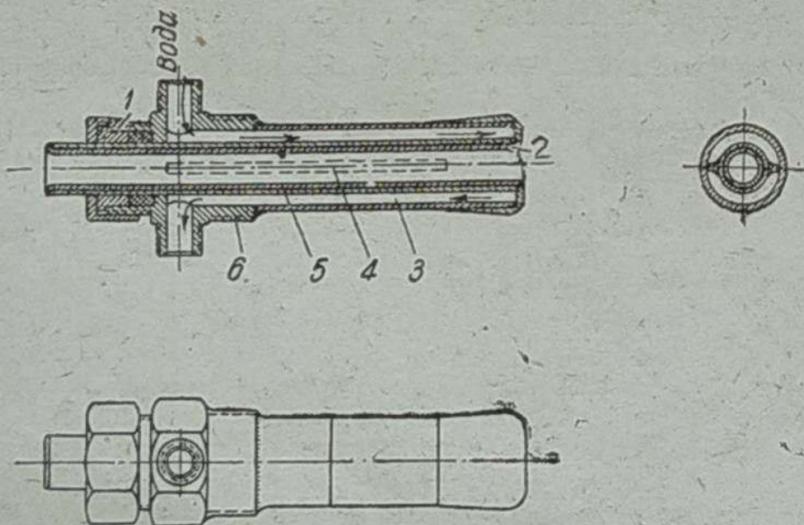


Рис. 3. Воздушная фурма генератора Гоен-Пулен, 1 — сальник, 2 — внутренняя трубка, 3 — водяная рубашка, 4 — распорка, 5 — дополнительная трубка, 6 — корпус.

Стакан с фланцем, установленный в нижнем люке внутреннего корпуса, крепится к корпусу при помощи скобы и двух пружин; он поддерживает пробковую пыль, не позволяя ей высыпаться в нижнюю часть наружного корпуса.

Отражающий конус помещен над стаканом, предохраняет его от попадания к пробковой пыли и служит одновременно для изменения направления потока газа. Конус опирается тремя лапками на коническую поверхность внутреннего корпуса. В нижней части отражающий конус имеет вырезы для лучшего прохода газа. В верхней части очистителя помещен матерчатый фильтр, состоящий из 5 секций, укрепленных на крышке, которая в свою очередь крепится к крышке верхнего люка очистителя. Для уплотнения этих крышек применены резиновые прокладки.

На каждом каркасе надет двойной матерчатый чехол (байка и сатин), через который фильтруется газ.

Для засыпки пробковой пыли и осмотра матерчатых фильтров имеется боковой люк, плотно закрываемый крышкой.

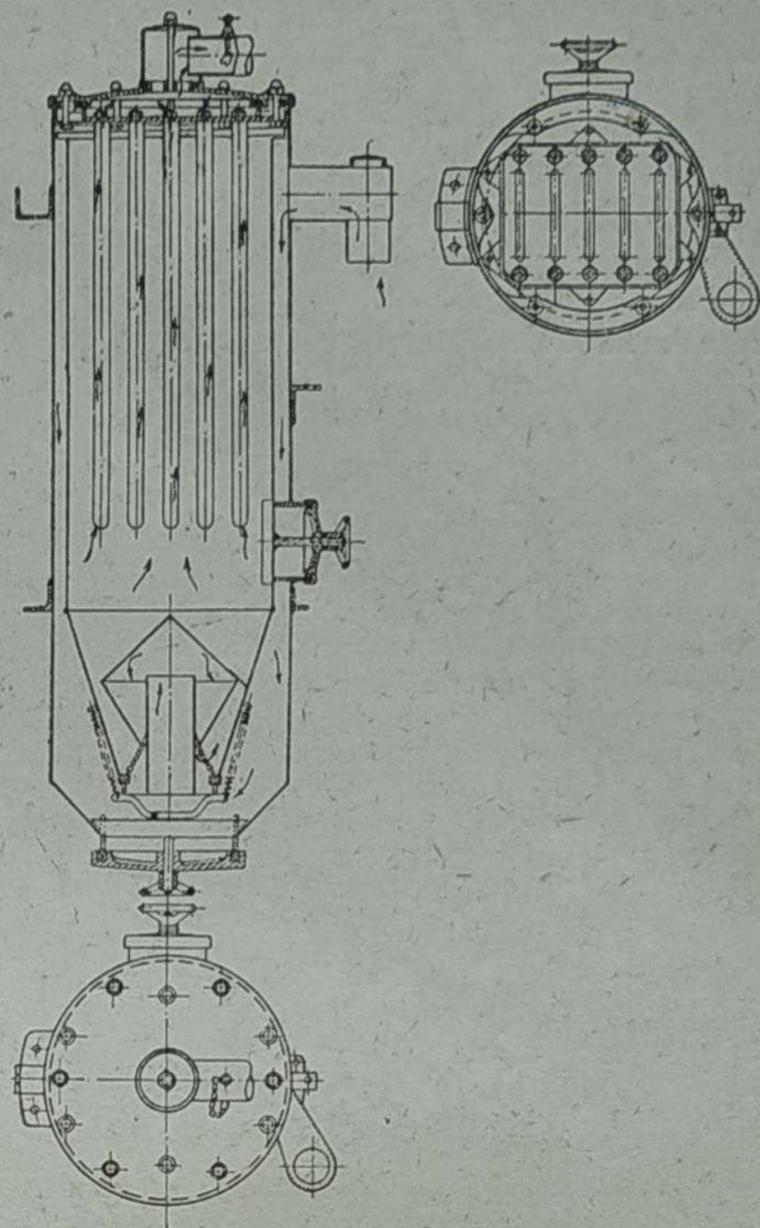


Рис. 4. Тонкий очиститель газа.

Газ в тонкий очиститель вводится сверху, проходит между стенками книзу, где, резко поворачивая, входит в стакан. При этом более тяжелые частицы оседают и собираются в нижней части наружного корпуса, откуда они могут быть удалены через нижний люк, плотно закрываемый крышкой.

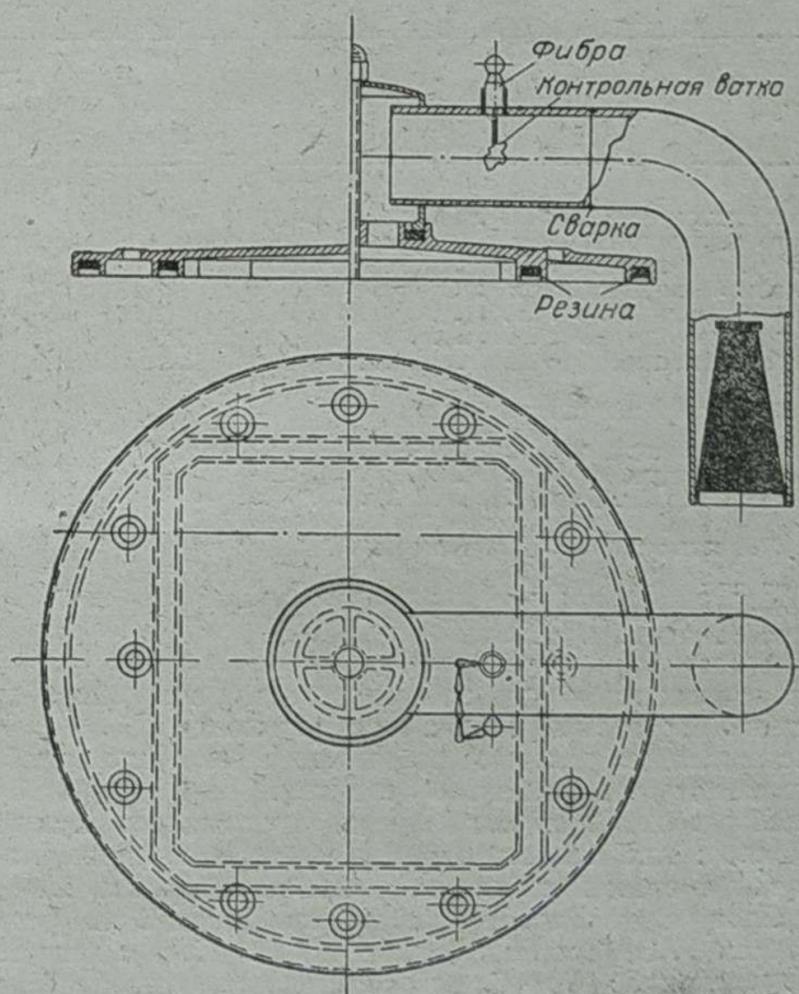


Рис. 5. Верхняя крышка очистителя с предохранительной сеткой.

Затем газы проходят через слой пробковой пыли, где они дополнительно очищаются от уносов; окончательная очистка газа осуществляется матерчатыми фильтрами при прохождении через них газа. Все эти мероприятия обеспечивают хорошую очистку газа.

В газоотборном патрубке тонкого очистителя помещена белая ватка, с помощью которой контролируются исправная работа матерчатых фильтров и качество очистки газа.

В том же патрубке далее установлена предохранительная сетка, назначение которой — не допускать в двигатель неочищенного газа при повреждении матерчатых фильтров, когда сетка забивается пылью, прекращая частично или почти полностью поступление газа к двигателю. Выполнение крышки верхнего люка тонкого очистителя с патрубком и контрольной сеткой приведено на рис. 5.

Смеситель представляет собой простой тройник (рис. 6). Вес газогенераторной установки без топлива около 150 кг.

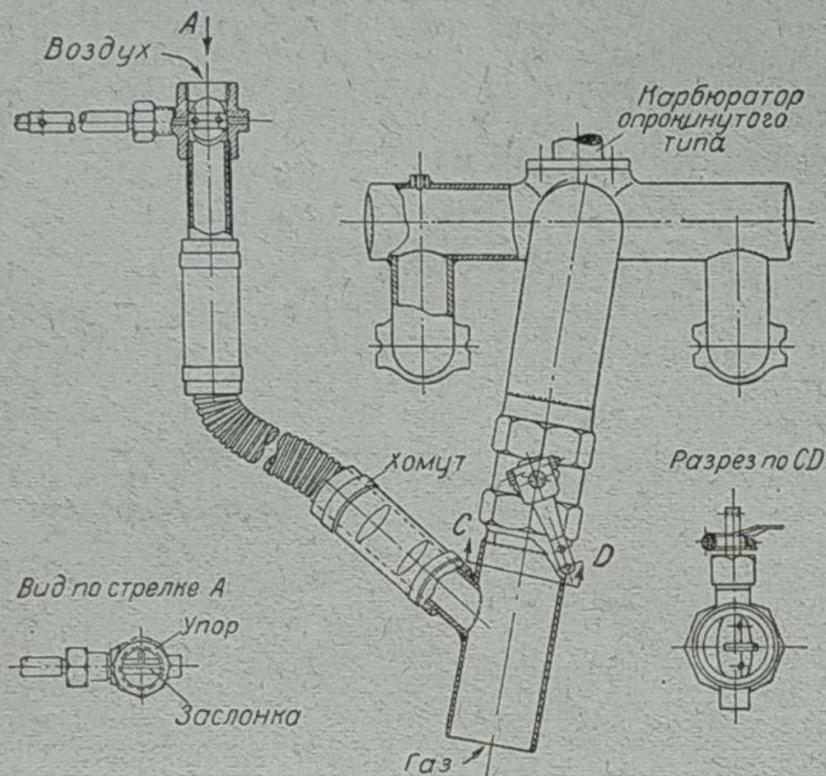


Рис. 6. Смеситель с воздухоподводящим шлангом и дроссельной заслонкой газового двигателя Рено.

Ниже приводятся, по материалам НАТИ, данные испытаний установки.

Лабораторные испытания в НАТИ

Газогенераторная установка проходила последовательно лабораторные испытания с двигателем французской фирмы Рено и с двигателем ГАЗ-АА. Размерность двигателей приведена в табл. 1.

Таблица 1

	Двигатели	
	Рено	ГАЗ
Число цилиндров	4	4
Диаметр цилиндров в мм	85	98,4
Ход поршней в мм	105	108
Рабочий объем двигателя (литраж) в л	2,38	3,28
Степень сжатия	7,12	7,28
Головка цилиндров	Рено	Специальная
Расположение клапанов	Нижнее	Нижнее
Всасывающие клапаны		
Диаметр головки в мм	40	39
Открытие до в. м. т.	7°	7,5°
Закрытие после н. м. т.	46°	48,5°
Выхлопные клапаны		
Диаметр головки в мм	33	39
Открытие до н. м. т.	45°	51,5°
Закрытие после в. м. т.	8°	4,5°

При испытаниях в качестве топлива для генератора применялся мелкий березовый уголь с влажностью до 7%.

В естественных условиях работы установки на автомобиле имеет место обдув ее элементов воздухом.

В лаборатории при испытаниях применялось искусственное охлаждение: низ газогенератора обдувался электровентилятором, а наружные стенки охладителя опрыскивались водой.

Температура газа после фильтра, при испытании установки с двигателем ГАЗ, была в пределах 40—80° С, а с двигателем Рено в пределах 30—70° С, возрастая по мере увеличения отбора газа.

Температура выходящей из двигателей воды поддерживалась в пределах 65—75° С.

Для охлаждения масла в картерах двигателей применялось также искусственное охлаждение путем опрыскивания наружных стенок водой. Испытания проводились с новыми двигателями без вентиляторов. Перед испытаниями двигатели подверглись предварительной обкатке и приработке.

Торможение двигателей производилось электрическим динамометром Сименс-Шукерт; крутящий момент замерялся специальными весами.

Качество рабочей смеси и момент зажигания в двигателях подбирались наивыгоднейшими для каждого опыта.

Средние эффективные давления и мощности двигателей были приведены к нормальным температуре и давлению (15° С и 760 мм рт. ст.).

Работа двигателя на генераторном газе сопровождается изменением режима (вследствие колебаний процесса газификации в генераторе малых размеров), зависящего от ряда причин.

Для устранения влияния переменного состава газа на определяемые при испытании параметры и для выявления средних значений этих параметров замер их производился через одинаковые небольшие промежутки времени на протяжении всего периода выжигания в генераторе полной заправки топлива при работе двигателя на одном и том же режиме (поддерживались постоянные обороты при неизменном открытии дросселя).

Средним зачетным значением определяемого параметра прини-

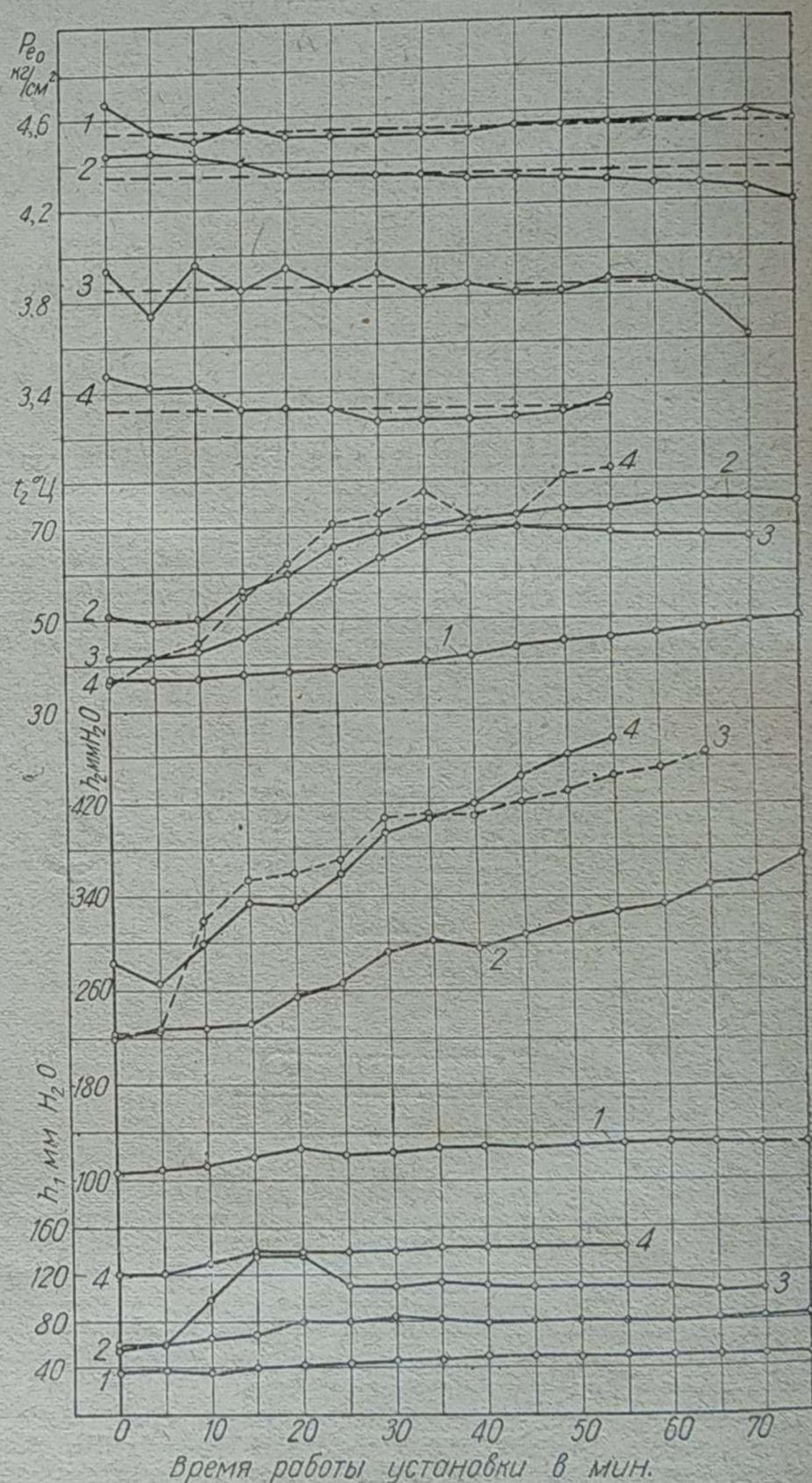


Рис. 7. Характеристика устойчивости работы газогенераторной установки Гоэн-Пулен с двигателем ГАЗ, полный дроссель, 1— работа двигателя при 1000 об/мин, 2— при 1600, 3— при 2000, 4— при 2400 об/мин, P_{e0} — среднее эффективное давление в кг/см^2 (приведенное), t_2 — температура газа после фильтра, h_1 — разрежение за генератором в мм вод. столба, h_2 — разрежение за фильтром в мм вод. столба.

малось среднее арифметическое из всех замеров, равномерно расположенных по времени.

Характеристики устойчивости работы установки были сняты на разных оборотах двигателя при полном открытии главного дросселя и на прикрытом его положении. Образцы этих характеристик приведены на рис. 7 и 8.

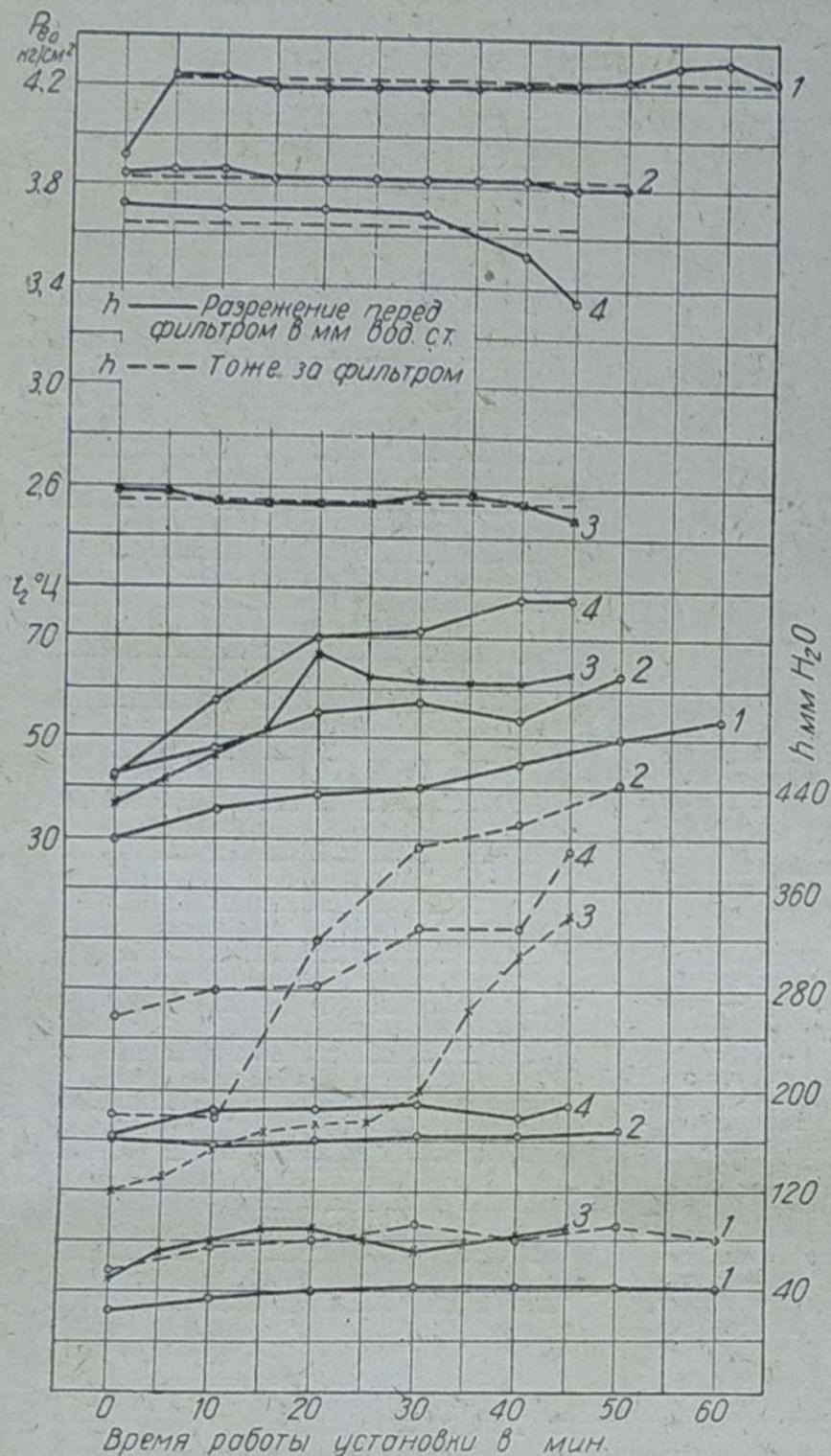


Рис. 8. Характеристика устойчивости работы установки Гоен-Пулен с двигателем Рено; 1 — полное открытие дросселя, $n = 1200$ об/мин., 2 — полное открытие дросселя, $n = 2500$ об/мин., 3 — дроссель прикрыт, $n = 2500$ об/мин., 4 — полное открытие дросселя, $n = 2700$ об/мин., P_{e0} — среднее эффективное давление в кг/см^2 , t_2 — температура газа после фильтра.

Показанное на рисунках быстрое повышение в некоторых случаях сопротивлений фильтра при стендовых испытаниях вызывалось тем, что пробковая пыль в фильтре была уже загрязнена, тряска очистителя, наблюдающаяся в условиях работы на машине, при этом отсутствовала. При работе на машине очистка фильтров от отложений требуется обычно не чаще, чем через 1000 км пробега.

Испытания показали, что максимальные отклонения (от средней величины) среднего эффективного давления в цилиндрах двигателя при работе на полном дросселе и постоянных оборотах не превышало у двигателя Рено $0,11 \text{ кг/см}^2$ или $2,7\%$, а у ГАЗ-АА $0,12 \text{ кг/см}^2$ или $2,65\%$, если не считать более резких скачков непосредственно после пуска и перед окончанием опыта, когда запас топлива в генераторе подходил к концу.

Вскоре после пуска это отклонение имело большую величину, например, для двигателя ГАЗ-АА $0,21 \text{ кг/см}^2$ или $5,5\%$.

Внешние характеристики двигателей Рено и ГАЗ-АА при их совместной работе с газогенераторной установкой Гоен-Пулен изображены на рис. 9 и 10. Они построены по средним значениям характеристик устойчивости работы установок.

Максимальная мощность, отдаваемая двигателями при полном открытии дросселя и наивыгоднейших моменты зажигания и качестве рабочей смеси, разна: у двигателя Рено $26,3 \text{ л. с.}$ при 2700 об/мин., что соответствует литровой мощности 11 л. с./л. ; у двигателя ГАЗ-АА $29,1 \text{ л. с.}$ при 2350 об/мин.; литровая

мощность при этом равна $8,9 \text{ л. с./л.}$ Большее значение литровой мощности у двигателя Рено объясняется более высокими оборотами двигателя.

Максимальное значение среднего эффективного давления равно: у двигателя Рено $4,27 \text{ кг/см}^2$ при 1700 об/мин.; при максимальной мощности двигателя оно составляет $3,64 \text{ кг/см}^2$ ($n = 2700$ об/мин.); у двигателя ГАЗ-АА соответственно $4,55 \text{ кг/см}^2$ при 1000 об/мин. и $3,35 \text{ кг/см}^2$ при 2350 об/мин.

Тот же двигатель ГАЗ-АА, работая на бензине 2-го сорта при заводской регулировке карбюратора и стандартной степени сжатия ($4,22$), показал максимальную мощность в 38 л. с. при 2340 об/мин. (рис. 11). Оборотность двигателя при максимальной мощности в обоих случаях одинакова.

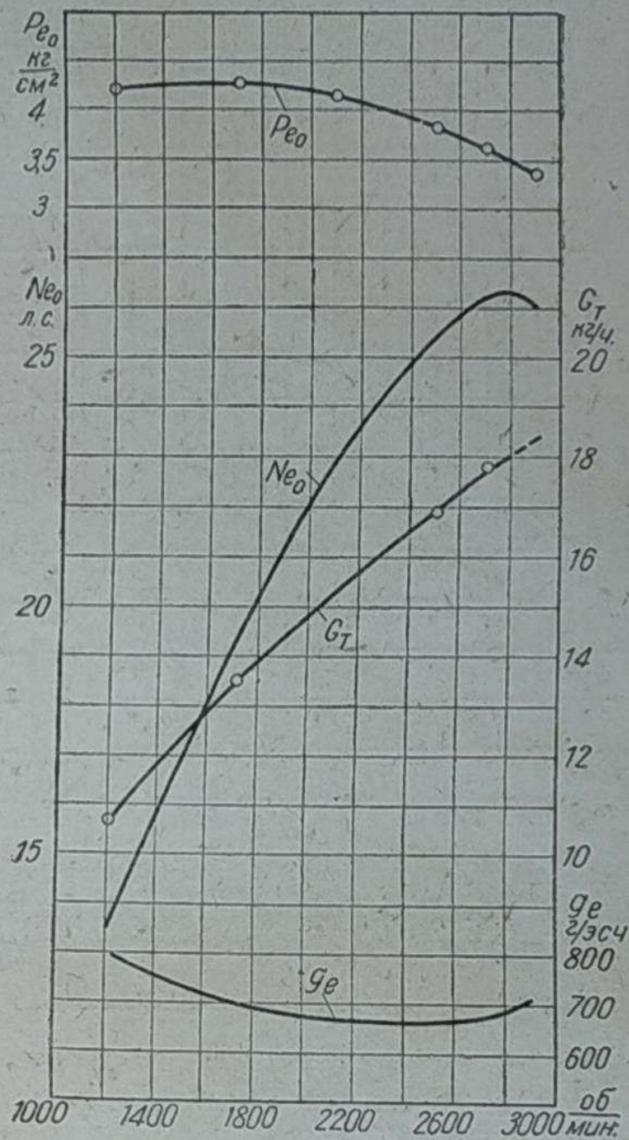


Рис. 9. Внешняя характеристика двигателя Рено при работе на газе от газогенераторной установки Гоен-Пулен, полный дроссель; топливо — мелкий древесный уголь; опережение зажигания и качество смеси наивыгоднейшие; P_{e0} — среднее эффективное давление в кг/см^2 , N_{e0} — мощность двигателя в л. с. (приведенная), G_T — часовой расход древесного угля в кг , g_e — удельный расход угля в г/эсч .

Непосредственное сравнение полученных результатов показывает, что относительное падение мощности двигателя при работе на генераторном газе, против работы на бензине оказывается равным $23,4\%$.

Если проследить разницу в мощности двигателя по оборотам, то оказывается, что относительное падение мощности составляет при $n = 2000$ об/мин. 24% ; при $n = 1500$ об/мин. $23,7\%$ и при $n = 1000$ об/мин. $23,4\%$, т. е. практически одинаковую величину.

Часовой расход угля при полном открытии дросселя увеличивается по оборотам достаточно равномерно; протекание кривых видно из рис. 9 и 10. При работе с двигателем ГАЗ-АА он равен $8,8 \text{ кг/час}$ при 1000 об/мин., и достигает $20,4 \text{ кг/час}$ при 2400 об/мин.; с двигателем Рено расход угля составил $10,7 \text{ кг/час}$ при 1200 об/мин. и $17,7 \text{ кг/час}$ при 2700 об/мин.

Удельный расход топлива в интервале указанных оборотов лежит в пределах $800-668 \text{ г/э. с. ч.}$ у двигателя Рено и $530-700 \text{ г/э. с. ч.}$ у двигателя ГАЗ-АА.

Двигатель Рено имеет минимальный удельный расход топлива (668 г/э. с. ч.) при $2300-2500$ об/мин; с уменьшением или увеличением оборотов экономичность двигателя ухудшается.

Наименьший расход топлива у двигателя ГАЗ лежит около 1000 об/мин.

Необходимо отметить, что приведенные расходы топлива несколько преувеличены вследствие расхода небольшой части топлива на розжиг генератора и работу вхолостую до и после проведения опыта.

Расход топлива определялся, как разница начальной загрузки генератора и выгруженного остатка после окончания испытания

на определенном режиме. Производить взвешивание генератора во время работы не представлялось возможным, так как соединение его с очистителем и фильтром было жесткое.

Указанный метод замера топлива вносил некоторую ошибку в сторону увеличения, но эта ошибка, однако, незначительна, так

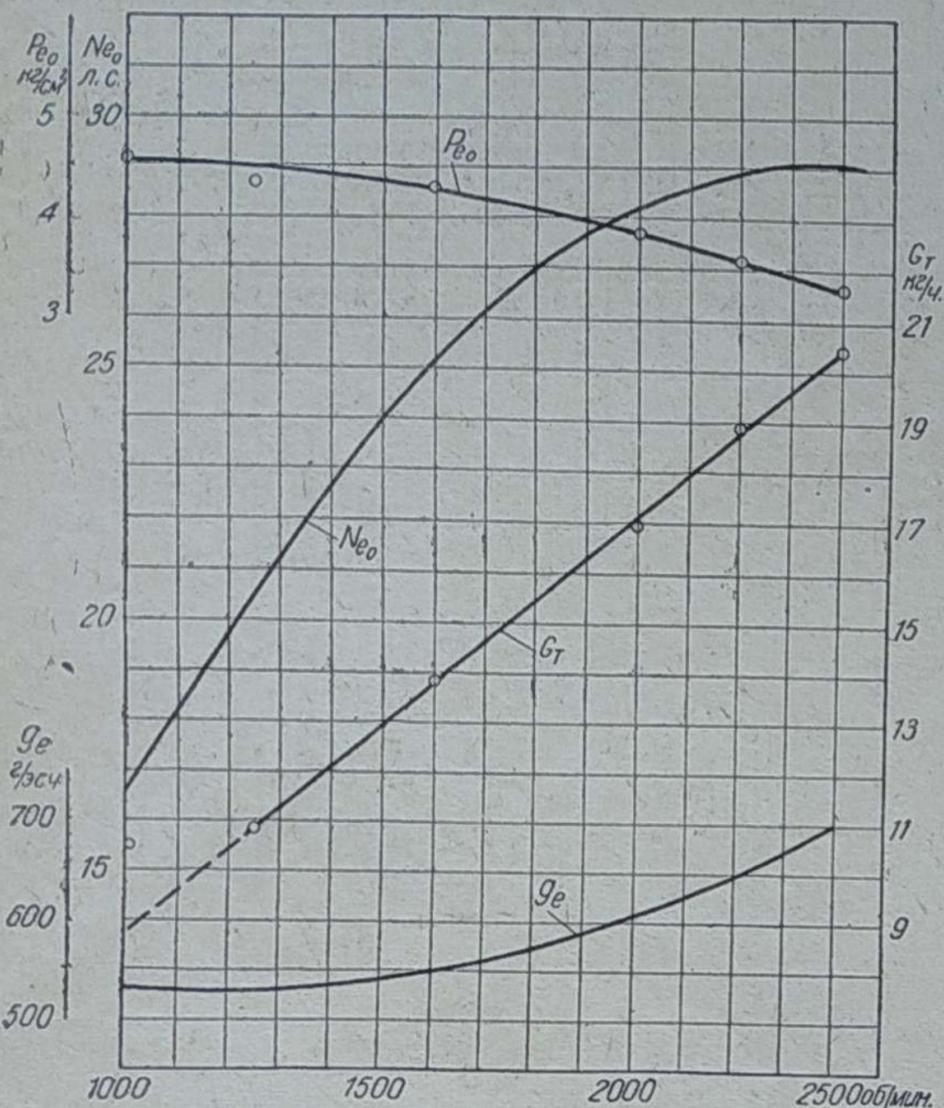


Рис. 10. Характеристика двигателя ГАЗ при работе на газе; $E = 7,23$; газогенераторная установка Гоев-Пулен; полный дроссель; топливо — мелкий берзовый уголь; опережение зажигания и качество рабочей смеси наивыгоднейши; условные обозначения те же, что и на рис. 9.

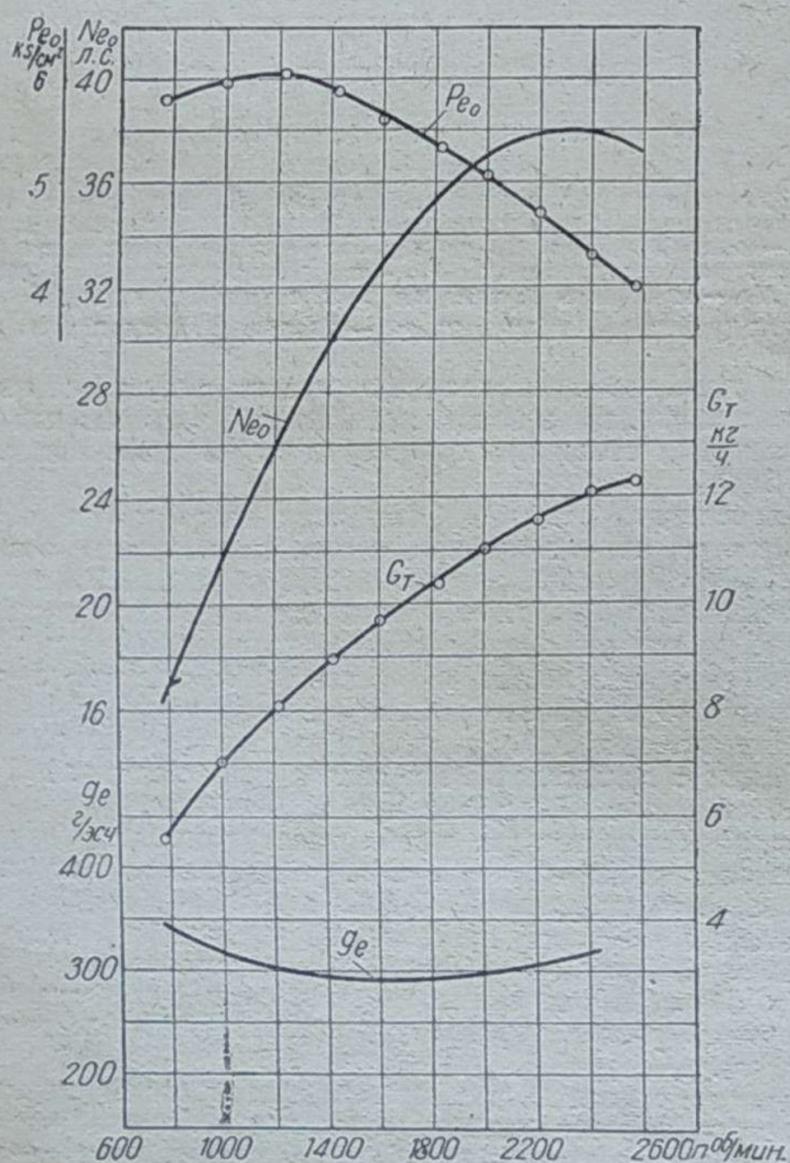


Рис. 11. Характеристика двигателя ГАЗ при работе на бензине; $E = 4,22$; полный дроссель; топливо — эксплуатационный бензин 2-го сорта; опережение зажигания — наивыгоднейшее; условные обозначения те же, что и на рис. 9.

как розжиг генератора и работа двигателя без проведения записей продолжалась не более 5—8 мин. при продолжительности каждого опыта в пределах 50—110 мин.

На рис. 12 приведена характеристика экономичности работы двигателя Рено в зависимости от среднего эффективного давления при 2500 об/мин., из которой видно, что этот двигатель на указанных оборотах работает с наивыгоднейшим расходом топлива при полном открытии дросселя.

Характеристика экономичности работы двигателя ГАЗ при 2100 об/мин. дана на рис. 13. Вследствие малого количества экспериментальных точек, имевшихся при построении рис. 13, характер протекания этих кривых следует считать приближенным.

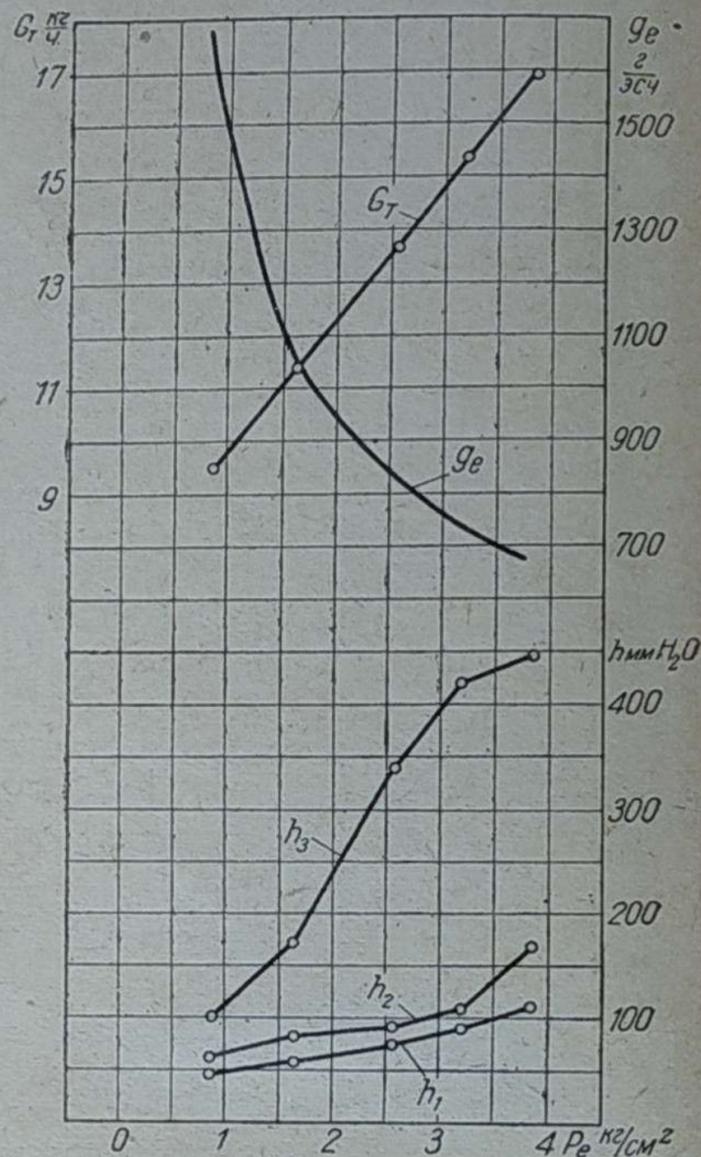


Рис. 12. Характеристика экономичности при разных положениях дросселя; газогенераторная установка Гоев-Пулен с двигателем Рено; топливо — мелкий древесный уголь; число оборотов двигателя — 2500 об/мин., G_t — часовой расход топлива в кг, g_e — удельный расход топлива в г/лсч, h_1 — разрежение за газогенератором в мм вод. столба, h_2 — разрежение до фильтра в мм вод. столба, h_3 — разрежение после фильтра в мм вод. столба, P_e — среднее эффективное давление в кг/см².

Зависимость мощности двигателя от угла опережения зажигания при постоянном числе оборотов изображена на рис. 14. Кривые показывают сильное влияние момента зажигания на работу двигателя.

В табл. 2 приведены показатели работы двигателей Рено и ГАЗ с газогенераторной установкой Гоев-Пулен.

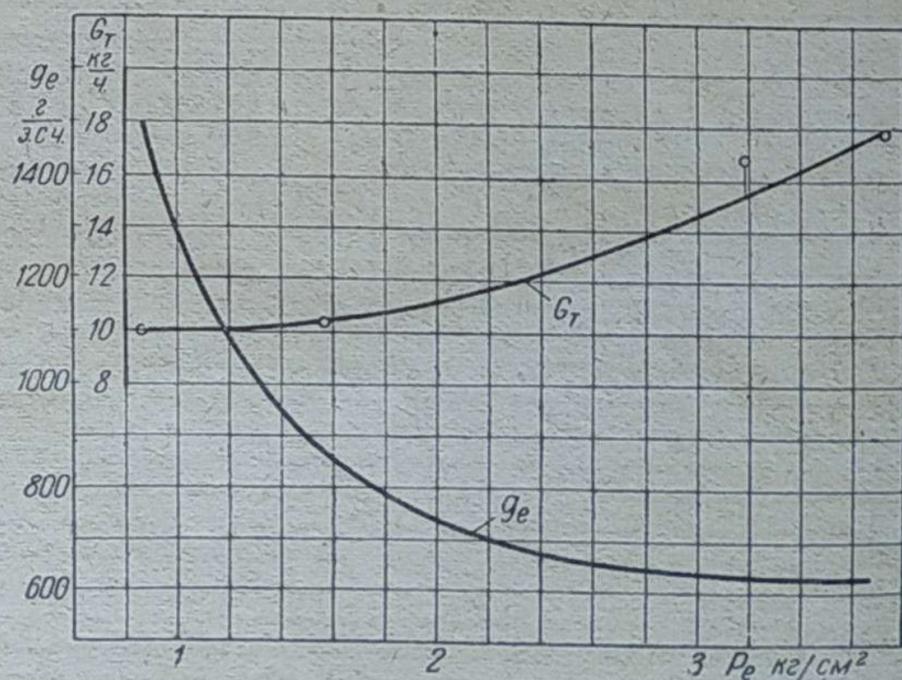


Рис. 13. Характеристика экономичности при $n = 2100$ об/мин.; двигатель ГАЗ; газогенераторная установка Гоев-Пулен; топливо — мелкий древесный уголь; G_t — часовой расход топлива в кг, g_e — удельный расход топлива в г/лсч, P_e — среднее эффективное давление в кг/см².

Таблица 2

	Двигатели 1		
	Рено	ГАЗ-АА	
	на газе	на газе	на бензине
	$\epsilon = 7,12$	$\epsilon = 7,28$	$\epsilon = 4,2$
Максимальная мощность двигателя в л. с.	2,63	29,1	38,0
Обороты двигателя в минуту	2 700	2 350	2 340
Литровая мощность двигателя в л. с./л	11	8,9	11,6
Максимальное значение среднего эффективного давления в кг/см ²	4,27	~ 4,55	6,05
Обороты двигателя в минуту при этом	1 700	1 000	1 200
Среднее эффективное давление при N_e max в кг/см ²	3,64	~ 3,35	4,45
Минимальный расход топлива в г/э. с. ч.	668	530	290
Обороты двигателя в минуту при этом	2 300—2 500	1 000	1 500
Часовой расход топлива в кг при максимальной мощности	17,7	20	12
То же при 1200 об/мин. на полном дросселе	10,7	~ 10,5	8,0
Применявшееся топливо	мелкий древесный уголь	бензин	2-го сорта
Влажность топлива в %	4—7,5	5	—

Пробеговые испытания автомобилей НАТИ

Общий вид автомобиля Рено в 1,8 т, оборудованного газогенераторной установкой Гоев-Пулен, представлен на рис. 15. Генератор помещен за кабиной с левой стороны (со стороны руля), очиститель — справа. Охладитель подвешен сзади, шарнирно, к лонжеронам рамы поперек автомобиля. Трубы, соединяющие охладитель с генератором и очистителем, идут вдоль лонжеронов рамы с наружной стороны; соединение осуществлено при помощи специальных (американских) гаек.

Не л.с.

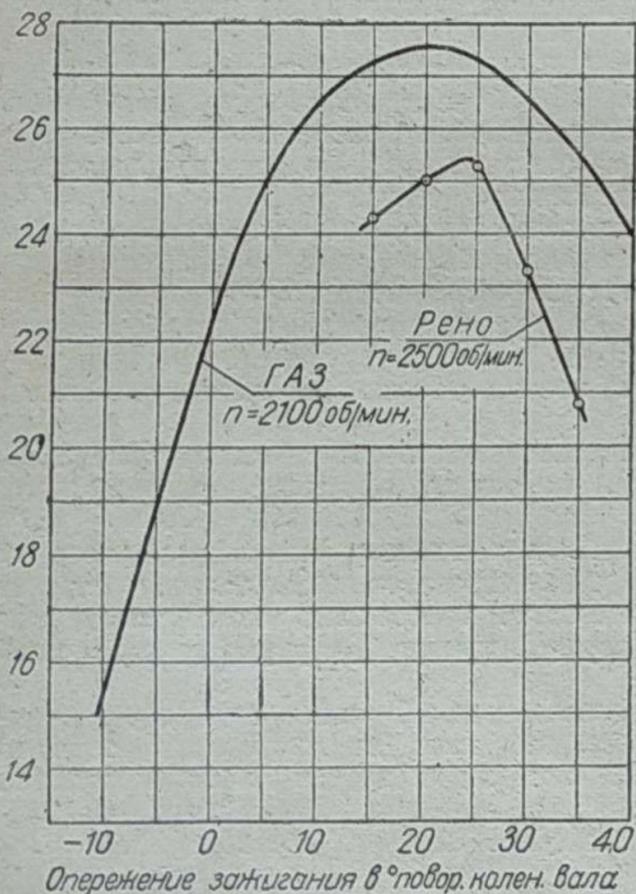


Рис. 14. Характеристики двигателей ГАЗ и Рено при изменении момента зажигания; газогенераторная установка Гоев-Пулен; топливо — мелкий уголь.

Полезная грузоподъемность автомобиля уменьшается на величину веса установки. Автомобили Рено 1,5- и 2-тонные, оборудованные газогенераторными установками Гоев-Пулен, имеют уменьшение грузоподъемности на 0,2 т, т. е. являются автомобилями в 1,3 и 1,8 т.

При указанном размещении агрегатов платформа, в сравнении с бензиновым автомобилем, несколько укорочена и сдвинута назад: она отстоит от задней стенки кабины на расстоянии 480 мм. Между кабиной и платформой, кроме генератора и очистителя, установлен жестяной ящик для запасного топлива, размер ящика 90 × 65 × 41 см.

Незначительные размеры генератора и очистителя и монтаж их примерно посредине автомобиля Рено обуславливают малые его клиренсы и проходимость.

Основные размеры грузовика в 1,8 т с газогенераторной установкой Гоев-Пулен следующие:

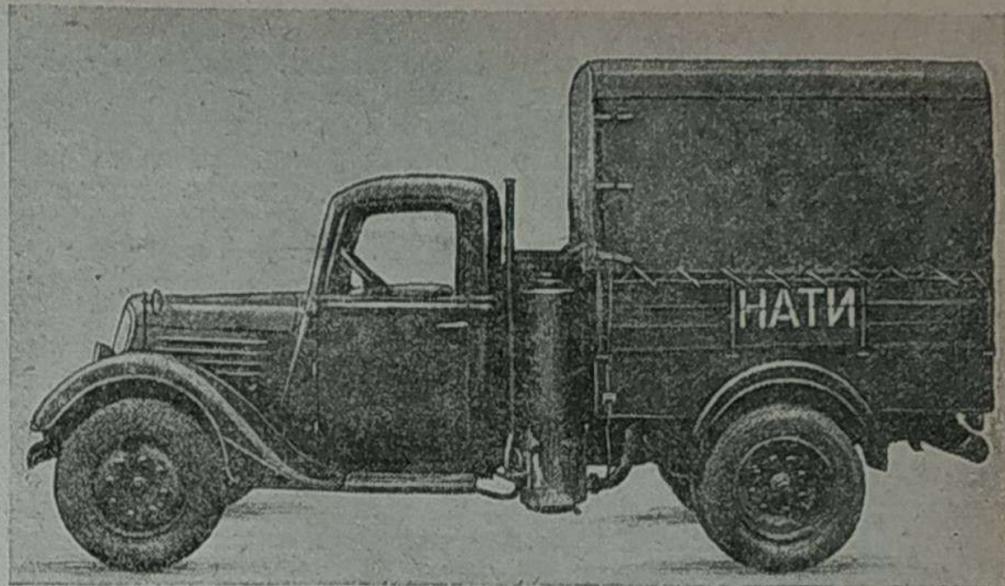


Рис. 15. Газогенераторный автомобиль Рено 1,8 т с установкой Гоев-Пулен, вид со стороны генератора.

наибольшая длина автомобиля	5 100 мм
» ширина автомобиля	1 890 »
» высота	2 670 »
база	3 350 »
колея передних колес	1 600 »
длина кузова фургонного типа	2 000 »
ширина кузова фургонного типа	1 800 »
площадь пола кузова	3,6 м ²
высота брезентового покрытия кузова от пола	1 500 мм
клиренсы (автомобиль без нагрузки):	
задний мост	205 »
газогенератор	180 »
размер покрышек	18 × 50
передаточное число в заднем мосту	7,75

Автомобиль испытывался с небольшой перегрузкой (200 кг). Основные показатели работы автомобиля на газе следующие.

Экономика автомобиля по расходу древесного угля может быть оценена, как вполне удовлетворительная (табл. 3).

Таблица 3

Маршрут пробега	Без груза			С полезной нагрузкой 2 т		
	Пробег в км	Средняя скорость движения в км/час	Расход древесного угля на 100 км пути в кг	Пробег в км	Средняя скорость движения в км/час	Расход древесного угля на 100 км пути в кг
По г. Москве	83	19,4	32,6	76	19,7	35,0
По Ленинградскому шоссе с асфальтовым покрытием	166	34,8	29,8	124	35,4	31,4

Динамика автомобиля. Замеренная методом километровки (с хода), максимальная скорость движения автомобиля оказалась следующей: а) автомобиль без груза 53 км/час, б) с нагрузкой в 2 т 48 км/час.

При движении в городских условиях с грузом в 2 т автомобиль имел среднюю скорость около 20 км/час, а по шоссе на длительных дистанциях — 30—40 км/час.

Максимальное ускорение на прямой передаче при нагрузке в 2 т равно 0,14 м/сек², причем это ускорение быстро уменьшается с увеличением скорости.

Небольшие литраж и мощность двигателя, установленного на газогенераторном автомобиле Рено в 1,8 т, обуславливают невысокую динамику автомобиля и вызывают потребность сравнительно частого пользования передачами в коробке при преодолении подъемов с нагрузкой в 2 т.

Розжиг генератора и перевод двигателя на газ производятся чрезвычайно быстро; при сухом угле для этого требуется в среднем только 1 мин.

Ни один из известных нам угольных газогенераторов таких хороших результатов в отношении пусковых качеств не имеет. Запуск двигателя после кратковременных стоянок происходит обычно на газе без применения бензина.

¹ Двигатели испытывались без вентиляторов.

Радиус действия автомобиля. При среднем расходе древесного угля в 30 кг/100 км пути и емкости генератора в 22 кг теоретический запас хода автомобиля Рено при одной загрузке генератора будет равен примерно 70 км. Учитывая, что топливо может выжигаться лишь до определенного уровня, реальный запас хода составит 50 км. Установленный на автомобиле ящик для запасного топлива может вместить несколько больше 50 кг угля при упаковке его в бумажные пакеты.

Таким образом, можно считать, что конструкция обеспечивает пробег автомобиля (без новых пополнений запаса топлива) в 220—230 км.

Работа автомобиля ГАЗ-АА. Монтаж газогенераторной установки на шасси ГАЗ-АА аналогичен монтажу на шасси Рено. Генератор укреплен на швеллерах слева у кабины, а тонкий очиститель — справа; грубый очиститель перед монтажом был несколько удлинен; помещен он под кузовом сзади и прикреплен шарнирно к концам лонжеронов рамы. Этот очиститель соединен с генератором и тонким очистителем трубами, проходящими около лонжеронов рамы. Платформа укорочена и немного сдвинута назад.

Автомобиль ГАЗ-АА с установкой Гоен-Пулен показан на рис. 16.

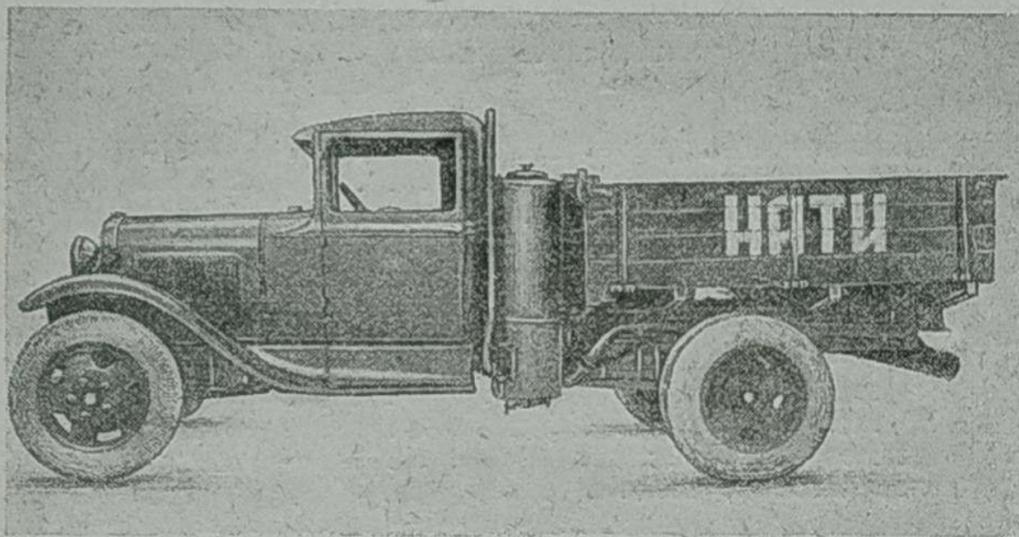


Рис. 16. Автомобиль ГАЗ-АА с газогенераторной установкой Гоен-Пулен, вид со стороны генератора.

Двигатель ГАЗ был приспособлен для работы на газе путем замены головки блока двигателя (была поставлена головка с более высокой степенью сжатия) и всасывающего коллектора, позволяющего присоединить к нему газовый смеситель и карбюратор типа Солекс; водяное охлаждение фурмы генератора было присоединено к системе охлаждения двигателя.

Автомобиль ГАЗ-АА с установкой Гоен-Пулен также показал очень хорошие пусковые качества. Розжиг холодного генератора и перевод двигателя на газ продолжается в среднем 1 мин. Запуск двигателя после стоянок до 15—20 мин. производится непосредственно на газе, оставшемся в системе очистки газогенераторной установки от предыдущей работы.

При более длительных стоянках перевод двигателя на газ происходит быстро, зажигания топлива в генераторе при этом не требуется, так как генератор длительное время не затухает.

В пробегах автомобиль показал вполне удовлетворительные скорости движения при нагрузке 1,2 т, что видно из табл. 4.

Таблица 4

Дата	Маршрут пробега	Нагрузка автомобиля	Режим движения	Зачетный путь в км	Средняя техническая скорость за пробег в км/час
26/IX	По шоссе	Без груза	Эксплоат.	295	33,0
30/IX—9/X	»	1,2 т	»	573	30,4
23/IX	По г. Москве	Без груза	»	207	21,1
3/X	»	1,2 т	»	201	21,1
14/X	По шоссе	1,2 т	Скоростной	397	37,2
17/X	»	1,2 т	»	274	40,2

Максимальная скорость автомобиля, замеренная методом километровки, оказалась равной 54,2 км/час при нагрузке автомобиля в 1,2 т.

При трогании с места средняя скорость на пути в 1 км получена равной 40,8 км/час.

Минимально устойчивая скорость движения автомобиля с нагрузкой на прямой передаче по горизонтальному участку шоссе оказалась небольшой и равной 9,3 км/час.

Автомобиль преодолевает подъемы вполне удовлетворительно. Экономика автомобиля ГАЗ-АА с установкой Гоен-Пулен характеризуется табл. 5.

Расход угля лежит в пределах обычных величин для угольных 1,5-тонных автомобилей.

Таблица 5

Дата	Маршрут пробега	Нагрузка автомобиля	Пробег в км	Расход топлива за пробег в кг	Расход топлива на 100 км пути в кг	Примечания
23/IX	По шоссе	Без груза	346	94,8	27,4	Скорости движения указаны в таблице 4. Влажность (абс.) древесного угля 6—8%. Расход угля определяется по весу методом досыпки генератора до полного
23/IX	По г. Москве	»	207	65,2	31,5	
3/X	»	1,2 т	201	74,7	37,2	
30/IX	По шоссе	1,2 т	320	104,8	32,7	
4/X	»	1,2 т	419	141,7	33,8	
17/X	»	1,2 т	320	110,4	34,5	

Охлаждение газа в установке вполне достаточное. Очистка газа хорошая.

Генератор отличается несколько повышенным шлакообразованием, что вызывает необходимость его очистки от шлака более частой, чем других древесноугольных генераторов.

Периодичность очистки элементов установки, обеспечивающая нормальную ее работу, следующая: 1) очистку камеры горения генератора от шлака и грубого очистителя от угольной мелочи следует производить через каждые 250 км пробега; 2) очистку матерчатого фильтра и смену пробковой пыли в очистителе — через каждые 1000 км пробега.

Очистка установки производится легко и не требует большой затраты времени.

Запас хода автомобиля ГАЗ-АА на одной загрузке генератора небольшой и составляет 40—50 км, что объясняется малым объемом бункера генератора, поэтому желательно иметь бункер большего объема; с конструктивной и производственной стороны это легко осуществимо.

Если же учесть вместимость ящика для запасного топлива, то протяженность пробега автомобиля без дополнительного пополнения топлива составит не менее 200 км, что вполне приемлемо и не отличается от протяженности пробега бензиновой автомашины.

Установку Гоен-Пулен можно считать достаточно надежной в работе.

Подобная же установка, смонтированная на автомобиле ЗИС, после пробега в 19 тыс. км оказалась вполне пригодной для дальнейшей работы.

За этот пробег по грубому и тонкому очистителям никаких ремонтов и замены деталей не производилось, если не считать смены фильтрующего материала. Требовалась смена только резиновой прокладки под верхней крышкой корпуса тонкого очистителя.

В генераторе оказалась необходимой смена только двух решеток (за пробег 15 тыс. км) из-за их прогорания; одна из решеток проработала 10,5 тыс. км, а вторая около 1 тыс. км. Фурма не заменялась, работала надежно, прогара или оплавления фурмы не было, охлаждение ее было достаточным.

Недостатки установки

1. Малый диаметр загрузочного люка генератора создает некоторые неудобства при загрузке топлива, а небольшая его вместимость обуславливает недостаточно большой пробег между догрузками генератора. Оба эти недостатка легко устранимы.

2. Повышенное шлакообразование в генераторе вызывает более частую его очистку.

3. Наличие водяного охлаждения фурмы нежелательно, но, как показали испытания, это никаких осложнений в работе не вызывает.

Положительные качества установки

1. Большая гибкость работы генератора, что для обеспечения нормальной работы автомобиля весьма важно.

2. Быстрая готовность установки к действию.

3. Хорошая очистка газа и герметичность элементов установки.

4. Простота конструкции генератора и грубого очистителя.

Автомобили на газообразном топливе¹

Инж. М. А. АЙЗЕРМАН

Смеситель аналогично карбюратору в бензиновом двигателе обеспечивает заранее избранное соотношение между воздухом и топливом в рабочей смеси и стало быть предопределяет экономичность машины, ее приемистость, устойчивость работы двигателя. Несмотря на столь очевидное большое значение смесительного устройства в общей системе питания двигателя газообразным топливом, кажущаяся простота процесса смешения двух газов (воздух + газообразное топливо) толкала многих конструкторов к упрощенческим попыткам вовсе обойтись без смесителя. Газ подводился через одну единственную трубку, впаянную либо непосредственно во всасывающий трубопровод, либо в горловину бензинового диффузора. Если при этом и удавалось получить более или менее устойчивую работу на ряде режимов, то всегда двигатель плохо работал на холостом ходу и неизбежно либо сильно терял мощность, либо же значительно перерасходо­вал горючее.

Характеристика идеального смесителя и требования, к нему предъявляемые

Требования, предъявляемые к идеальному смесителю, весьма близки к требованиям, предъявляемым к идеальному карбюратору.

Идеальный смеситель должен: 1) обеспечить наиболее рациональное протекание кривой, изменение состава рабочей смеси по оборотам и нагрузке. Эта наиболее рациональная характеристика смесителя должна учитывать как требования экономии горючего, так и требования сохранения максимальной мощности двигателя; 2) дать возможность в широких пределах изменять регулировку (например при изменении условий эксплуатации); 3) иметь проходные сечения, по возможности такие, чтобы не ухудшать наполнения двигателя; 4) обеспечить хорошее перемешивание воздуха с топливом; 5) обеспечить устойчивую работу двигателя на малых оборотах без нагрузки и допускать возможность регулировки малых оборотов; 6) обеспечить хорошую приемистость двигателя и быстрый переход с одного режима на другой без явления переобогащения либо переобеднения смеси.

При этом каждый смеситель должен быть универсален как в смысле допущения перехода с одного вида газа на другой, так и в смысле возможности совместной работы с любым современным редуктором. Ниже будет показано, какое большое влияние оказывает редуктор на работу смесителя. Отметим здесь лишь еще одно вытекающее отсюда, вполне очевидное, дополнительное требование: 7) смеситель должен на всех режимах работы двигателя обеспечить создание в редукторе разрежения большего, чем то, которое нужно для того, чтобы редуктор открыл клапан и начал пропускать газ.

Все эксперименты, связанные с применением газообразных топлив, показали, что регулировочные характеристики двигателей на всех газах имеют в основном характер протекания, аналогичный регулировочной характеристике на бензине. Как и на бензине, максимуму мощности и минимуму удельного расхода соответствует смесь, вполне определенного состава, причем коэффициент избытка воздуха α_M , соответствующий максимуму мощности, и α_E , соответствующий максимуму экономичности, не совпадают друг с другом и отличаются на некоторую величину $\Delta\alpha$.

В отличие от бензиновых, регулировочные характеристики на газе протекают более плавно. С увеличением нагрузки α_E незначительно растет и поэтому для сохранения экономичной работы необходимо с ростом нагрузки обеднять смесь, однако, значительно менее резко, чем это приходится делать при работе на бензине. Падение мощности при работе на газе и при переходе от α_M к α_E меньше, чем при работе на бензине. Для холостого хода на газе, так же как и на бензине, требуется богатая смесь. Объясняется это весьма вялым горением и малым коэффициентом наполнения. Пуск на газе не требует резкого переобогащения смеси, как на бензине, ввиду того, что нет необходимости испарять топливо в смесителе.

Идеальная характеристика смесителя, подобранная с учетом наиболее экономичной работы, должна протекать примерно так, как показано на рис. 1.

На холостом ходу смеситель должен давать богатую смесь с α примерно 0,8—0,9. С увеличением нагрузки кривая должна круто (значительно более круто, чем при работе на бензине)

перейти в область бедных смесей и далее постепенно повышаться с ростом нагрузки, изменяясь на большом диапазоне менее значительно, чем при бензине. Эта кривая, соответствующая наиболее экономичной работе, связана с незначительной (меньшей, чем на бензине) потерей мощности. Если хотят устранить и эту потерю мощности, надо при подходе к полной нагрузке обогатить смесь, например путем введения газовых экономайзерных устройств и тогда кривая пойдет так, как показано на рис. 1 пунктиром. Полученная кривая является идеальной характеристикой смесителя и чем ближе совпадает с ней действительная характеристика смесителя, тем он лучше. Конечно,

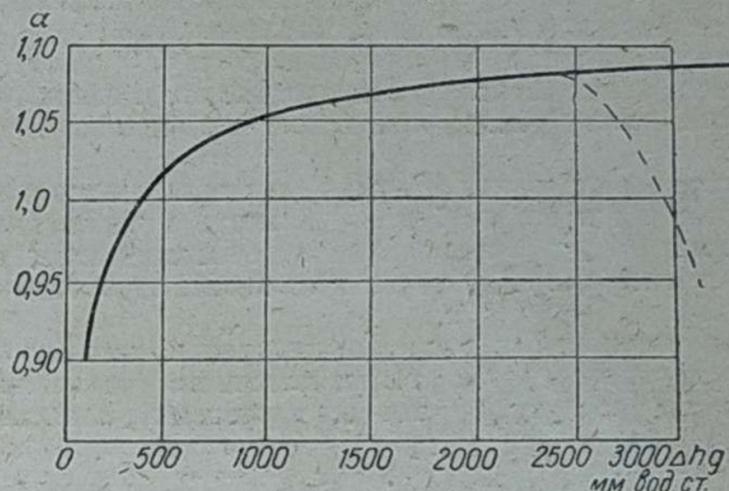


Рис. 1.

для проектирования смесителей на разные виды газообразного топлива и для разных двигателей придется брать иные пределы абсолютных величин α , между которыми располагается идеальная характеристика, но характер протекания ее в основном не изменится.

Характеристика элементарного смесителя без учета влияния редуктора

Условимся называть элементарным смесителем такой смеситель, у которого имеется лишь один газовый жиклер. Схема элементарного смесителя приведена на рис. 2. Воздух всасывается через всасывающий патрубок А, а газ из полости В через жиклер 1. Количество смеси, поступающей в двигатель, регулируется дроссельной заслонкой 2.

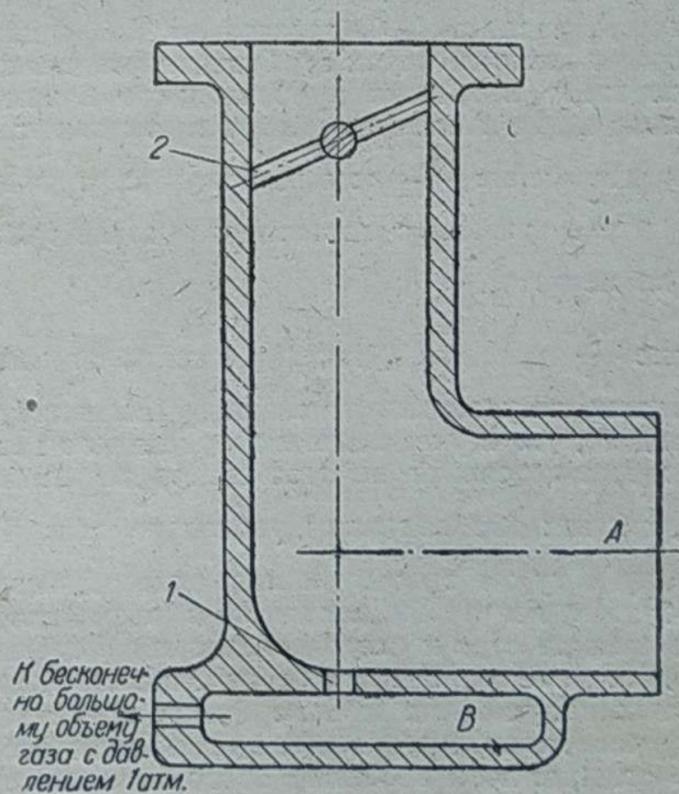


Рис. 2.

В первом приближении будем считать, что давление в полости В в точности равно атмосферному давлению и что оно не уменьшается по мере расхода газа, т. е. примем, что полость В имеет бесконечно большой объем.

Как известно, расход газа в первом приближении без учета

¹ См. «Мотор» № 3, 4, 5, и 8—9 за 1938 г.

изменения плотности в процессе истечения может быть выражена формулой:

$$G = F \psi \sqrt{2g \Delta h \gamma}, \quad (1)$$

где:

- G — расход газа в кг/сек,
- ψ — общий коэффициент расхода,
- g — ускорение силы тяжести в м/сек²,
- Δh — перепад, под действием которого происходит истечение в кг/см² или, что то же самое, в мм водяного столба,
- γ — удельный вес газа в кг/м³,
- F — наименьшее лимитирующее проходное сечение в м².

Уравнение это может быть отменено как к течению всасываемого воздуха, так и к истечению газов через газовый жиклер ввиду того, что величины Δh невелики. Исследование по уравнению Цайнера потребует лишь для больших значений Δh и мы, за недостатком места, опускаем его.

Поскольку давления в полостях A и B равны между собой (равны атмосферному), как воздух, так и газ текут в идеальном смесителе (рис. 2) под действием одного и того же перепада.

Все остальные величины (F , γ и ψ) для воздушного и газового потока различны и мы их будем различать, приписывая индекс «в» (например F_v , γ_v) к величинам, относящимся к воздуху, и индекс «г» (например F_g , γ_g) к величинам, относящимся к горючему газу.

Отношение секундных расходов воздуха и газа (коэффициент смешения m) определится тогда делением уравнения (1), написанного для воздуха, на это же уравнение, написанное для газа:

$$m = \frac{G_v}{G_g} = \frac{\psi_v F_v}{\psi_g F_g} \sqrt{\frac{\gamma_g}{\gamma_v}} \quad (2)$$

и так как $m = \alpha L_0$,

где: α — коэффициент избытка воздуха,

L_0 — теоретическое количество потребного воздуха для сгорания 1 кг топлива,

имеем:

$$\alpha = \frac{1}{L_0} \frac{\psi_v F_v}{\psi_g F_g} \sqrt{\frac{\gamma_g}{\gamma_v}} \quad (3)$$

Предположим, что величины F_v и F_g подобраны так, что при определенном режиме α в точности равна потребной величине. Определим, как будет меняться α с изменением режима работ двигателя, например, при увеличении Δh .

Величина $\frac{1}{L_0} \frac{F_v}{F_g}$ является величиной постоянной и от Δh не зависит.

Коэффициенты расхода ψ_v ψ_g зависят от Δh , однако, так как и воздушный и газовый поток турбулентны, начиная от весьма малых расходов, а в области турбулентного движения коэффициент расхода практически постоянен и так как газовый жиклер имеет отношение $\frac{l}{d}$ весьма большое, а вязкость газа

небольша, можно считать с достаточной точностью, что отношение $\frac{\psi_v}{\psi_g}$ не меняется.

Отношение $\frac{\gamma_v}{\gamma_g}$ постоянно, так как каждое из них в отдельности постоянно по условиям написания уравнения (1). Следует помнить, однако, что и учет изменения удельного веса рабочего тела в процессе истечения не дает заметного изменения отношения $\frac{\gamma_v}{\gamma_g}$, так как обе величины удельного веса будут изменяться в одну и ту же сторону и примерно одинаково.

Таким образом, все дроби, входящие в выражение (3), практически не зависят от α и следовательно, с изменением режима работы в двигателе величина α не изменяется. Таким образом при принятых допущениях характеристика элементарного смесителя без учета влияния редуктора представляет собой прямую линию, $\alpha = \text{const}$, причем величина этого const может быть получена любая, в зависимости от взятого отношения $\frac{F_v}{F_g}$.

Рассмотрение рис. 1 показывает, что характеристика элементарного смесителя в этом случае совпадает с характеристикой идеального смесителя на большинстве режимов значительно лучше, чем это имеет место у элементарного бензинового карбюратора и что лишь при холостом ходе и на близких к нему режимах, а также при полной нагрузке характеристика элементарного и идеального смесителя резко расходится.

Напомним, что в элементарных бензиновых карбюраторах в силу того, что отношение F_v к F_g и γ_v к γ_g уменьшается с ростом Δh , смесь с увеличением нагрузки сильно обогащается и характеристики элементарного бензинового карбюратора протекают противоположно потребной идеальной характеристике, являясь как бы зеркальным отображением ее.

Наш элементарный смеситель (рис. 2) может быть уподоблен элементарному бензиновому карбюратору, причем постоянство давления газа в полости B соответствует как бы постоянству уровня бензина в поплавковой камере. Однако, если поплавков поддерживает постоянный уровень достаточно просто и точно, то поддержать постоянное давление в полости B весьма трудно. Для этого приходится употреблять специальные приборы — редуктора. Характеристика редуктора как бы накладывается на характеристику элементарного смесителя, сильно искажает ее.

Характеристика элементарного смесителя с абсолютно точным редуктором

В зависимости от свойств применяемой редукционной системы (от характеристик ее)¹ по-разному будет протекать и характеристика элементарного смесителя. Напомним, что характеристикой редукционной системы называется семейство кривых, выражающих изменение абсолютного давления p_2 на выходе из редуктора (в нашем случае p_2 равно давлению в полости B) в зависимости от давления в баллоне p_1 и от расхода.

Под редукционной системой абсолютной точности мы подразумеваем такую систему, которая на всех значениях p_1 и расхода поддерживает в полости B одно и то же постоянное давление. Обычно редукционную систему проектируют с таким расчетом, чтобы на выходе (в полости B) поддерживалось давление ниже атмосферного и чтобы поэтому редуктор начал работать лишь в том случае, если двигатель это разрежение создает, и выполнял бы таким образом роль автоматического вентиля. Мы предложили такие редуктора называть редукторами отрицательного перепада в отличие от редукторов положительного перепада, поддерживающих на выходе избыточное давление.

Рассмотрим случай работы идеального смесителя с редуктором отрицательного перепада, поддерживающим на всех режимах строго постоянное разрежение $\Delta h_{ред}$.

Для того, чтобы двигатель запустился и работал, необходимо постоянно это разрежение создавать. Для того, чтобы создать такое разрежение (особенно, если $\Delta h_{ред}$ больше 5—15 мм вод. ст.) приходится либо постоянно манипулировать с воздушной заслонкой, что в равной мере и неудобно и неэкономично, либо установить диффузор и газ подводить от газового жиклера к диффузору с помощью газовой форсунки. Такой несколько осложненный смеситель показан на рис. 3. Очевидно, требуется всегда подсасывать топливо и диффузор придется ставить тем более узкий, чем больше $\Delta h_{ред}$. Такой смеситель может быть уподоблен бензиновому карбюратору, у которого уровень бензина в поплавковой камере расположен ниже устья бензиновой форсунки на величину $\Delta h_{ред}$, выраженную в мм бензинового столба.

Необходимое проходное сечение диффузора можно определить из условия создания потребного разрежения $\Delta h_{ред}$ даже при самых неблагоприятных условиях, т. е. при запуске двигателя

¹ См. «Мотор» № 8—9 за 1933 г.

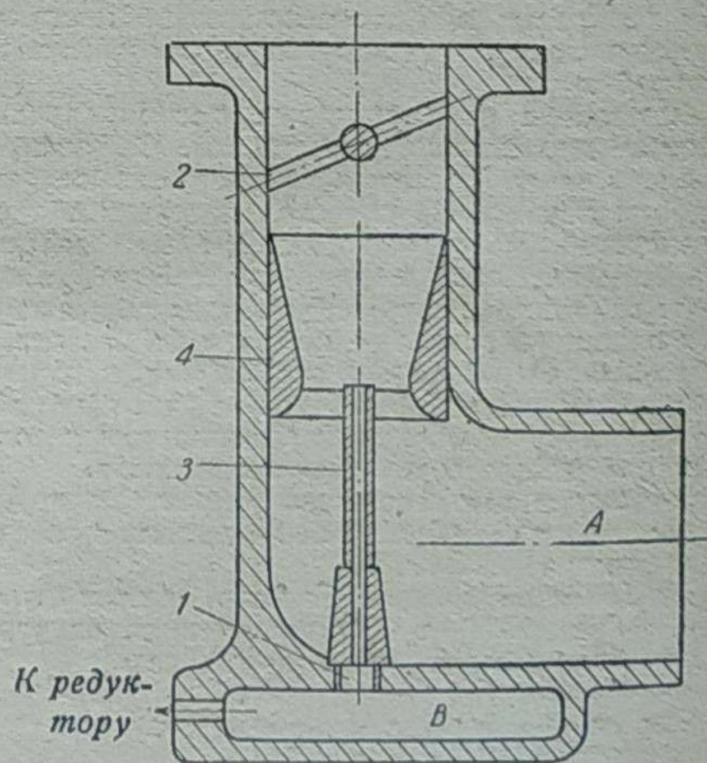


Рис. 3.

от руки без подсоса воздушной заслонкой. Расход воздуха может быть, как известно, найден из уравнения:

$$G_v = \eta_v \frac{V_h \gamma_v n}{30K},$$

где: G_v — секундный расход воздуха,
 η_v — коэффициент наполнения,
 V_h — литраж двигателя,
 γ_v — удельный вес,
 K — тактность двигателя.

Предполагая, что повертывая двигатель от руки, мы создаем скорость поршня, соответствующую примерно 180 об/мин., и приравнявая при этом расход к расходу через диффузор, выраженному из уравнения (1), найдем:

$$6\eta_v \frac{V_h \gamma_v}{K} = F_v \psi_v \sqrt{2g \Delta h_{ред} \gamma_v}.$$

Разрежение в диффузоре Δh должно быть больше $\Delta h_{ред}$, так как часть разрежения будет потеряна на гидравлические сопротивления в трубопроводе. Примем, что потери эти составляют 20% от создаваемого разрежения. Тогда, принимая g равным приблизительно 10 м/сек.², γ_v — приблизительно 1,2 кг/м³ и переводя F_v в см², а V_h — в литры, получим:

$$F_v = 13,5 \frac{\eta_v V_h}{K \psi_v \sqrt{\Delta h_{ред}}}.$$

В этой формуле можно принять $\eta_v = 0,85$, а $\psi_v = 0,7$, что для $n = 180$ об/мин. приблизительно верно для большинства двигателей. Окончательно получим:

$$F_v [\text{см}^2] = 16,4 \frac{V_h [\text{литры}]}{K \sqrt{\Delta h_{ред} [\text{мм вод. ст.}]}}. \quad (4)$$

Правильнее писать:

$$F_v = A \frac{V_h}{K \sqrt{\Delta h_{ред}}}, \quad (5)$$

где A — некоторый коэффициент.

Вычисленная выше величина $A = 16,4$ верна для любых двигателей и смесителей для приближенных расчетов. Для данного же смесителя и двигателя величина A может быть подобрана экспериментально для какого-то одного значения $\Delta h_{ред}$ и затем уже значительно более точно распространена на все значения $\Delta h_{ред}$ при тех же условиях.

Ниже в табл. 1 собраны величины потребного диаметра диффузора, вычисленные по уравнению (4) для двигателя ЗИС-5 для различных значений $\Delta h_{ред}$.

Таблица 1

$\Delta h_{ред}$	25 мм вод. ст.	50 мм вод. ст.	80 мм вод. ст.	100 мм вод. ст.
Диаметр диффузора в мм.	24	20	18	17

Таблица показывает, что уже при увеличении $\Delta h_{ред}$ до 25 мм в. ст. приходится устанавливать диффузор более узкий, чем в нормальном бензиновом карбюраторе, а при $\Delta h_{ред}$ больше 50 мм в. ст. диффузор требуется уже столь узкий, что установка его вызвала бы значительное ухудшение наполнения и снижение мощности. Практически удается обойтись диффузором нормального для работы на бензине размера, но при этом ухудшаются условия пуска, так как оказывается возможным произвести его лишь на прикрытом дросселе.

Таким образом, мы пришли к следующему выводу: введение редуктора даже абсолютно точного вынуждает нас устанавливать в смесителе диффузор. Чем больше разрежение, потребное для начала работы редуктора, тем стало быть приходится ставить более узкий диффузор и тем самым снижать мощность двигателя. Поэтому необходимо, чтобы редуктор, обеспечивая при отсутствии разрежения полную герметичность клапана, начинал пропускать газ уже при самом незначительном разрежении в смесителе (порядка 5—15 мм в. ст.).

Выясним теперь, как будет протекать характеристика элементарного смесителя с учетом влияния редуктора отрицательного перепада.

Секундный расход воздуха может быть и в этом случае определен по уравнению (1), но надо лишь вместо величины F_v поставить площадь сечения диффузора F_g , а вместо Δh — разрежение в диффузоре Δh_g . Тогда расход воздуха:

$$G_v = F_g \psi_g \sqrt{2g \Delta h_g \gamma_g}.$$

Секундный расход газа определится аналогично, но истечение будет происходить под действием не всего перепада Δh_g , а лишь части его $\Delta h_g - \Delta h_{ред}$, так как в полости B уже имеется разрежение $\Delta h_{ред}$, поддерживаемое редуктором.

Поэтому

$$G_v = F_g \psi_g \sqrt{2g (\Delta h_g - \Delta h_{ред}) \gamma_g}$$

и аналогично тому, как мы писали выше, коэффициент избытка воздуха определится так:

$$\alpha = \frac{1}{L_0} \frac{\psi_g F_g}{\psi_v F_v} \sqrt{\frac{\gamma_v}{\gamma_g} \frac{\Delta h_g}{\Delta h_g - \Delta h_{ред}}}.$$

Как было раньше показано

$$\frac{1}{L_0} \frac{\psi_g F_g}{\psi_v F_v} \sqrt{\frac{\gamma_v}{\gamma_g}} = A = \text{const}$$

и следовательно

$$\alpha = A \sqrt{\frac{\Delta h_g}{\Delta h_g - \Delta h_{ред}}}, \quad (6)$$

причем, сообразно с принятым нами условием об абсолютной точности редуктора, $\Delta h_{ред}$ равняется const.

Взяв первую производную от α по Δh_g , найдем:

$$\frac{d\alpha}{d\Delta h_g} = -A \frac{\Delta h_{ред}}{(\Delta h_g - \Delta h_{ред})^2} \sqrt{\frac{\Delta h_g}{\Delta h_g - \Delta h_{ред}}} < 0.$$

Знаки и абсолютные значения уравнения (6) и его производной показывают, что: 1) при прочих равных условиях введение редуктора обедняет смесь и притом тем более сильно, чем больше $\Delta h_{ред}$; 2) с изменением разрежения в диффузоре α не остается постоянной, а изменяется так, как это показано на рис. 4. С увеличением нагрузки смесь обогащается, асимптотически стремясь к тому значению α , которое имелось бы при данной регулировке смесителя и при отсутствии редуктора. С уменьшением нагрузки α быстро растет, стремясь к бесконечности при $\Delta h_g = \Delta h_{ред}$.

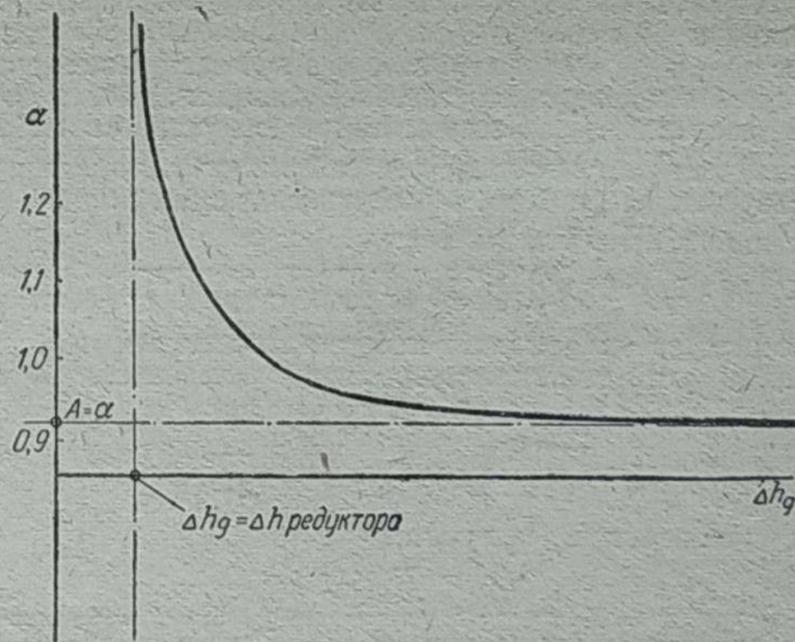


Рис. 4.

Чем меньше $\Delta h_{ред}$, тем дальше находится вертикальная асимптота кривой от рабочей зоны разрежения в диффузоре и тем меньше изменяется α с изменением Δh_g внутри этой зоны и стало быть тем лучше приближается характеристика смесителя к горизонтальной прямой.

Следует особо отметить, что характеристика смесителя в этом случае протекает как раз противоположно потребной характеристике (рис. 1) его и поэтому, с точки зрения правильного протекания характеристики смесителя, также чрезвычайно важно снижать $\Delta h_{ред}$.

Примем, что разрежение в диффузоре смесителя, изображенного на рис. 3, будет меняться в пределах от 300 до 3000 мм в. ст., в зависимости от режима работы двигателя. Ниже в табл. 2 собраны с точностью до второго знака значения α при этих крайних разрежениях в диффузоре, подсчитанные по уравнению (6), причем A принималось равным 1.

Таблица 2

$\Delta h_{ред}$ в мм в. ст.	5 мм	20 мм	40 мм	60 мм	80 мм	100 мм
α при $\Delta h_g = 300$ мм в. ст.	1,00	1,035	1,07	1,11	1,17	1,25
α при $\Delta h_g = 3000$ мм в. ст.	1,00	1,00	1,00	1,00	1,01	1,02

Видно, что уже при $\Delta h_{ред} = 60$ мм в. ст. α меняется с изменением режима работы двигателя, на 15%, что следует признать крайне нежелательно, тем более, что изменение α протекает в сторону, противоположную потребной характеристике. На рис. 5 приведено семейство характеристик, соответствующих табл. 2.

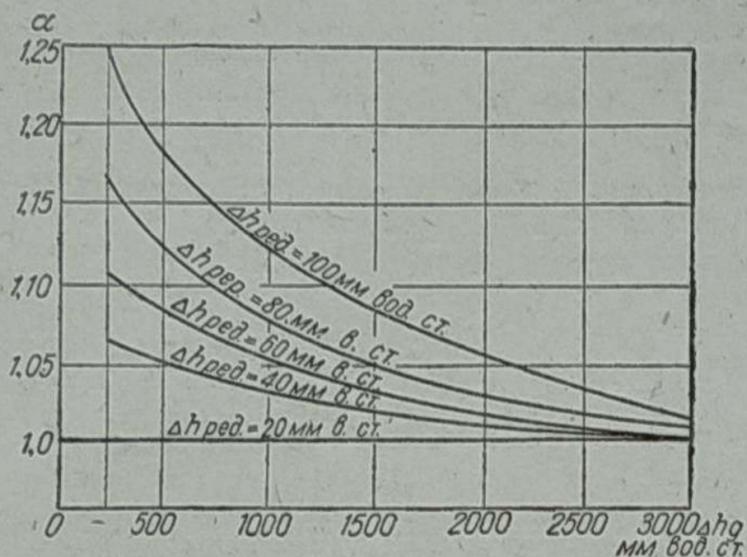


Рис. 5.

Приведенная таблица позволяет утверждать, что с точки зрения работы смесителя особо желательно употребление редуктора, поддерживающего на выходе разрежение меньшее, чем 15 мм в. ст. Нетрудно видеть, что незначительное увеличение поддерживаемого редуктором разрежения вызывает перерасход газа.

Если бы в полости В редуктор поддерживал не разрежение, а избыточное давление, т. е. если бы мы употребили редуктор положительного перепада (он уже не выполнял бы роль автоматического вентиля и каждый раз при остановке двигателя пришлось бы перекрывать газовый кран), то, обозначая в этом случае через $\Delta h_{ред}$ поддерживаемое редуктором избыточное давление, получим перепад, под действием которого происходит истечение из газового жиклера в виде суммы $\Delta h_g + \Delta h_{ред}$, и расход газа определится так:

$$G_2 = F_2 \psi_2 \sqrt{2g (\Delta h_g + \Delta h_{ред}) \gamma_2}.$$

В этом случае коэффициент избытка воздуха выражается уравнением, выводимым аналогично вышеприведенным:

$$\alpha = A \sqrt{\frac{\Delta h_g}{\Delta h_g + \Delta h_{ред}}} \quad (7)$$

Беря производную, получим:

$$\frac{d\alpha}{d\Delta h_g} = A \frac{\Delta h_{ред}}{(\Delta h_g + \Delta h_{ред})^2} \sqrt{\frac{\Delta h_g}{\Delta h_g + \Delta h_{ред}}}$$

Рассмотрение уравнения (7) и его производная показывают, что в этом случае характеристика смесителя протекает так, как показано на рис. 6. С увеличением нагрузки смесь обедняется, асимптотически стремясь к тому значению, которое имело бы место, если бы $\Delta h_{ред} = 0$. С уменьшением нагрузки α падает, асимптотически стремясь к $-\infty$ при $-\Delta h_{ред} = \Delta h_g$. Эта вертикальная асимптота расположена в области отрицательных значений Δh_g , лежащих вне рабочей зоны разрежений, и поэтому внутри этой, интересующей нас зоны реальных положительных значений Δh_g , изменения α будет меньше, чем при редукторе отрицательного перепада, когда вертикальная асимптота находилась вправо от оси α (см. рис. 4).

Таким образом, при редукторе положительного перепада характеристика элементарного смесителя значительно лучше соответствует потребной идеальной характеристике. Это наглядно иллюстрируется табл. 3, составленной аналогично

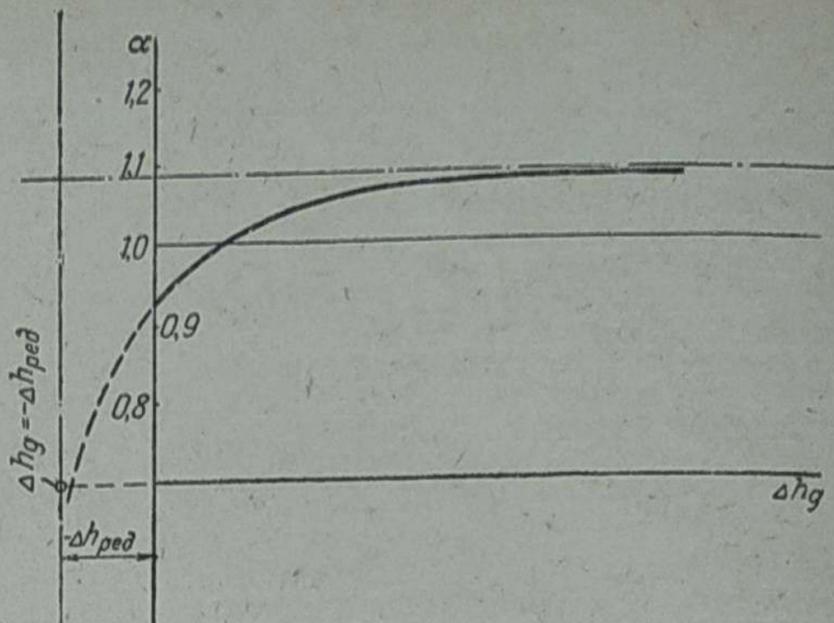


Рис. 6.

табл. 2, но для редуктора положительного перепада, и рис. 7, где показано семейство характеристик, соответствующих табл. 3.

Таблица 3

$\Delta h_{ред}$ в мм в. ст. больше атмосферы	5	20	40	60	80	100
α при $\Delta h_g = 300$ мм в. ст.	0,99	0,96	0,94	0,91	0,89	0,88
α при $\Delta h_g = 3000$ мм в. ст.	1,00	1,00	0,99	0,99	0,99	0,98

Однако выполнение редуктором роли автоматического вентиля на данном этапе техники окупает его недостатки. Будущее, однако, нам кажется, целиком на стороне редукторов положительного перепада.

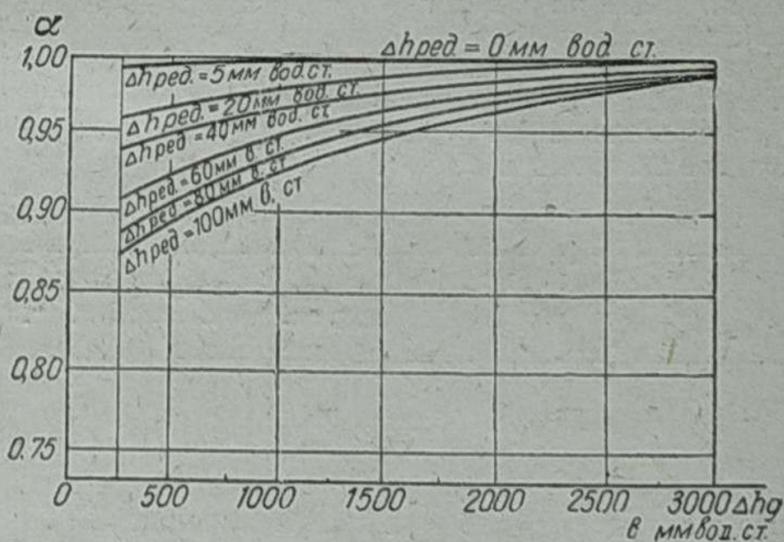


Рис. 7.

Влияние неравномерности редуктора

Все приведенные выше выводы верны лишь до тех пор, пока можно считать, что редуктор обладает абсолютной точностью. Как было выше показано, влияние $\Delta h_{ред}$ на изменение α велико и поэтому приведенные выводы остаются достаточно точными лишь в том случае, если неравномерность редуктора не выходит из пределов ± 5 мм вод. ст.

В большинстве случаев неравномерность редуктора выходит далеко за указанные пределы и пренебрегать ею нельзя.

Как известно, редукционная система изменяет поддерживаемую величину p_2 как при изменении расхода, так и при изменении давления в баллоне p_1 . Изменение давления в баллоне происходит медленно и постепенно. Расход же может изменяться резко практически мгновенно и поэтому неравномерность по расходу имеет для нас особо важное значение.

Любой редуктор, вне зависимости от конструкции его, уменьшается на выходе p_2 с увеличением расхода и таким образом перепад $\Delta h_{ред}$ с ростом расхода растет в редукторах отрицательного перепада и падает в редукторах положительного перепада. С увеличением же p_1 можно получить как уменьшение, так и увеличение $\Delta h_{ред}$ в зависимости от конструктивных особенностей его.

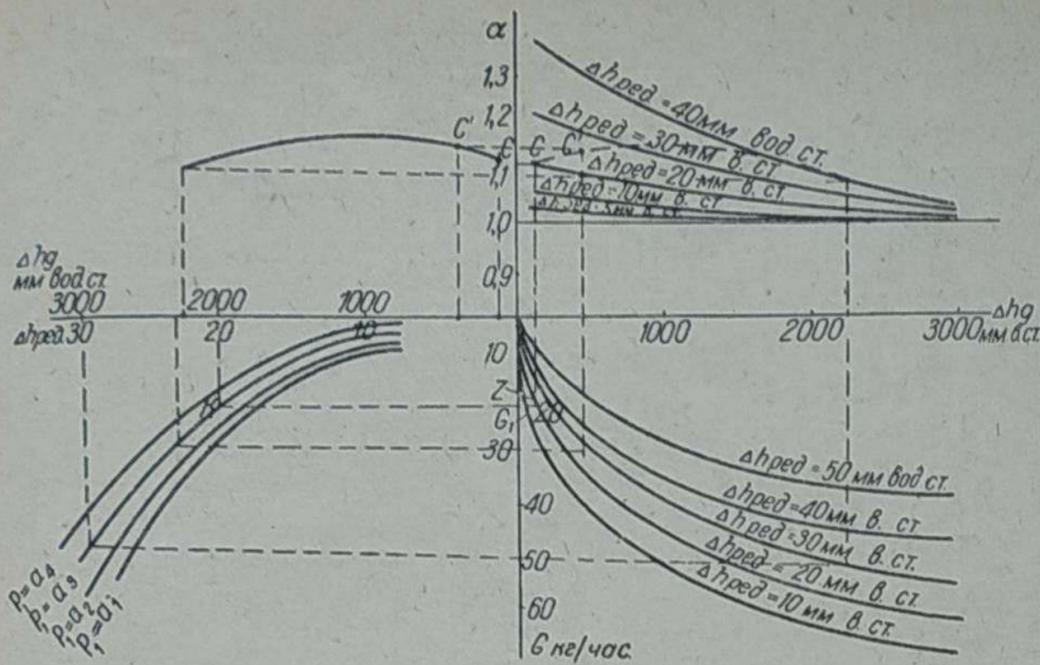


Рис. 8.

Уравнение характеристики смесителя с учетом неравномерности редукторов может быть получено из уравнения (6) или (7) и уравнения характеристики редуктора.

Алгебраическое выражение характеристики редуктора весьма сложно и получение их в общем виде возможно лишь для отдельных частных случаев.

Характеристику смесителя с учетом влияния неравномерности редуктора наиболее рационально получать при помощи геометрического построения, метод которого показан ниже. Построение это во всех отношениях обще и верно для любой системы смесителей и редукторов.

Проведем две взаимно пересекающиеся оси (рис. 8). Точку пересечения примем за общий нуль и будем откладывать по вертикальной оси вверх значение коэффициента избытка воздуха α , а вниз значение расхода газа G . По горизонтальной оси будем вправо от нуля откладывать разрежение в диффузоре, а влево наметим две шкалы: верхнюю для Δh_g и нижнюю для $\Delta h_{ред}$. Так как обе эти шкалы выражают один и тот же параметр — перепад давления в мм в. ст., то и отличаться они будут друг от друга лишь масштабом.

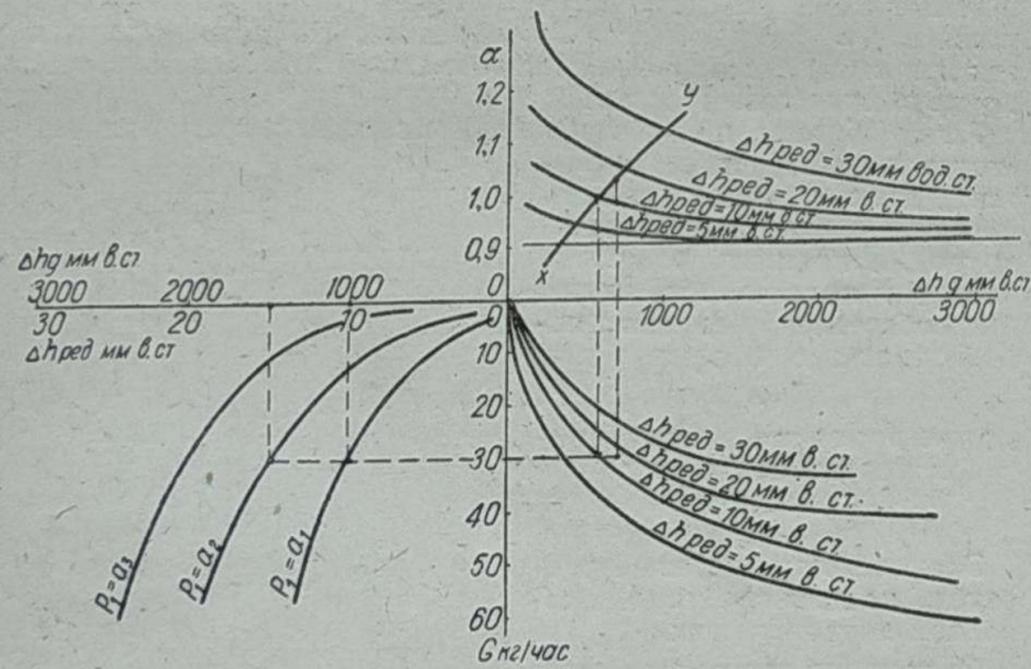


Рис. 9.

В первом (правом верхнем) квадранте строим семейство характеристик смесителя согласно с уравнениями (6) и (7), во втором (правом нижнем) квадранте строим семейства парабол, соответствующих уравнению.

$$G_2 = F_2 \psi_2 \sqrt{2g(\Delta h_g - \Delta h_{ред}) \gamma_2}$$

При этом величину ψ_2 можно считать постоянной для всех значений расхода, кроме весьма малых, когда ψ_2 надо снижать.

В третьем (левом нижнем) квадранте помещаем семейство характеристик редукционной системы, т. е. кривые, дающие зависимость $\Delta h_{ред}$ от расхода газа G при разных значениях давления в баллоне.

Предположим, что давление в баллоне p_1 длительное время остается постоянным и равным некоторому значению a_3 . Выясним влияние неравномерности по расходу. Зададимся некоторым значением расхода $G_1 = 20$ кг/час, проведя горизонталь влево до пересечения точки K с кривой, соответствующей

$p_1 = a_3$ и приведя из точки K вертикаль вверх до оси, найдем значение поддерживаемого редуктором на этом режиме перепада $\Delta h_{ред} = 20$ мм вод. ст. Отыщем в первом и втором квадранте кривые, соответствующие этому значению $\Delta h_{ред}$ и продлим из точки G_1 горизонталь вправо до пересечения с этой кривой в точке Z . Из точки Z проведем вертикаль вверх до кривой первого квадранта, соответствующей $\Delta h_{ред} = 30$. Найденная точка c , будучи спроектирована на ось α , и даст нам то значение α , которое соответствует данному режиму. Задавая затем поочередно рядом иных значений расходов 20 кг/час, 40 и т. д., определим в первом квадранте ряд точек, соединив которые, получим характеристику смесителя при $p_1 = a_3$ и при учете неравномерности редуктора по расходу. На рис. 8 построение проведено лишь для трех точек. Полученная кривая обычным способом переносится в четвертый квадрант.

Приняв во внимание сказанное выше о характере изменения $\Delta h_{ред}$ с изменением расхода, построение позволяет убедиться в следующем выводе: неравномерность любого редуктора по расходу вызывает с увеличением расхода обеднение рабочей смеси по сравнению с той, которая при прочих равных условиях создавалась бы смесителем, если бы редуктор был абсолютно точен. Легко убедиться, что вывод верен как для редукторов положительного, так и для редукторов отрицательного перепада.

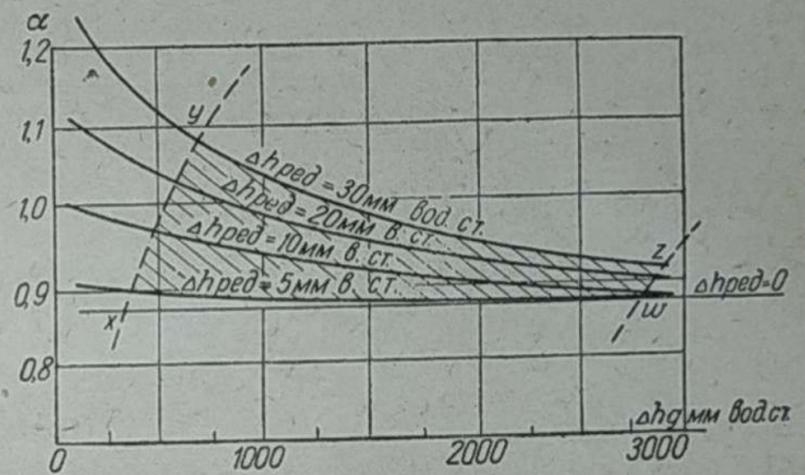


Рис. 10.

Неравномерностью редуктора можно спрямлять характеристику смесителя или даже менять знак радиуса ее кривизны в случае редуктора отрицательного перепада и увеличивать кривизну характеристики при редукторе положительного перепада. Таким образом, по крайней мере для редукторов отрицательного перепада неравномерность редуктора может явиться как бы компенсирующим фактором, по действию своему аналогичным влиянию компенсационной системы бензинового карбюратора.

Вывод этот нельзя недооценить. Он заставляет пересмотреть общепринятое мнение о безусловно вредном влиянии неравномерности редуктора. В любом случае остается безусловным требование получения минимального $\Delta h_{ред}$ при малых расходах и речь может идти лишь о наивыгоднейших пределах

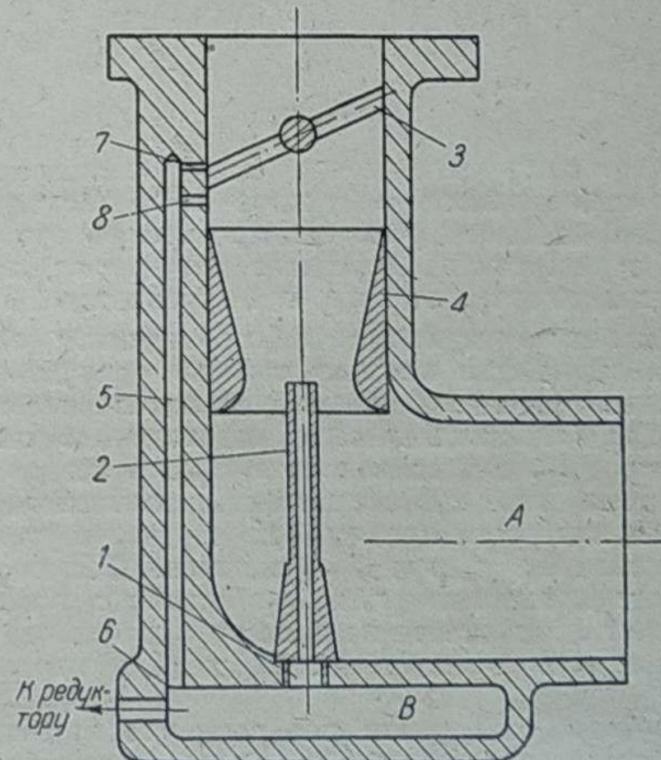


Рис. 11.

увеличения $\Delta h_{ред}$ с ростом расходов. Легко убедиться, что это построение, проведенное в обратном порядке, может быть использовано для получения потребных характеристик редуктора, исходя из заданной характеристики смесителя.

Гидравлическое сопротивление шланга, соединяющего редуктор и смеситель, оказывает на характеристику последнего действие вполне аналогичное неравномерности редуктора. Действительно, даже если редуктор абсолютно точен и поддерживает на выходе постоянное разрежение $\Delta h_{ред}$, в силу гидравлических сопротивлений в соединительной линии, разрежение перед газовым жиклером (в полости В смесителя) будет расти с ростом расхода и тем самым изменять характеристику смесителя.

Лишь полным непониманием элементарных основ теории смесеобразования можно объяснить факт отсутствия какого-либо внимания к выбору и расположению соединительных шлангов даже на газовых машинах последних выпусков лучших фирм.

Разумеется, практическое применение указанных методов компенсации смеси требует детальной разработки теории смесителей и редукторов. Пока же неосторожное использование неравномерности редуктора может лишь привести к перерасходу горючего.

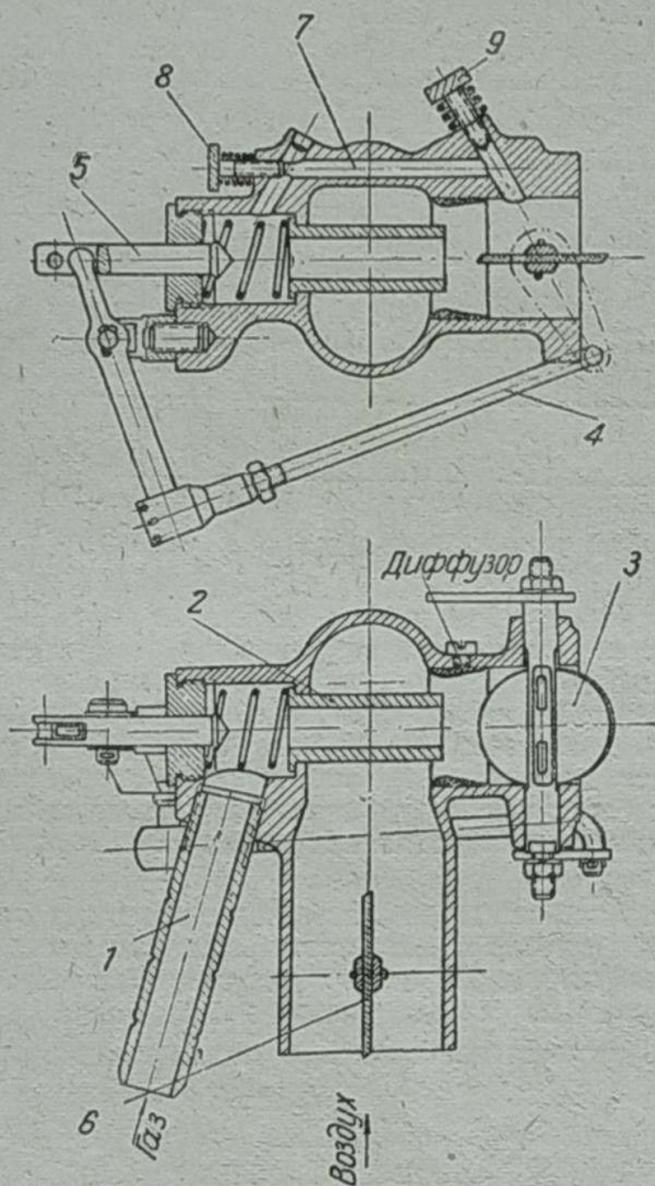


Рис. 12.

То же самое построение может быть использовано для выявления неравномерности редуктора по давлению в баллоне при заданном значении расхода. Построение это приведено на рис. 9 и в достаточной мере ясно без дополнительных объяснений. В зависимости от того, как изменяется $\Delta h_{ред}$ с изменением p_1 , мы можем получить либо обогащение, либо обеднение смеси в результате неравномерности редуктора по давлению в баллоне. Очевидно, аналогичное построение может быть проведено для всех иных значений расхода и в частности для минимального G_{min} и максимального G_{max} расходов. На рис. 10 приведено семейство характеристик элементарного смесителя, на котором и построена кривая XY, соответствующая изменению α с изменением p_1 при G_{min} и кривая WZ, соответствующая этому же изменению при G_{max} . Очевидно, все значения α , которые будут иметь место на всех возможных режимах работы, будут лежать в пределах площади, заштрихованной на рис. 10.

Таким образом, при учете неравномерности редуктора как по расходу, так и по давлению на входе, характеристика смесителя представляет собой уже не линию, а ограниченный участок площади. Это, разумеется, в любом случае невыгодно,

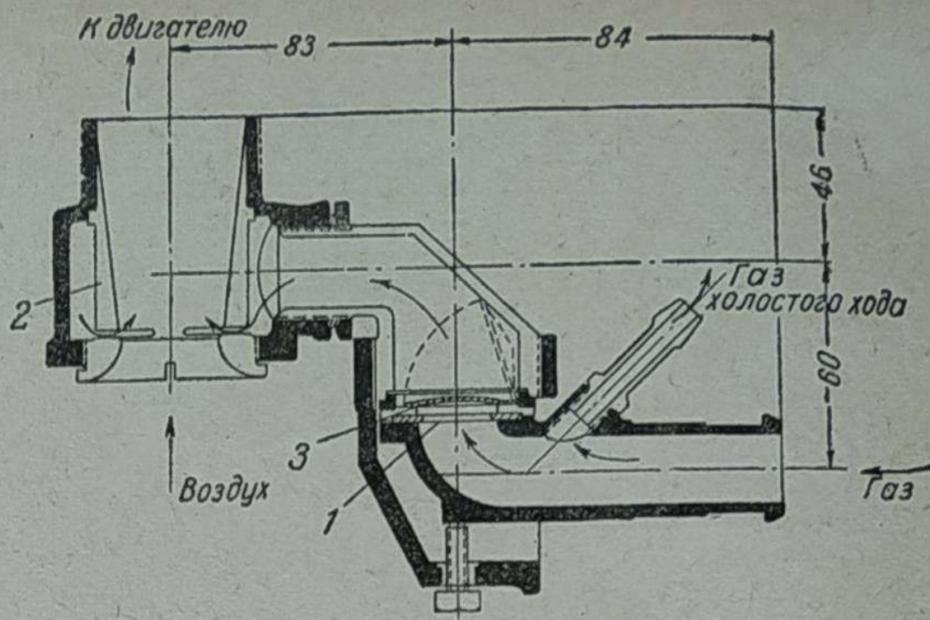


Рис. 13.

так как связано с необходимостью изменять регулировку смесителя по мере изменения давления в баллоне. Площадь — характеристика смесителя — должна быть по возможности сужена до линии, в противном случае неизбежен сильный перерасход горючего и резкое изменение мощности двигателя. Это заставляет нас прийти к заключению о безусловной вредности неравномерности редуктора по давлению в баллоне и необходимости постоянно стремиться свести эту неравномерность к минимуму.

Преимущество двигателя с элементарным смесителем

Двигатель с одножиклерным бензиновым карбюратором не обладает необходимой приемистостью и плохо переходит с одного режима на другой. Объясняется это тремя факторами: 1) изменение разрежения в диффузоре приводит к концентрации большого количества испаренного в воздухе бензина и оседанию его в виде пленки, 2) инерция бензина, значительно более тяжелого, чем воздух, конечно, более велика и 3) наконец, с открытием дросселя плотность воздуха меняется, а плотность бензина остается постоянной.

При газообразном топливе первый фактор, по вполне понятным причинам, отсутствует, а второй и третий факторы, хотя и имеют место, но не существенны как в связи с меньшей разницей в удельном весе газообразного топлива и воздуха, так и в связи с синхронным изменением обоих удельных весов по мере открытия дросселя.

Таким образом, при газообразном топливе α всегда соответствует характеристике смесителя, даже в момент резкого перехода с одного режима на другой, и поэтому достаточно хорошая приемистость может быть обеспечена без каких-либо дополнительных устройств.

Корректирование характеристики элементарного смесителя

Элементарный газовый смеситель не дает требуемой идеальной характеристики.

Отсутствие серьезного интереса к теории смесителей и несколько пренебрежительное отношение к ним в течение ряда лет привели к тому, что даже элементарные сведения, опубликованные выше, не были достаточно ясны лицам, работающим в этой области, и даже лучшие фирмы до сих пор применяют на своих машинах смесители, отличающиеся от элементарного лишь введением устройства холостого хода и не имеющие ни экономизерных, ни компенсационных систем.

На рис. 11 показана схема смесителя, имеющего устройство холостого хода. Через главную форсунку газ течет лишь, если

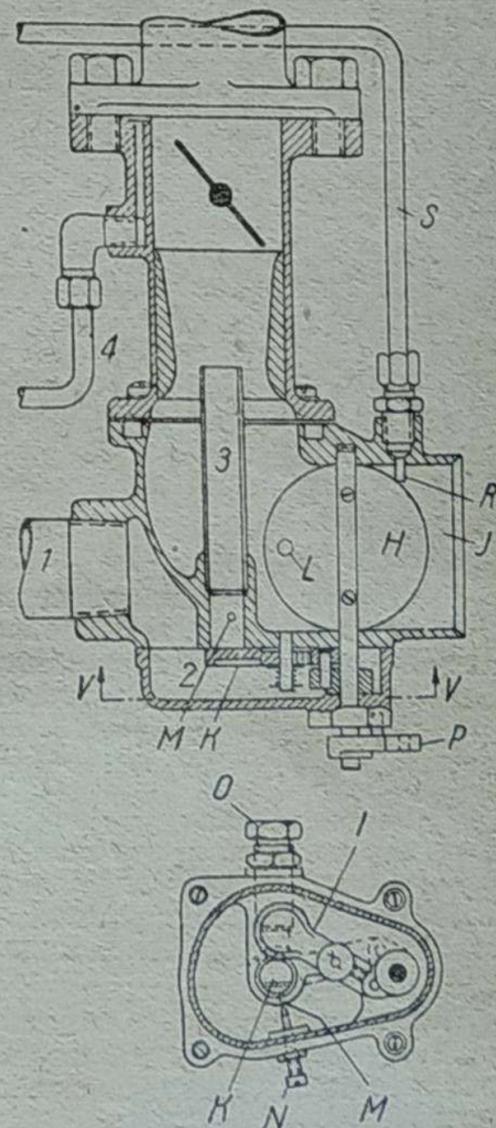


Рис. 14.

разрежение в диффузоре больше $\Delta h_{ред}$. При этом на большинстве режимов над дроссельной заслонкой разрежение также больше $\Delta h_{ред}$ и газ одновременно течет и через канал холостого хода 5 и отверстия 7 и 8. При сильно прикрытом дросселе разрежение в диффузоре падает ниже $\Delta h_{ред}$ и газ течет лишь через устройство холостого хода, который и регулируется на получение потребного α на этом режиме. Однако, при этом необходимо на холостом ходу механически перекрыть главный жиклер 1, так как иначе полость В осталась бы связанной с дроссельным пространством через форсунку, где в это время разрежение меньше $\Delta h_{ред}$.

Это механическое приспособление сильно осложняет смеситель. Обойтись без него можно лишь в редукторе высокой чувствительности ($\Delta h_{ред}$ меньше 10 мм в. ст.) и притом, если трубка холостого хода подводится не к полости В смесителя, а непосредственно к редуктору.

Наличие показанных на рис. 11 двух отверстий 7 и 8 для газа холостого хода объясняется необходимостью устранить явление уменьшения расхода газа через устройство холостого хода с открытием дросселя. Уменьшение это получилось бы в результате падения разрежения над дросселем по мере его открытия.

Описание современных смесителей

На рис. 12 показан смеситель, который будет установлен на большей части первой серии советских машин на сжатом газе. Газовым жиклером служит проходное сечение самой форсунки 2. Регулировка осуществляется сменой форсунок, прижатых пружинкой. Устройство для закрытия форсунки 2 при работе на холостом ходу состоит из иглы 5 и системы рычагов, связанных с дросселем 3. Газ подводится через трубку 1. Воздушная заслонка 6 необходима для пуска, так как применяемый редуктор имеет большое $\Delta h_{ред}$.

На рис. 13 показан схематический разрез несколько иной конструкции, которая также будет установлена на части советских газовых машин. Газ подводится через жиклер 1 к прорезам в диффузоре 2. При работе на холостом ходу жиклер 1 перекрывается обратным клапаном 3. Корпус смесителя состоит из 4 частей и очень удобен, так как может быть легко вывернут в любой плоскости, а потому удобно расположен на машине.

На рис. 14 показан смеситель, устанавливаемый на первых советских машинах на сжиженном газе. Газ через трубку 1 подводится в полость 2 и через отверстие, регулируемое вин-

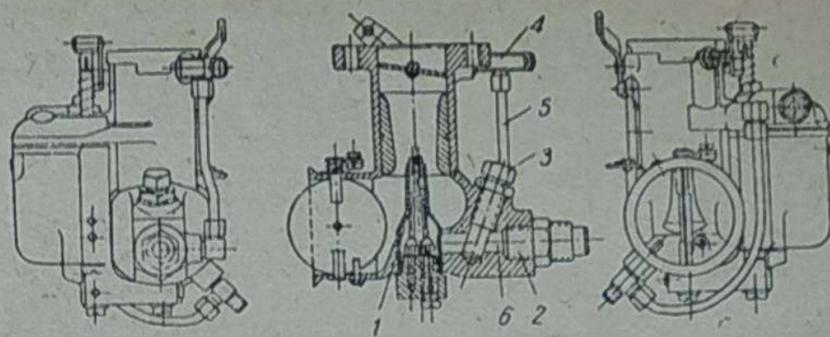


Рис. 15.

том 0, и форсунку 3 подается к диффузору. Трубка 4 служит для подвода богатой смеси на холостом ходу и идет к редуктору. Устройство для выключения главной форсунки 3 на холостом ходу отсутствует, так как смеситель предназначен для работы с высоко чувствительным редуктором. Смеситель снабжен отдельной пусковой регулировкой: закрывая воздушную заслонку Н, мы одновременно связанным с ней золотником У закрываем доступ газа к винту 0 и газ идет лишь через винт N, регулируемый на режим пуска.

Трубка S присоединяется к полости над диафрагмой редуктора и служит для компенсации влияния воздухоочистителя.

В связи с тем, что на всех советских газовых машинах сохраняется одновременно вся бензиновая система, разместить под капотом у двигателя карбюратор, смеситель и тройник с краном оказывается делом не простым. На автомобилях ЗИС-5 на сжиженном газе устанавливается прибор предложенной автором¹ конструкции, объединяющей карбюратор и смеситель в один агрегат. На рис. 15 приведена его принципиальная схема. Поплавковая камера со всей бензиновой частью оставлена без изменения. Газовая форсунка 1 расположена concentрично бензиновым форсункам. Газ подводится через штуцер 2, проходя через регулируемое винтом 3 сечение, течет по газовой форсунке, омывая бензиновое. Для холостого хода на газе предусмотрено приспособление 4, куда газ подводится по особой трубке 5 либо из полости 6, либо непосредственно из редуктора. Предварительные испытания этого прибора, выполненные на Куйбышевском карбюраторном заводе, проведенные в НАТИ, показали, что в работе он ничем не уступает описанным выше смесителям и наравне с ними пригоден для нормальной эксплуатации.

¹ Авторское свидетельство № 52239.

Регулировка карбюратора МКЗ-6

Инж. К. А. СЕМЕНЦОВ

Новый карбюратор МКЗ-6, выпускаемый для двигателя ЗИС-5, обеспечивает надлежащую экономику и динамику автомобиля только в том случае, если все элементы карбюратора будут находиться в соответствующем состоянии.

Ниже приводятся основные положения и данные по регулировке как всего карбюратора МКЗ-6, так и отдельных его узлов.

Регулировка уровня

Нормальный уровень бензина в поплавковой камере карбюратора МКЗ-6 должен быть ниже верхней плоскости корпуса поплавковой камеры на 15,5—16,5 мм.

Положение уровня бензина в поплавковой камере зависит от удельного веса бензина и от давления бензина в бензопроводе, соединяющем бензиновый насос с карбюратором.

Поэтому проверку уровня бензина в поплавковой камере карбюратора обязательно надо производить под таким давлением бензина, которое обычно создает бензиновый насос.

Давление бензина, создаваемое бензиновым насосом, должно быть постоянным и равняться 125—170 мм рт. ст.

Регулировка уровня производится на бензине II сорта с удельным весом = 0,755—0,765.

С изменением удельного веса бензина, применяемого при эксплуатации автомобиля, положение уровня в поплавковой камере карбюратора изменяется. Меньший удельный вес вызывает повышение уровня бензина в поплавковой камере против нормального. Большой удельный вес вызывает понижение уровня.

Уровень бензина в поплавковой камере МКЗ-6 регулируется: 1) путем установки иглы 1 (рис. 1) с седлом 2 в определенное

положение относительно нижней плоскости крышки 3; 2) путем проверки веса поплавка, который должен (рис. 2) быть в пределах от 35 до 36 г; 3) путем выгибания рычага поплавка в процессе проверки уровня на специальной установке.

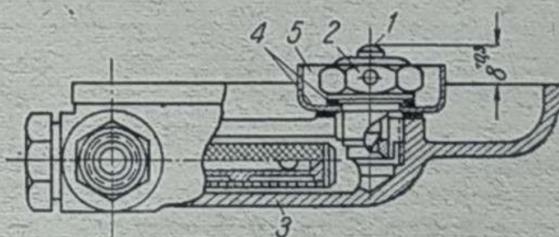


Рис. 1.

Прежде чем приступить к регулировке уровня бензина в поплавковой камере, необходимо первоначально убедиться, что все детали поплавкового механизма вполне исправны, и проверить герметичность запорной иглы.

Латунный поплавок 1 (рис. 2) после пайки, в сборе с рычагом 2 должен весить от 35 до 36 г. Вес поплавка после пайки без рычажка должен быть от 30,5 до 31,5 г (рис. 3).

Латунный поплавок должен быть герметичным. Герметичность поплавка проверяется погружением его на одну минуту в горячую воду с температурой не ниже 80° С. При этом не должно появляться пузырьков воздуха.

После проверки состояния деталей поплавкового механизма, проверки прилегания запорной иглы к пробке седла иглы и после проверки веса поплавка в сборе производится сборка поплавкового механизма и проверка уровня бензина в поплавковой камере на специальной установке.