

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 114

— 1969 —

ЦЕНТРАЛЬНЫЙ ОРДЕНА ТРУДОВОГО КРАСНОГО ЗНАМЕНИ НАУЧНО-
ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ АВТОМОБИЛЬНЫЙ И АВТОМОТОРНЫЙ ИНСТИТУТ

~~НАМИ~~

ТРУДЫ
НАМИ

Выпуск 114

ОТДЕЛ НАУЧНОЙ И ТЕХНИКО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ИНФОРМАЦИИ

Москва

1969

СОДЕРЖАНИЕ

А. С. Штейнберг, К. С. Козловская, А. И. Меленчук. Исследование форсунок автомобильных газотурбинных двигателей	3
А. С. Штейнберг, К. С. Козловская, А. И. Меленчук. Исследование форсунок автомобильных газотурбинных двигателей при работе на различном топливе	15
А. С. Штейнберг, К. С. Козловская, А. И. Меленчук. К методике расчета форсунок автомобильных газотурбинных двигателей	23
А. С. Штейнберг, Г. И. Назарова. Исследование моделей газосборников автомобильного газотурбинного двигателя	32
А. С. Штейнберг, Г. И. Назарова. Методика упрощенного расчета и профилирования газосборников автомобильных газотурбинных двигателей	46
А. С. Штейнберг, А. С. Маркелов. Электрический подогреватель топлива автомобильного газотурбинного двигателя	54
Рефераты статей	65

Труды НАМИ, вып. 114

Ответственный редактор А. А. Липгарт

Научные редакторы: Д. И. Высотский, Е. Н. Зайченко, Н. С. Ханин

Редактор Т. И. Дегожская

Технический редактор С. М. Печникова

Корректоры: О. Зенова и Р. Журавлева

Л 47972. Подп. к печ. 1|VIII-69 г. Форм. бум. 60×90/16. Печ. л. 4,5

Уч.-изд. л. 3,7. Зак. 510—68 г. Тир. 800. Цена 26 коп.

Типография НАМИ. Москва, А-438, Автомоторная ул., 2

УДК 629.113.1621.438.038.8.001.4

*Канд. техн. наук А. С. Штейнберг,
инж-ры К. С. Козловская, А. И. Меленчук*

ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРСУНОК АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Введение

Автомобильные газотурбинные двигатели, как известно, должны работать на различных сортах топлива (бензине, керосине, дизельном топливе), существенно отличающихся по своим физико-химическим свойствам.

Поэтому основным требованием, которое предъявляется к форсункам ГТД, является достаточно мелкое распыливание при работе на наиболее вязком из этих сортов, т. е. на дизельном топливе. Трудность получения хорошего распыливания в форсунках, предназначенных для автомобильных ГТД, усложняется тем, что они рассчитаны на малый расход топлива и, следовательно, имеют небольшие проходные сечения каналов. Поэтому сила трения вязкой жидкости в них проявляется наиболее резко. Кроме того, эти форсунки иногда засоряются при эксплуатации.

Все это предопределило основную тенденцию в развитии автомобильных газотурбинных двигателей, т. е. применение индивидуальной камеры сгорания с одной форсункой. Значительно реже встречаются двигатели с кольцевыми многофорсуночными камерами.

В настоящее время накоплен большой опыт работы с центробежными форсунками (стационарных, авиационных и других газотурбинных двигателей [1]—[3]), рассчитанными на сравнительно большой расход топлива. По этим форсункам выработаны необходимые соотношения между элементами распылителя, обеспечивающие удовлетворительное распыливание топлива на всех

режимах. В данной статье на основании опыта исследований и доводки одноканальных, одноопловых, центробежных форсунок автомобильных ГТД, рассчитанных на малый расход топлива, разработаны рекомендации по проектированию форсунок этого типа. Результаты могут быть использованы при разработке форсунок центробежного типа, действующих также и по более сложным схемам.

Типы форсунок

В настоящей работе исследован ряд образцов форсунок автомобильных ГТД с различной производительностью на контрольном режиме (при $p_r = 30 \text{ кг/см}^2$) $G_r \cong 20 \div 140 \text{ кг/ч}$. Основные параметры этих форсунок приведены в таблице. Рассмотрим форсун-

ОСНОВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ

Параметр	Номер					
	1	2	3	4	5	6
Производительность G_r , кг/ч	23	30	33	38	40	43
Давление топлива p_r , кг/см ²	30	30	30	30	30	30
Радиус камеры завихрения $R_{к.з.}$, мм	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Радиус закрутки R , мм	1,25	1,25	1,2	1,25	1,2	1,19
Относительный радиус закрутки $R_{отн}$	0,83	0,83	0,8	0,83	0,8	0,79
Радиус сопла r_c , мм	0,3	0,405	0,4	0,35	0,45	0,45
Длина камеры завихрения $L_{к.з.}$, мм	2,1	—	2,15	3,42	2,175	3,275
Радиус тангенциального канала r_t , мм	0,25	0,25	0,3	0,25	0,3	0,31
Число тангенциальных каналов n	2	2	2	2	2	2
Геометрическая характеристика A	3,0	4,04	3,85	3,5	3,0	2,8
Угол распыливания измеренный ξ_d , град	70	77	77	—	80	80
Угол распыливания теоретический ξ , град	109	113	112	112	109	108
Отношение углов распыливания $\frac{\xi}{\xi_d}$	1,56	1,47	1,45	—	1,36	1,35
Коэффициент расхода форсунки μ_d	0,318	—	—	0,387	—	0,274

ку 15 (фиг. 1), которая состоит из корпуса 2, втулки перепуска 3, сопла 5, уплотнительного кольца 6, шайбы обдува 7, гайки 1 с замком 4 и фильтра 8.

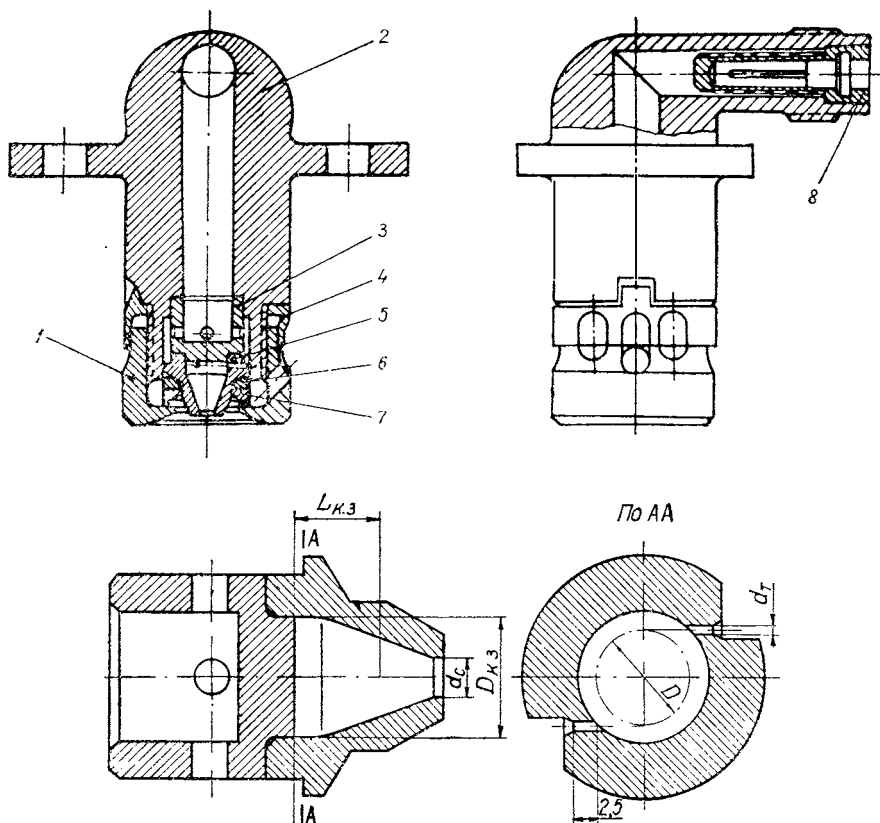
Корпус форсунки выполнен из углеродистой стали. Внутри корпуса сделаны канал для прохода топлива и расточка, в которой установлены отдельные детали. На выходе из канала в корпусе форсунки установлена втулка перепуска 3, в стенке которой имеются четыре отверстия диаметром 2 мм. Центральная бобышка на торце втулки перепуска запрессована внутрь камеры завихрения сопла 5, изготовленного из стали ХВГ. В сопле сделаны два тангенциальных канала диаметром 0,5 мм, по которым топливо подводится к камере завихрения диаметром 6,5 мм. Камера завихрения заканчивается сужением, образующим сопловое отверстие диаметром 2,2 мм. Сопло прижато к втулке перепуска медным уплот-

Т а б л и ц а

ФОРСУНОК								
форсунки								
7	8	9	10	11	12	13	14	15
52	72	88	101	105	138	27,5	23	36
30	30	30	30	30	30	30	30	30
1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,0	1,83	3,26
1,175	1,125	1,075	1,125	1,025	1,025	0,75	1,5	2,6
0,78	0,75	0,715	0,75	0,68	0,68	—	—	—
0,525	0,575	0,6	0,75	0,625	0,734	0,3	0,45	1,1
3,313	3,338	3,35	3,405	3,363	3,363	2,0	5,5	4,0
0,325	0,375	0,425	0,375	0,475	0,475	0,25	0,22	0,25
2	2	2	2	2	2	2	1	2
2,78	2,3	1,79	3,0	1,4	1,67	1,8	15,0	22,8
83	83	82	95	79	83	60	—	112
107	102	96	109	90	94	97	—	—
1,29	1,23	1,17	1,15	1,135	1,13	1,61	—	—
0,241	0,277	—	0,224	0,338	0,318	0,336	—	—

нительным кольцом 6 и шайбой обдува 7. Шайба имеет косые пазы для прохода воздуха, обдувающего сопло. Все детали удерживаются в корпусе форсунки гайкой 1 с наклонными сверлениями для прохода воздуха. Гайка наворачивается на резьбовую часть корпуса форсунки и фиксируется замком 4. Для удобства монтажа и демонтажа гайки 1 на боковой ее поверхности имеются два отверстия под ключ. Выступающий усик замка 4 входит в соответствующую канавку в корпусе форсунки и тем самым предохраняет замок от проворачивания. Фиксация гайки осуществляется вдавливанием стенки замка в соответствующие пазы гайки 1.

Во входном штуцере форсунки устанавливается топливный фильтр 8. Он выполнен в виде втулки, цилиндрический участок которой центрируется во входном штуцере. В конической части втулки сделаны продольные прорезы для прохода топлива, и на нее напаяна мелкая латунная сетка с ячейками $0,16 \times 0,16$ мм.



Фиг. 1. Форсунка 15:

1 — гайка; 2 — корпус; 3 — втулка перепуска; 4 — замок; 5 — сопло; 6 — уплотнительное кольцо; 7 — шайба обдува; 8 — фильтр.

Форсунка 15 имела неудовлетворительное распыливание при низких давлениях топлива и большой угол распыливания при рабочих давлениях.

Запуск с такой форсункой был возможен только с помощью воспламенителя. Однако и в этом случае он происходил с чрезмерным резким повышением температуры газа. Большой угол распыливания форсунки 15 приводил к повышенному нагарообразованию в камере сгорания.

Форсунка 4 отличается от форсунки 15 только конструкцией сопла.

Сопло форсунки 4 выполнено с уменьшенными диаметром камеры завихрения ($D_{к.з} = 3,0$ мм) и сопловым отверстием ($d_c = 0,7$ мм). Угол перехода от камеры завихрения к сопловому отверстию увеличен с 30 до 90°, что позволило уменьшить длину сопла с 8,0 до 4,5 мм.

Форсунка 4 обеспечивала хорошее распыливание на низких давлениях топлива. Испытание ее на двигателях дало резкое улучшение пусковых характеристик. Одновременно отмечено снижение нагарообразования в камере сгорания вследствие уменьшения угла распыливания топлива.

Для снижения максимального давления топлива тангенциальные отверстия в сопле форсунки 4 были в дальнейшем увеличены до 0,62 мм, а сопловое отверстие — до 0,9 мм (форсунка 6).

Форсунка 6 обеспечивала хорошее распыливание на всех режимах, включая и пусковые, что позволило перейти на непосредственный запуск двигателей свечой поверхностного разряда взамен воспламенителя.

Форсунки 8 и 11 отличаются от форсунки 6 размерами отверстий в сопле (см. таблицу).

Длительная эксплуатация форсунок 6, 8, 11 на двигателях показала ряд их положительных качеств. Форсунки обеспечивали удовлетворительное распыливание на всех режимах и надежный запуск двигателя.

Как известно, применение кольцевых камер сгорания на ГТД малой мощности ограничено из-за трудностей, связанных с созданием форсунок с малым расходом топлива.

Для примера рассмотрим форсунку кольцевой камеры 13, особенностью которой является то, что она была рассчитана на значительно меньший расход топлива ($G_T = 27,5$ кг/ч при $p_T = 30$ кг/см²), чем форсунки 6, 8, 11, и на меньший угол распыливания.

Необходимость уменьшения угла распыливания вызвана конструкцией камеры сгорания, имеющей четыре головки малого диаметра ($D_T = 70$ мм). Уменьшение проходных сечений и угла распыливания привело к тому, что качество распыливания форсунки 13 при низких давлениях хуже, чем в форсунках индивидуальной камеры. Вследствие этого запуск камеры непосредственно от запальной свечи оказался ненадежным при любом ее положении на двигателе и был введен воспламенитель. Помимо плохого запуска,

отмечен затрудненный переброс пламени от одной головки камеры к другой при низких давлениях топлива, что сопровождалось большим повышением температуры газа при разгоне двигателя. В связи с этими недостатками кольцевой камеры пришлось отказаться от такой конструкции и перейти на однофорсуночную трубчатую камеру, которая полностью устранила все дефекты, значительно упростила эксплуатацию двигателя и повысила его надежность.

Опытная форсунка 14 была установлена на шестифорсуночной кольцевой камере сгорания автомобильного газотурбинного двигателя ($G_T = 23 \text{ кг/ч}$ при $p_T = 30 \text{ кг/см}^2$). При полной нагрузке двигателя расход топлива на одну форсунку составлял 36 кг/ч (давление 70 кг/см^2), т. е. форсунка была рассчитана на высокие давления топлива. На нерасчетных режимах, при низких давлениях топлива, распыливание в этой форсунке было неудовлетворительным.

К конструктивным особенностям сопла форсунки 14 следует отнести:

- 1) наличие только одного тангенциального отверстия;
- 2) большая длина переходного конуса от камеры завихрения к сопловому отверстию.

Выбор одного тангенциального отверстия малого размера был сделан вследствие необходимости получения высоких давлений топлива. Однако, как показала эксплуатация, работа при столь малых проходных сечениях форсунок, несмотря на тонкую фильтрацию топлива, приводит к их засорению. В то же время высокие рабочие давления топлива, обеспечивая удовлетворительное распыливание, усложняли работу топливной аппаратуры.

С целью обеспечения запуска двигателя было необходимо увеличить давление топлива до $p_T = 4 \div 5 \text{ кг/см}^2$, для чего применялся специальный пусковой насос.

Форсунка 2 является модификацией форсунки 14. Расход топлива форсунки 2 был увеличен на контрольном режиме ($p_T = 30 \text{ кг/см}^2$) с 23 до 30 кг/ч . Соответственно и давление топлива при полной нагрузке было снижено с 70 до 50 кг/см^2 .

Испытания форсунок проводились на дизельном топливе марки ДЗ ГОСТ 4749—49 при $t = 18^\circ\text{C}$.

Измерение расхода топлива проводилось весовым способом. Давление топлива измерялось эталонным манометром со шкалой до 100 кг/см^2 или до 6 кг/см^2 класса 0,2 в зависимости от диапазона давлений. При этом каждый замер производился два раза, а в случае расхождения замеров проводился еще третий контрольный замер расхода топлива.

Ежедневно перед началом испытаний снималась контрольная точка с эталонной форсунки для проверки состояния стенда.

Форсунка устанавливалась в камере с прозрачными стенками, что позволяло визуально оценить качество распыливания (симметрию факела, наличие отдельных струй, форму факела и т. д.) и

фотографировать факел. По полученным фотографиям определялся также корневой угол распыливания.

Для определения степени неравномерности распыливания топлива по окружности на специальном стенде на расстоянии 100 мм от сопла форсунки устанавливался диск с двенадцатью секторами, соединенными с мерными колбами.

Неравномерность распределения топлива в секторах определялась по формуле

$$\Delta V = \frac{V_{\max} - V_{\min}}{V_{\text{ср}}} \cdot 100\%,$$

где V_{\max} и V_{\min} — максимальное и минимальное показания мерной колбы;

$$V_{\text{ср}} = \frac{\sum V_i}{12} \text{ — средний объем топлива в колбах.}$$

Первая группа форсунок (с 1 по 12 включительно) состоит из однотипных форсунок, имеющих одинаковый диаметр камеры завихрения ($D_{\text{к.з}} = 3,0 \text{ мм}$) и одно и то же число тангенциальных каналов ($n = 2$). Эти форсунки отличаются между собой только размерами соплового отверстия и тангенциальных каналов; соответственно их производительность изменяется от $G_{\text{T}} = 23 \text{ кг/ч}$ (форсунка 1) до $G_{\text{T}} = 138 \text{ кг/ч}$ (форсунка 12). Вторая группа форсунок (13, 14, 15) существенно отличается от первой геометрическими параметрами.

Например, форсунка 13 имеет камеру завихрения меньшего размера ($R_{\text{к.з}} = 1,0 \text{ мм}$), у форсунки 14 есть только один тангенциальный канал, а у форсунки 15 имеется камера завихрения больших размеров ($R_{\text{к.з}} = 3,26 \text{ мм}$).

Рассмотрим приведенные на фиг. 2 характеристики действительного коэффициента расхода топлива $\mu_{\text{д}}$ форсунок 1, 6, 7, 8, 10, 11, 12 и 13.

Следует отметить, что характер протекания кривых $\mu_{\text{д}} = f(p_{\text{T}})$ для различных форсунок различен. Так, например, у форсунки 12 с наибольшей производительностью ($G_{\text{T}} = 138 \text{ кг/ч}$) коэффициент расхода во всем диапазоне изменения p_{T} от 1 до 30 кг/см^2 имеет постоянную величину ($\mu_{\text{д}} \approx 0,31$). Это значит, что у форсунки 12 во всем диапазоне расхода между давлением топлива и производительностью выдерживается квадратичная зависимость

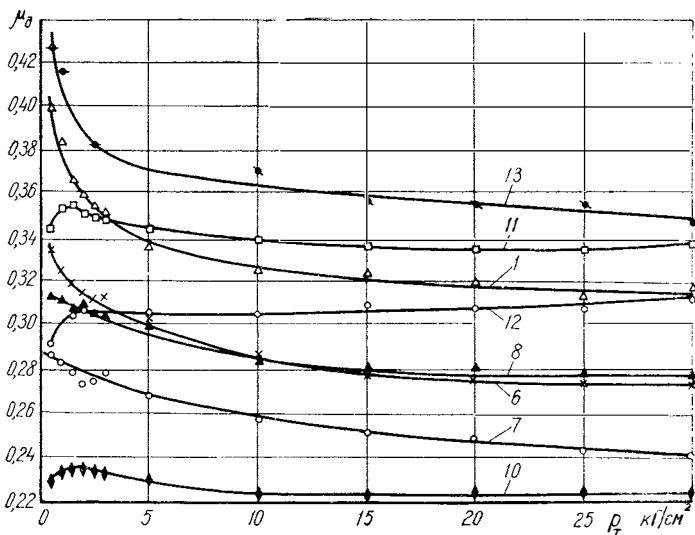
$$\frac{p_{\text{T1}}}{p_{\text{T2}}} = \sqrt{\frac{G_{\text{T1}}}{G_{\text{T2}}}}.$$

В области низких давлений топлива ($p_{\text{T}} < 5 \text{ кг/см}^2$) у форсунок малой производительности наблюдается резкое увеличение коэффициента расхода при снижении давления топлива.

По мере увеличения производительности форсунок крутизна протекания кривых в этой области уменьшается, а на некоторых фор-

сунках наблюдается даже перегиб характеристик $\mu_d = f(p_T)$ при $p_T < 2 \text{ кг/см}^2$.

Особенность протекания характеристик $\mu_d = f(p_T)$ в области очень низких давлений топлива связана, по-видимому, с влиянием сил трения жидкости о стенку при малых числах Рейнольдса. Для подробного исследования этой области требуется проведение более тщательных дополнительных экспериментов.



Фиг. 2. Характеристики коэффициента расхода топлива различными форсунками ($\mu_d = f(p_T)$).

На коэффициент расхода топлива существенное влияние оказывает размер камеры завихрения. Рассмотрим характеристики $\mu_d = f(p_T)$ форсунок 1 и 13, отличающихся между собой только радиусом камеры завихрения. Уменьшение этого радиуса с 1,5 до 1,0 мм у форсунки 13 привело к уменьшению центробежного эффекта форсунки и соответственно к уменьшению угла распыливания и увеличению коэффициента расхода топлива. Увеличение μ_d форсунки 13 по сравнению с форсункой 1 вызывало некоторое ухудшение качества распыливания.

Рассмотрим влияние геометрических параметров форсунки на качество распыливания. Для подробного выяснения этого вопроса следует провести опыты с определением среднего медианного диаметра капель, что является задачей самостоятельного исследования. Однако в тех случаях, когда влияние геометрических параметров резко сказывается на мелкости распыливания, качественно это можно оценить и визуальным способом.

Рассмотрим фотографии распыливания форсунок 3, 6, 8, 11, 14 и 15 при $p_T = 1, 2, 3, 5, 10, 20$ и 30 кг/см^2 , приведенные на

фиг. 3,б,в,г,д,ж и з. Как известно, наиболее резко качество распыливания форсунок выявляется при низких p_T , так как при малом перепаде давлений отчетливее чувствуется влияние дополнительного сопротивления в каналах форсунки и в камере завихрения.

Характерными с этой точки зрения являются форсунки 14 и 15, резко отличающиеся от остальных качеством распыливания. Форсунка 14 при $p_T < 5 \text{ кг/см}^2$ имела грубое распыливание в форме отдельных струек топлива. В непосредственной близости от сопла наблюдалась сферическая пленка в виде пузыря. Это свидетельствует о том, что центробежные силы не преодолевали сил поверхностного натяжения топлива.

Неудовлетворительное распыливание топлива при низких p_T у форсунки 14 объясняется ее конструктивными особенностями (см. таблицу). Форсунка имеет длинную камеру завихрения ($L_{к.з} = 5,5 \text{ мм}$) и только один тангенциальный канал. Соотношение геометрических параметров форсунки дает величину ее геометрической характеристики $A = 15$.

Наличие одного тангенциального канала приводило к большой неравномерности распределения топлива по окружности факела на рабочих режимах, которое достигает величины $\Delta V = 70 \div 80\%$.

У форсунки 15 также было неудовлетворительное распыливание при низких p_T (см. фиг. 3,з), однако в отличие от форсунки 14 здесь струйки топлива разбрасывались под большим углом и соответственно воздушный пузырь у сопла был больше.

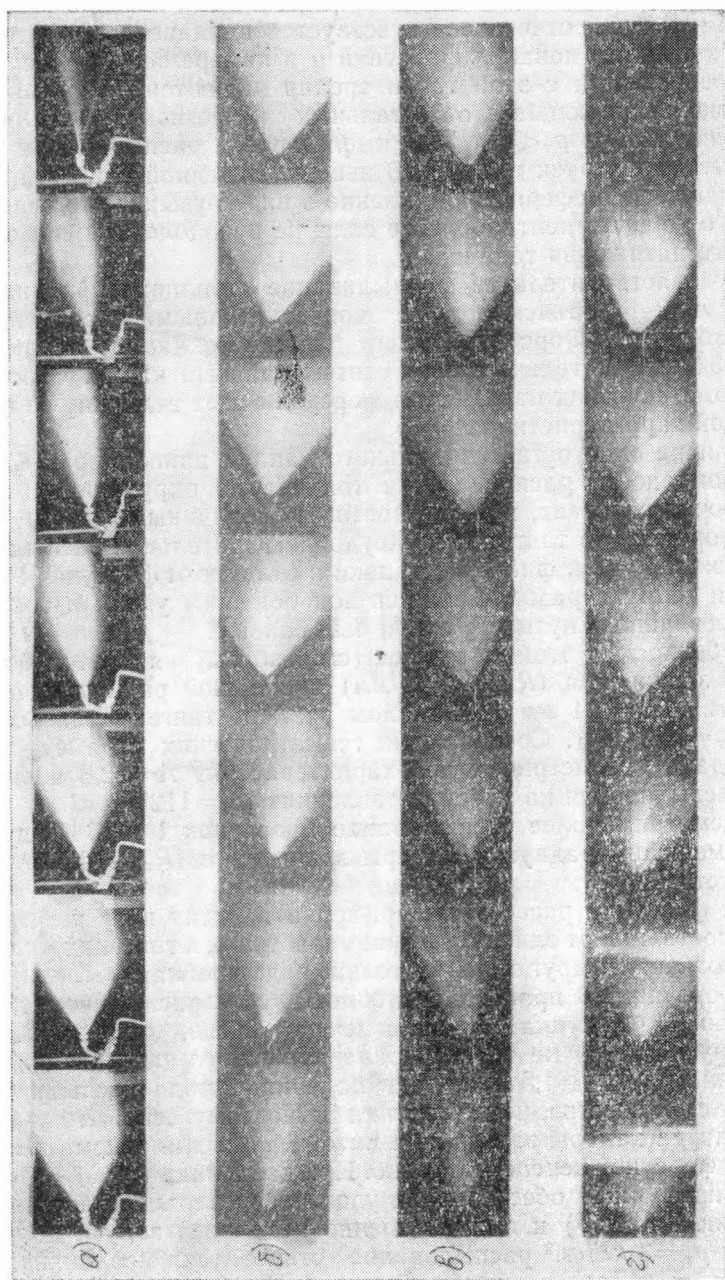
Особенностью этой форсунки (см. таблицу) является большой радиус завихрения ($R_{к.з} = 3,26 \text{ мм}$) и большой радиус соплового отверстия ($r_c = 1,1 \text{ мм}$) при малом размере тангенциальных каналов ($r_T = 0,25 \text{ мм}$). Соотношения геометрических параметров форсунки дают геометрическую характеристику $A = 22,8$ и большой угол распыливания на рабочих давлениях ($\beta_d = 112^\circ$).

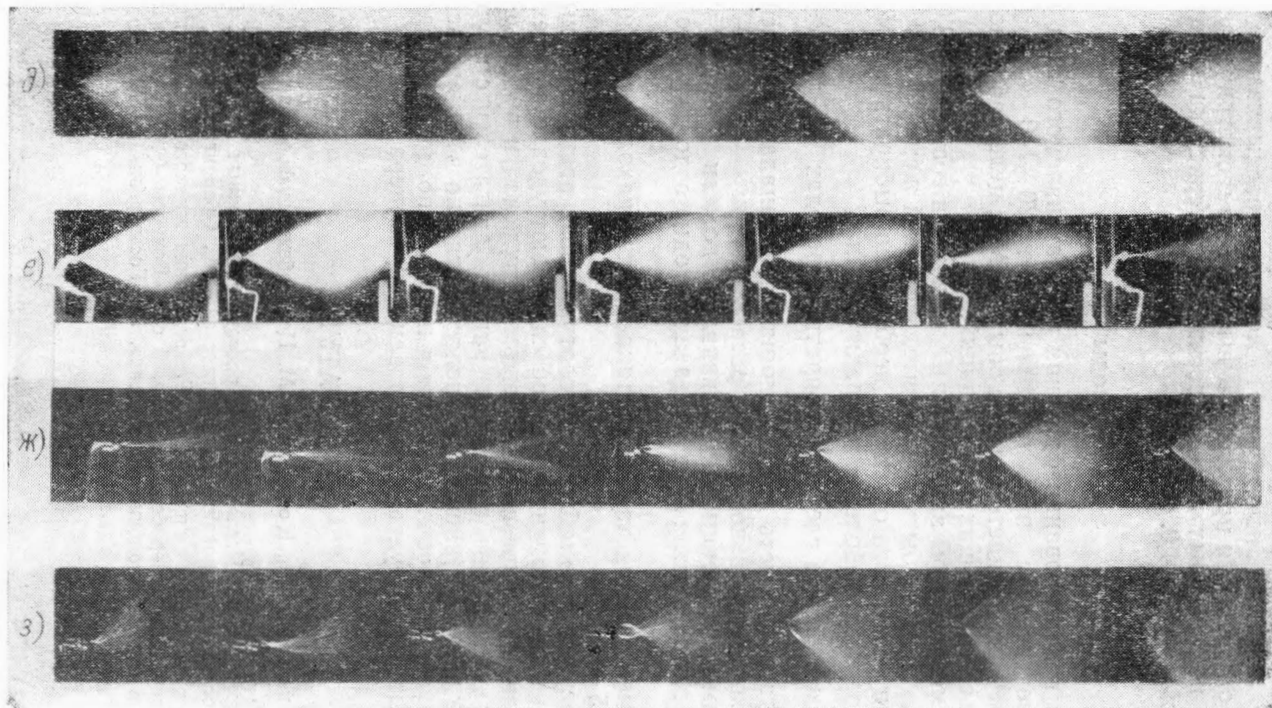
Рассмотрим далее распыливание форсунок 1 и 13 (фиг. 3,а и 3,е) с меньшим радиусом камеры завихрения ($R_{к.з} = 1,5$ и $1,0 \text{ мм}$ соответственно).

Обе форсунки рассчитаны примерно на одну и ту же производительность, имеют одинаковые размеры сопла и тангенциальных каналов, отличаясь друг от друга только радиусом камеры завихрения.

У форсунки 13 происходило более грубое распыливание, чем у форсунки 1. Форсунка 13, как отмечено выше, при установке на кольцевую камеру не обеспечивала надежного запуска двигателя. Форсунка 1 ($R_{к.з} = 1,5 \text{ мм}$) дает больший угол распыливания и лучшее его качество, чем форсунка 3. Поэтому ясно, что уменьшение радиуса камеры завихрения ниже $1,5 \text{ мм}$ для рассматриваемого типа форсунок нецелесообразно. При давлениях ($p_T = 1 \div 2 \text{ кг/см}^2$) форсунки 6, 8 и 11 обеспечивали удовлетворительное распыливание (см. фиг. 3,в,г и д) и соответственно надежный запуск двигателя.

При $p_T = 3 \text{ кг/см}^2$ распыливание становится мелкокапельным, а при $p_T > 5 \text{ кг/см}^2$ — туманообразным. Неравномерность распыливания этих форсунок на рабочих режимах составляет 30% .





Фиг. 3 Особенности распыливания топлива различными форсунками:
а — форсунка 1; б — форсунка 3; в — форсунка 6; г — форсунка 8; д — форсунка 11; е — форсунка 13; ж — форсунка 14;
з — форсунка 15

Аналогичные результаты по качеству распыливания и равномерности топливного факела получены на всех форсунках первой группы (с 1 по 12 включительно). Хорошее распыливание этих форсунок объясняется правильным выбором их геометрических параметров, при которых геометрическая характеристика находится в пределах $A=1,4 \div 4,0$.

Выводы

1. При проектировании форсунок рассматриваемого типа (топливо дизельное) с производительностью 20—140 $\kappa\Gamma/\text{ч}$ ($p_r = = 30 \kappa\Gamma/\text{см}^2$), как свидетельствует опыт НАМИ, целесообразно придерживаться следующих рекомендаций:

а) диаметр камеры завихрения $D_{\text{к.з}}$ должен составлять 3,0 мм, длина $L_{\text{к.з}}$ должна быть приблизительно такой же;

б) длину соплового отверстия необходимо выбирать как можно более короткой и не больше, чем радиус сопла;

в) диаметр сопла следует выбирать в пределах $\frac{d_c}{D_{\text{к.з}}} = 0,2 \div 0,5$;

г) достаточно иметь два тангенциальных канала, что обеспечивает необходимую равномерность распыливания;

д) диаметр тангенциальных каналов должен быть не менее 0,5 мм, а длина канала — в пределах от одного до двух его диаметров;

е) геометрическая характеристика должна находиться в пределах $A=1,5 \div 4,0$.

2. Форсунки автомобильных газотурбинных двигателей, выполненные по этим рекомендациям, обеспечивают удовлетворительное распыливание топлива на всех режимах, включая и пусковые, что позволяет осуществить надежный запуск двигателей с помощью запальной свечи, установленной непосредственно в камере сгорания, без пускового воспламенителя и пусковой помпы, что подтверждено опытом эксплуатации при различных температурах.

ЛИТЕРАТУРА

1. Алексеев А. В., Кондак Н. М. Центробежные форсунки ГТД. Киев, Гостехиздат, 1958.

2. Прахов А. М. Исследование и расчет центробежных форсунок. В сб.: «Автоматическое регулирование авиадвигателей». М., Оборонгиз, 1959.

3. Блох А. Г., Кичкина Е. Е. Распыливание жидкого топлива механическими форсунками центробежного типа. В сб.: «Вопросы аэродинамики и теплопередачи в котельно-топочных процессах». М., Госэнергоиздат, 1958.

Канд. техн. наук А. С. Штейнберг, инж-ры К. С. Козловская,
А. И. Меленчук

ИССЛЕДОВАНИЕ ФОРСУНОК АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПРИ РАБОТЕ НА РАЗЛИЧНОМ ТОПЛИВЕ

Современные газотурбинные двигатели, особенно автомобильные, должны надежно работать на различных видах топлива, существенно отличающихся по своим физико-химическим свойствам. В то же время, как известно, расходные характеристики форсунок при переходе с одного вида топлива на другой изменяются в связи с различной плотностью и вязкостью топлива. Поэтому при разработке системы регулирования ГТД необходимо учитывать влияние вида топлива на производительность форсунок.

В данной работе рассматриваются расходные характеристики ряда форсунок автомобильных ГТД на дизельном топливе, керосине и бензине. Анализ экспериментальных данных позволил разработать методику приближенного расчета этих характеристик для однотипных форсунок на различных видах топлива.

Для испытаний было выбрано пять подобных по конструкции одноканальных односопловых форсунок центробежного типа, отличающихся между собой только производительностью.

Основные геометрические параметры форсунок, их производительность на дизельном топливе (при $p_T = 30 \text{ кг/см}^2$), а также значения действительного коэффициента расхода форсунки μ_d , определенное экспериментально, приведены в табл. 1.

В табл. 2 приведены значения плотности и кинематической вязкости различных видов топлива, применяемых для испытаний.

Рассмотрим приведенную на фиг. 1 расходную характеристику форсунки 2 (см. табл. 1) на дизельном топливе, тракторном керо-

сине и автомобильном бензине. Аналогичные характеристики получены также для остальных форсунок. Общим для всех форсунок является снижение расхода при переходе на более легкое топливо, что объясняется как уменьшением плотности топлива, так и уменьшением вязкости. Это вызвано особенностью работы форсунки центробежного распыливания, а именно: с уменьшением сил

Таблица 1

Основные параметры форсунок

Параметр	Номер форсунки				
	3	5	1	4	2
Производительность (на дизельном топливе) G_T , кг/ч	105	88	72	52	41
Давление топлива p_T , кг/см ²	30	30	30	30	30
Радиус камеры завихрения $R_{к.з.}$, мм	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5
Радиус закрутки R , мм	1,025	1,075	1,125	1,175	1,19
Радиус сопла r_c , мм	0,625	0,6	0,575	0,525	0,45
Длина камеры завихрения $L_{к.з.}$, мм	3,363	3,35	3,338	3,313	3,275
Радиус тангенциального канала r_T , мм	0,475	0,425	0,375	0,325	0,31
Число тангенциальных каналов n	2	2	2	2	2
Геометрическая характеристика A	1,4	1,79	2,3	2,78	2,8
Коэффициент расхода форсунки μ_d	0,338	0,305	0,277	0,241	0,274

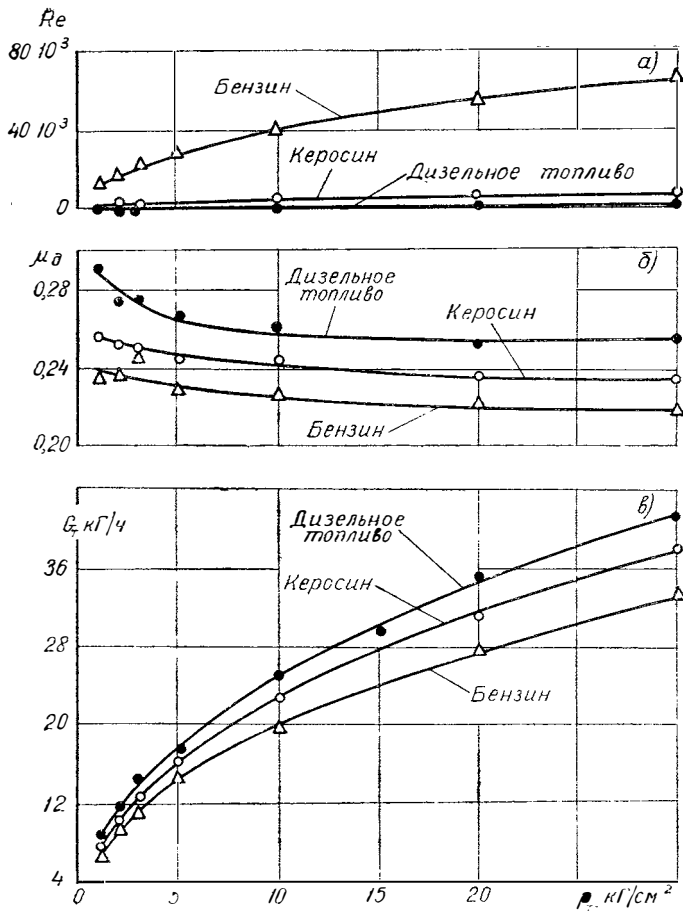
Таблица 2

Значения плотности и кинематической вязкости исследуемого топлива

Вид топлива	Плотность топлива при $t=20^\circ$, кг/м ³	Кинематическая вязкость при $t=20^\circ$, сст
Бензин А-70	730	0,51
Керосин тракторный ГОСТ 1845—52	820	2,4
Дизельное топливо ДЗ ГОСТ 4749—49	859	4,39

трения возрастает закрутка струи топлива и соответственно увеличивается диаметр воздушного вихря в сопле, что уменьшает его живое сечение, т. е. коэффициент расхода. Например, снижение расхода топлива при переходе от дизельного топлива к бензину вызвано уменьшением коэффициента расхода форсунки примерно на 50% и на 50% за счет уменьшения плотности топлива [1]. Изменение производительности форсунок (при контрольном давлении $p_T = 30$ кг/см²) при переходе с одного топлива на другое показано в табл. 3.

Анализ расходной характеристики форсунки 2 показывает, что в области давлений топлива при $p_T \geq 15$ кг/см² величина μ_d сохра-



Фиг. 1. Характеристики расхода топлива G_T (а), действительного коэффициента расхода форсунки μ_d (б) и числа Рейнольдса $Re = f(p_T)$ (в) форсунки 2 для различных видов топлива.

Таблица 3

Производительность форсунок, работающих на различном топливе

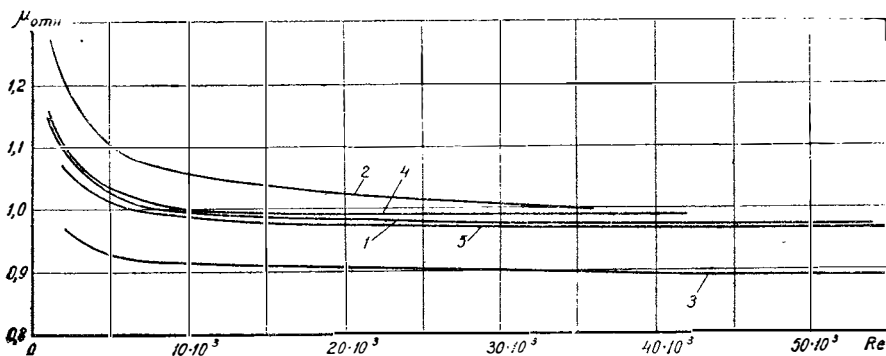
Номер форсунки	Расход топлива при $p_T=30 \text{ кг/см}^2$		
	дизельное	керосин	бензин
2	41	37,5	32,8
4	51,5	48,7	45,2
1	72,7	69,5	64,5
5	88	85,5	80
3	105	102,5	96

няется на постоянном уровне; поэтому между значениями p_T и G_T в этой области выдерживается квадратичная зависимость (см. фиг. 1). Это справедливо также и для остальных исследуемых форсунок.

Однако в области $p_T < 15 \text{ кг/см}^2$ снижение давления топлива приводит к увеличению μ_d , причем, чем меньше производительность данной форсунки, тем круче проходит характеристика $\mu_d = f(p_T)$. Большая крутизна протекания кривых $\mu_d = f(p_T)$ форсунок с меньшей производительностью объясняется малыми проходными сечениями каналов, при которых влияние сил трения проявляется более резко.

Возрастание μ_d при уменьшении p_T объясняется снижением скорости жидкости в камере завихрения и уменьшением закручивания топлива, что, как было указано выше, приводит к увеличению коэффициента расхода.

На характер протекания кривых $\mu_d = f(p_T)$ влияет не только производительность форсунок (размер каналов), но и вид топлива. Чем больше вязкость топлива, тем круче проходит характеристика $\mu_d = f(p_T)$ и тем больше разница между максимальным и минимальными значениями μ_d .



Фиг. 2. Изменение относительного коэффициента расхода различных форсунок в зависимости от числа Рейнольдса:

1 — $G_T = 72,7 \text{ кг/ч}$; 2 — $G_T = 41 \text{ кг/ч}$; 3 — $G_T = 105 \text{ кг/ч}$; 4 — $G_T = 51,5 \text{ кг/ч}$; 5 — $G_T = 88 \text{ кг/ч}$.

На фиг. 2 даны характеристики изменения относительного коэффициента расхода $\mu_{отн}$ для исследуемых форсунок в зависимости от числа Рейнольдса, причем

$$\mu_{отн} = \frac{\mu_d}{\mu}, \quad (1)$$

где μ — теоретический коэффициент расхода для идеальной жидкости, рассчитанный по методике, приведенной в работе [2].

Характеристики построены при испытаниях на различных видах топлива (бензине, керосине, дизельном топливе) и при разных

давлениях ($p_T = 0,5 \div 30 \text{ кг/см}^2$), что позволило охватить весь возможный диапазон изменения чисел Рейнольдса, причем экспериментальные точки, полученные на различном топливе для данной форсунки, хорошо описываются одной кривой $\mu_{\text{отн}} = f(Re)$, что свидетельствует о том, что характер кривых однозначно определяется критерием Re , который, как известно, учитывает изменение свойств топлива (плотности и вязкости).

Кривые располагаются в определенной последовательности, а именно, чем больше производительность форсунки, тем ниже проходит кривая $\mu_{\text{отн}}$ (см. фиг. 2). Иными словами, чем больше проходное сечение каналов форсунки, тем меньше проявляется влияние сил трения и тем меньше отличается действительный коэффициент расхода от теоретического.

Соответственно с увеличением производительности форсунки уменьшается и крутизна кривых $\mu_{\text{отн}} = f(Re)$ в области малых чисел Рейнольдса.

Методика расчета расходных характеристик форсунок

Согласно работе [2] теоретический коэффициент расхода форсунки μ для идеальной жидкости определяется по формуле:

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\varphi^2} + \frac{A^2}{1-\varphi}}}, \quad (2)$$

где φ — коэффициент живого сечения сопла;

A — геометрическая характеристика форсунки, причем

$$A = \frac{1-\varphi}{\sqrt{\frac{\varphi^3}{2}}}. \quad (3)$$

Для того, чтобы найти величину μ при заданном значении A , удобно пользоваться графиком $\mu = f(A)$, приведенным в работе [2].

Действительный коэффициент расхода μ_d рассчитывается по формуле:

$$\mu_d = \frac{G_T}{f_c \sqrt{2gp_T \gamma_T}}, \quad (4)$$

где f_c — площадь сопла.

Относительный коэффициент расхода $\mu_{\text{отн}}$ в общем случае зависит от числа Re и отношения $\frac{D}{d_c}$, где D — диаметр камеры завихрения, d_c — диаметр сопла. Так как в данном случае отношение $\frac{D}{d_c}$ изменяется в узких пределах ($\frac{D}{d_c} = 2,4 \div 3,3$), то влия-

нием его на величину $\mu_{отн}$ можно пренебречь и рассматривать од-
нозначную зависимость $\mu_{отн} = f(Re)$.

Используя характеристики, приведенные выше (см. фиг. 2),
расчет однотипных форсунок можно проводить по следующей ме-
тодике:

1. Определяем геометрическую характеристику форсунки по
формуле Г. Н. Абрамовича [2]:

$$A = \frac{R_{вх}r_c}{nr_t^2}, \quad (5)$$

где $R_{вх}$ — радиус входа;

r_c — радиус соплового отверстия;

r_t — радиус тангенциального канала;

n — число тангенциальных каналов.

2. По геометрической характеристике форсунки вычисляем тео-
ретический коэффициент расхода μ согласно графику, приведен-
ному в работе [2].

3. Задаваясь значением расхода топлива, рассчитываем число
Рейнольдса Re по формуле:

$$Re = \frac{10^9 G_t d_c}{3600 \gamma_t f_c \nu}, \quad (6)$$

где γ_t — удельный вес топлива, $\kappa\Gamma/м^3$;

ν — кинематическая вязкость топлива, $м^2/сек$;

f_c — площадь соплового отверстия, $мм^2$;

d_c — диаметр соплового отверстия, $мм$.

4. По найденному значению числа Рейнольдса находим значе-
ние относительного коэффициента расхода $\mu_{отн}$ с учетом произво-
дительности форсунки (см. фиг. 2). Производительность исследу-
емых форсунок при давлении топлива на контрольной точке
 $p_t = 30 \kappa\Gamma/см^2$ на различных видах топлива приведена выше (см.
табл. 3).

5. Определяем действительный коэффициент расхода по фор-
муле (1):

$$\mu_d = \mu \mu_{отн}. \quad (1a)$$

6. Вычисляем давление топлива, соответствующее заданному
расходу, по формуле

$$p_t = \frac{10^6 G_t^2}{3,6^2 \mu_d^2 f_c^2 g \gamma_t}. \quad (7)$$

Найдя несколько значений p_t для соответствующих величин
 G_t , строим расходную характеристику форсунки.

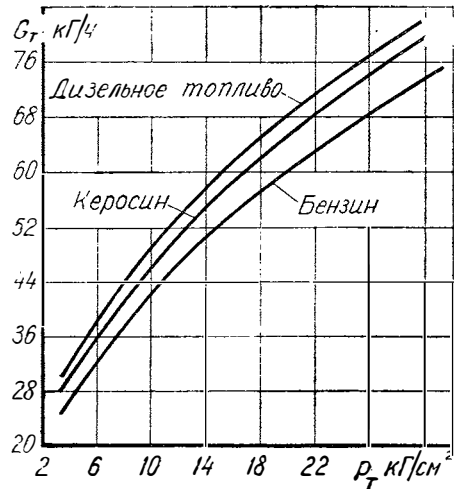
Пример расчета

Дано:

1) расходная характеристика форсунки на дизельном топливе
(фиг. 3);

2) геометрические параметры форсунки: $d_c = 1,2 \text{ мм}$; $d_T = 0,8 \text{ мм}$; $R_{к.з} = 3 \text{ мм}$; $n = 2$.

Требуется построить расходные характеристики форсунки для тракторного керосина и бензина.



Фиг. 3. Расчетные характеристики форсунки, работающей на керосине и бензине.

Расчет проводим в следующем порядке:

1. Определяем геометрическую характеристику форсунки по формуле (5)

$$A = \frac{R_{вх} r_c}{\pi r_T^2} = \frac{1,1 \cdot 0,6}{2 \cdot 0,4^2} = 2,06.$$

2. По графику $\mu = f(A)$ [2] для $A = 2,06$ находим $\mu = 0,285$.

Расчет для тракторного керосина

Дано: $\gamma_T = 820 \text{ кг/м}^3$; $\nu = 2,4 \text{ сст} = 2,4 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{сек}$.

1. Задаемся величиной расхода топлива $G_T = 78 \text{ кг/ч}$.

2. Определяем число Re по формуле (6):

$$Re = \frac{10^9 G_T d_c}{3600 \gamma_T \nu} = \frac{78 \cdot 1,2 \cdot 10^9}{3600 \cdot 1,13 \cdot 2,4 \cdot 820} = 11,7 \cdot 10^3.$$

3. Для данного числа Рейнольдса находим $\mu_{отн} = 0,99$, используя график, приведенный выше (см. область между кривыми 1 и 5 на фиг. 2).

4. Вычисляем действительный коэффициент расхода форсунки по формуле (1а)

$$\mu_d = \mu \mu_{отн} = 0,285 \cdot 0,99 = 0,282.$$

5. Рассчитываем давление топлива, соответствующее заданному расходу, по формуле (7).

$$p_{\tau} = \frac{G_{\tau}^2 \cdot 10^6}{\mu_{\Delta}^2 f_c^2 g_{\tau}} = \frac{78^2 \cdot 10^6}{0,282 \cdot 1,13^2 \cdot 19,6 \cdot 820 \cdot 3,6^2} = 29,0 \text{ кг/см}^2.$$

Задаваясь различными значениями G_{τ} , получаем соответствующие им значения p_{τ} и строим кривую $G_{\tau} = f(p_{\tau})$ для керосина (см. фиг. 3).

Таким же способом строится кривая $G_{\tau} = f(p_{\tau})$ для бензина (см. также фиг. 3).

Характеристики форсунки, полученные расчетным путем, достаточно точно совпадают с результатами испытаний данной форсунки (отклонение от расчетных данных при $p_{\tau} = 30 \text{ кг/см}^2$ не превышает 2 кг/ч).

В том случае, когда задана расходная характеристика форсунки, работающей на тракторном керосине или автомобильном бензине, расчет характеристики на дизельном топливе производится по той же методике (с учетом табл. 3).

Выводы

1. При переходе на более легкое топливо производительность форсунки снижается вследствие уменьшения плотности и вязкости топлива. Уменьшение вязкости вызывает снижение расхода топлива благодаря увеличению центробежного эффекта и соответствующему уменьшению живого сечения сопла форсунки.

2. Действительный коэффициент расхода форсунки имеет переменную величину при значениях $p_{\tau} < 15 \text{ кг/см}^2$. С уменьшением давления топлива μ_{Δ} возрастает за счет увеличения влияния сил трения. Чем меньше проходные сечения форсунок, тем круче проходит характеристика $\mu_{\Delta} = f(p_{\tau})$.

При $p_{\tau} \gg 15 \text{ кг/см}^2$ $\mu_{\Delta} \approx \text{const}$ и между расходом топлива и давлением существует квадратичная зависимость.

3. Однозначная зависимость $\mu_{\text{отн}}$ от числа Re (при $\frac{D_{к.з}}{d_c} \approx \text{const}$) позволила разработать методику приближенного расчета расходных характеристик однотипных форсунок для различных видов топлива.

4. Отмеченные выше закономерности протекания расходных характеристик форсунок, работающих на различном топливе, могут быть использованы при разработке систем регулирования многотопливных ГТД.

ЛИТЕРАТУРА

1. Штейнберг А. С. Влияние температуры и сорта топлива на расходные характеристики форсунок ГТД. «Автомобильная промышленность», 1966, № 7.
2. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М., Гостехиздат, 1953.

Канд. техн. наук А. С. Штейнберг, инж.-ры К. С. Козловская, А. И. Меленчук

К МЕТОДИКЕ РАСЧЕТА ФОРСУНОК АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Как известно, при расчете форсунок для идеальной жидкости (без трения) широко применяется теория центробежной форсунки, разработанная Г. Н. Абрамовичем [1]. Отличительной особенностью форсунок автомобильных газотурбинных двигателей является необходимость применения каналов с малыми проходными сечениями, что при работе на вязких сортах топлива (дизельном топливе и других) усиливает влияние сил трения. Поэтому расчет по теории Г. Н. Абрамовича для этого типа форсунок дает весьма существенные отклонения от экспериментальных данных. Например, измеренный корневой угол факела при работе на дизельном топливе может отличаться в 1,5 раза и выше от расчетных значений, полученных для идеальной жидкости.

В данной работе сделана попытка уточнить теорию расчета идеальной форсунки путем введения поправочного коэффициента к углу распыливания.

Для определения этого коэффициента было исследовано 12 одноканальных односопловых форсунок автомобильных ГТД с производительностью на контрольном режиме ($p_{\tau}=30 \text{ кг/см}^2$) $G_{\tau}=20 : 140 \text{ кг/ч}$. Основные параметры исследованных форсунок при работе на дизельном топливе ($p_{\tau}=30 \text{ кг/см}^2$) приведены в табл. 1.

Особенностью рассмотренных форсунок является то, что все они имеют камеру завихрения постоянного радиуса $R_{к.з}=1,5 \text{ мм}$. Число тангенциальных отверстий для всех форсунок составляет 2 (фиг. 1).

Задачей расчета форсунки обычно является определение ее геометрических параметров, обеспечивающих на контрольном режиме

Т а б л и ц а 1

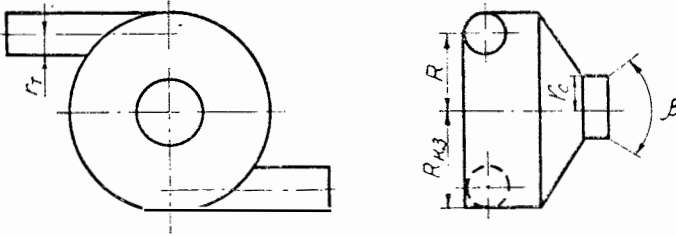
Основные параметры форсунок, работающих на дизельном топливе ($p_r = 30 \text{ кг/см}^2$)

Параметр	Номер форсунки											
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Производительность $G_T, \text{кг/ч}$	23	30	33	38	40	43	52	72	88	101	105	138
Радиус сопла $r_c, \text{мм}$	0,3	0,405	0,4	0,35	0,45	0,45	0,525	0,575	0,6	0,75	0,625	0,735
Радиус тангенциального канала $r_T, \text{мм}$	0,25	0,25	0,30	0,25	0,30	0,31	0,325	0,375	0,425	0,375	0,475	0,475
Геометрическая характеристика A	3,0	4,04	3,85	3,5	3,0	2,8	2,78	2,3	1,79	3,0	1,4	1,67
Корневой угол распыливания измеренный $\beta_d, \text{град}$	70	77	77	—	80	80	83	83	82	95	79	83
Корневой угол распыливания теоретический $\beta, \text{град}$	109	113	112	112	109	108	107	102	96	109	90	94
Отношение углов распыливания $\frac{\beta}{\beta_d}$	1,56	1,47	1,45	—	1,36	1,35	1,29	1,23	1,17	1,15	1,135	1,13

($p_{\tau}=30 \text{ кг/см}^2$) заданный расход топлива G_{τ} и заданный корневой угол распыливания β .

К основным геометрическим размерам сопла, подлежащим расчету, относятся (см. фиг. 1):

- 1) радиус тангенциального канала r_{τ} ;
- 2) радиус закрутки на входе в камеру завихрения R ;
- 3) радиус сопла r_c .



Фиг. 1 Геометрическая схема сопла.

Расход топлива через форсунку определяется по формуле

$$G_{\tau} = \mu \pi r_c^2 \sqrt{2gp_{\tau}\gamma_{\tau}}, \quad (1)$$

где μ — коэффициент расхода форсунки, отнесенный к площади соплового отверстия;
 γ_{τ} — удельный вес топлива.

Основная трудность при расчете расхода топлива через форсунку заключается в правильном нахождении величины μ .

Согласно теории центробежной форсунки [1] для идеальной жидкости коэффициент расхода вычисляется по формуле

$$\mu = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{\varphi^2} + \frac{A^2}{1-\varphi}}}, \quad (2)$$

где A — безразмерная величина, называемая геометрической характеристикой форсунки;

φ — коэффициент живого сечения форсунки.

Величина A , в свою очередь, определяется из соотношения геометрических размеров форсунки по формуле:

$$A = \frac{Rr_c}{nr_v^2}, \quad (3)$$

где n — число тангенциальных каналов.

При закрутке топлива в центре камеры завихрения образуется воздушный вихрь радиусом r_v , не заполненный топливом. Таким образом, истечение топлива происходит не через все сечение сопла, а лишь через кольцевую площадь, равную разности площадей ок-

ружностей радиусами r_c и r_b . Соответственно коэффициент живого сечения сопла выражается формулой

$$\varphi = 1 - \frac{r_b^2}{r_c^2}. \quad (4)$$

Известно, что воздушный вихрь должен быть таких размеров, при которых обеспечивается максимально возможный расход топлива (принцип максимального расхода). На основании этого допущения Г. Н. Абрамович [1] вывел зависимость между коэффициентом живого сечения φ и геометрической характеристикой A в следующем виде:

$$A = \frac{1 - \varphi}{\sqrt{\frac{\varphi^3}{2}}}. \quad (5)$$

Подстановка значения A из уравнения (5) в формулу (2) дает окончательное выражение для определения коэффициента расхода:

$$\mu = \varphi \sqrt{\frac{\varphi}{2 - \varphi}}. \quad (6)$$

По известному значению коэффициента расхода μ из формулы (1) определяется радиус сопла r_c :

$$r_c = \sqrt{\frac{G_r}{\mu \pi \sqrt{2g\rho_r \Gamma_r}}}. \quad (7)$$

и далее из формулы (3) — радиус тангенциального канала:

$$r_r = \sqrt{\frac{Rr_c}{nA}}. \quad (8)$$

Остановимся на определении корневого угла факела распыливания β . Как известно, частицы топлива на выходе из сопла форсунки разлетаются по прямолинейным траекториям, причем абсолютная скорость их имеет тангенциальную w_n и осевую w_a составляющие.

Очевидно, что

$$\operatorname{tg} \frac{\beta}{2} = \frac{w_n}{w_a}. \quad (9)$$

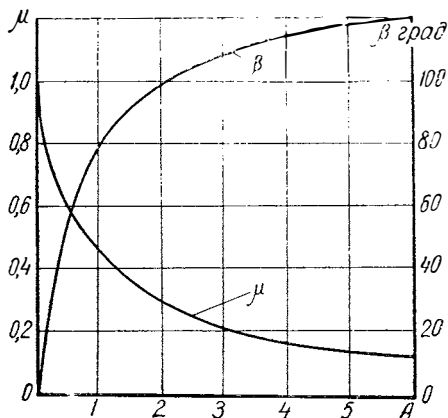
Чем больше радиус закрутки топлива R , тем выше тангенциальная составляющая скорости w_n и тем больше угол распыливания β .

В окончательном виде выражение для угла распыливания топлива выглядит следующим образом:

$$\operatorname{tg} \frac{\beta}{2} = \frac{(1 - \varphi) \sqrt{8}}{(1 + \sqrt{1 - \varphi}) \varphi}. \quad (10)$$

Для упрощения расчета форсунки при помощи формул (5), (6) и (10) обычно строятся графики зависимостей β и μ от геометрической характеристики A (фиг. 2).

Как показала экспериментальная проверка, расчет по формуле (10) дает завышенные значения угла распыливания β . В действительности для вязкой жидкости из-за влияния сил трения центробежный эффект снижается, а следовательно, уменьшается и угол распыливания. Очевидно, что для расчета форсунки должна быть установлена связь между значениями теоретического β и действительного β_d углов распыливания. Согласно опытам НАМИ разница между теоретическим углом распыливания, рассчитанным по формуле (10), и действительным, определенным экспериментально, тем больше, чем меньше калибр форсунки, что объясняется увеличением сил трения по мере уменьшения проходных сечений форсунки. Калибром форсунки в данном случае условимся называть средний диаметр отверстий распылителя



Фиг. 2. Зависимость коэффициента расхода топлива μ и корневого угла распыливания β от геометрической характеристики A .

$$K = d_{cp} = \sqrt{\frac{4f_{cp}}{\pi}} \text{ мм}, \quad (11)$$

где $f_{cp} = \frac{nf_1 + f_c}{n + 1} \text{ мм}^2, \quad (12)$

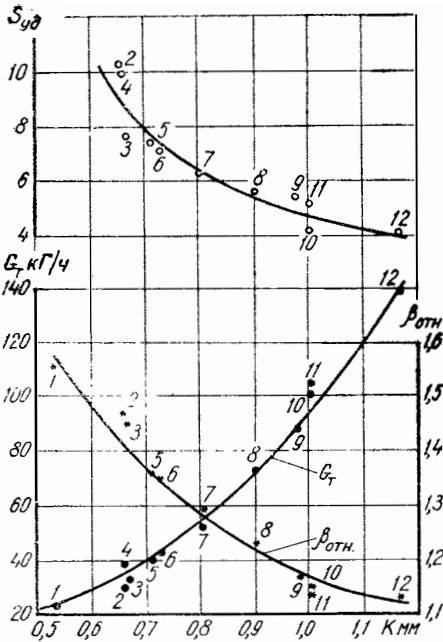
n — число тангенциальных отверстий;
 f_1 ; f_c — площадь тангенциального и соплового отверстий, мм².

Влияние калибра форсунки на поправочный коэффициент $\beta_{отн} = \frac{\beta}{\beta_d}$ показано на фиг. 3, где приведены также характеристики изменения производительности форсунки G_T и удельной поверхности каналов форсунки $S_{уд}$ в зависимости от калибра.

Под удельной поверхностью каналов форсунки в данном случае принято отношение боковой поверхности каналов к их площади поперечного сечения:

$$S_{уд} = \frac{nS_1 + S_c}{nf_1 + f_c}, \quad (13)$$

где S_T — боковая поверхность тангенциального канала, мм²;
 S_c — боковая поверхность сопла, мм.



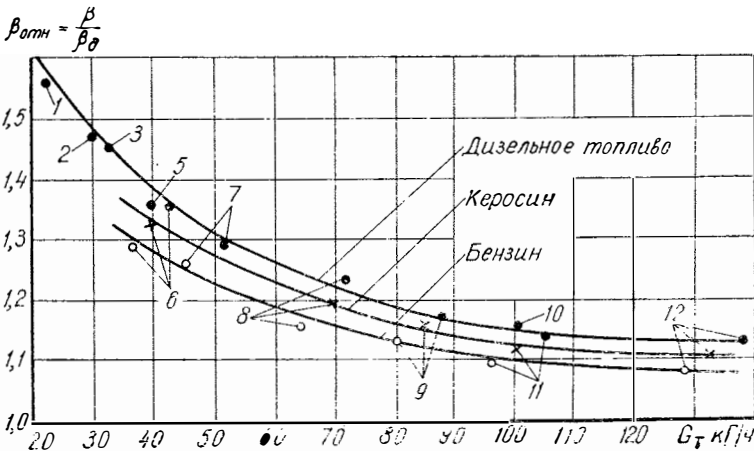
Фиг. 3. Характеристика изменений удельной поверхности каналов форсунки $S_{уд}$, производительности G_T и коэффициента $\beta_{отн}$ в зависимости от калибра форсунки.

С уменьшением калибра форсунки увеличивается удельная поверхность каналов, т. е. поверхность трения, и соответственно возрастает коэффициент $\beta_{отн}$, т. е. отклонение теоретического угла распыливания от действительного.

Характеристики построены на основании опытов и расчетов для форсунок 1—12 (см. соответствующие индексы на кривых фиг. 3). Производительность форсунок и углы распыливания отнесены к давлению топлива на контрольном режиме $p_T = 30 \text{ кг/см}^2$.

В связи с тем, что для расчета форсунки обычно задается ее производительность на контрольном режиме, упомянутые выше характеристики удобнее строить в виде зависимости $\beta_{отн} = f(G_T)$ при $p_T = 30 \text{ кг/см}^2$ (фиг. 4).

Как видно из фиг. 4, значения $\beta_{отн}$, полученные для всех фор-



Фиг. 4. Зависимость поправочного коэффициента $\beta_{отн}$ от производительности форсунки ($p_T = 30 \text{ кг/см}^2$).

сунок, хорошо описываются одной кривой $\beta_{отн} = f(G_T)$, что свидетельствует об определенной закономерности, связывающей этот коэффициент с производительностью форсунки. Поэтому приведенным графиком можно достаточно надежно пользоваться при расчете однотипных форсунок в довольно широком диапазоне изменения производительности.

Рассмотренные выше данные относятся к работе форсунок на дизельном топливе ($\nu = 4,39$ сст при $t = 20^\circ\text{C}$). Для того, чтобы оценить влияние сорта топлива на значение $\beta_{отн}$, для нескольких форсунок были проведены дополнительные испытания на керосине ($\nu = 2,4$ сст) и бензине ($\nu = 0,51$ сст). При переходе с дизельного топлива на бензин значение $\beta_{отн}$ уменьшается на 5—10% в зависимости от производительности форсунки (см. фиг. 4). Чем меньше проходные сечения форсунки, тем более резко проявляется влияние вязкости жидкости на поправочный коэффициент. Кривая $\beta_{отн}$ для керосина занимает промежуточное положение между соответствующими кривыми для дизельного топлива и бензина.

При расчете форсунок по изложенной выше методике необходимо задаться радиусом закручивания R . По опытам НАМИ для форсунок данного типа можно принять $R_{к.з} = 1,5$ мм.

Следует иметь в виду, что в расчетные формулы входит не радиус камеры завихрения $R_{к.з}$, а радиус закручивания $R = R_{к.з} - r_T$, зависящий от производительности форсунки. Согласно опытам НАМИ при выборе радиуса закручивания R можно руководствоваться табл. 2, где даны значения относительного радиуса закрутки $R_{отн} = \frac{R}{R_{к.з}}$ при различной производительности форсунок.

Т а б л и ц а 2

Значения $R_{отн}$ и $R_{к.з}$ для форсунок с различной производительностью

Радиус	Расход топлива G_T , кг/ч		
	20—38	40—100	105—140
$R_{к.з}$	1,5	1,5	1,5
$R_{отн}$	0,81	0,77	0,68

Расчет форсунок следует вести по следующей схеме:

1. По заданной производительности форсунки согласно графику $\beta_{отн} = f(G_T)$ (см. фиг. 4) определяем поправочный коэффициент $\beta_{отн}$.
2. По выбранному значению $\beta_{отн}$ и заданной величине действительного угла β_d находим теоретический угол распыливания

$$\beta = \beta_{отн} \beta_d. \quad (14)$$

3. Выбираем относительный радиус закручивания $R_{\text{отн}} = \frac{R}{R_{\text{к.з}}}$ (см. табл. 2) и далее по формуле (15) определяем радиус закручивания:

$$R = R_{\text{отн}} R_{\text{к.з}}. \quad (15)$$

4. По определенному по формуле (14) теоретическому углу β (см. фиг. 2) определяются геометрическая характеристика A и коэффициент расхода μ .

5. По формуле (7) рассчитываем радиус сопла r_c .

6. По формуле (8) определяем радиус тангенциального канала r_τ . Число тангенциальных каналов n выбирается равным 2.

Пример расчета

Дано:

1. Производительность форсунки на контрольном режиме ($p_\tau = 30 \text{ кг/см}^2$) $G_\tau = 78 \text{ кг/ч}$.

2. Угол распыливания $\beta_d = 87^\circ$.

3. Топливо дизельное ($\gamma_\tau = 859 \text{ кг/м}^3$).

Требуется определить основные геометрические размеры сопла.

Расчет проводим в следующем порядке:

1. По данным, приведенным выше (см. фиг. 4), определяем поправочный коэффициент $\beta_{\text{отн}}$:

$$\text{при } G_\tau = 78 \text{ кг/ч } \beta_{\text{отн}} = 1.18.$$

2. По формуле (14) рассчитываем теоретический угол распыливания

$$\beta = 1.18 \cdot 87 = 102.5.$$

3. Используя данные, приведенные выше (см. табл. 2), находим относительный радиус закрутки $R_{\text{отн}}$:

$$\text{для } G_\tau = 78 \text{ кг/ч } R_{\text{отн}} = 0.77.$$

4. По формуле (15) определяем радиус закрутки, принимая $R_{\text{к.з}}$ равным 1,5,

$$R = 0.77 \cdot 1.5 = 1.15 \text{ мм.}$$

5. По графику, приведенному выше (см. фиг. 2), для $\beta = 102.5^\circ$ находим значения геометрической характеристики A и коэффициента расхода μ :

$$A = 2.12; \mu = 0.275.$$

6. По формуле (7) вычисляем радиус сопла

$$r_c = \sqrt{\frac{78}{3600 \cdot 0.275 \cdot 3.14 \sqrt{19.62 \cdot 30 \cdot 10^4 \cdot 859}}} = 0.596;$$

$$d_c = 1.19 \text{ мм.}$$

7. Выбираем число тангенциальных каналов

$$n = 2.$$

8. По формуле (8) определяем радиус тангенциального канала

$$r_{\tau} = \sqrt{\frac{1,15 \cdot 0,595}{2,12 \cdot 2}} = 0,402; d_{\tau} = 0,8 \text{ мм}.$$

Форсунка, выполненная по этому расчету, для получения заданных параметров потребовала незначительной доводки, которая свелась к увеличению диаметра сопла с 1,19 до 1,2 мм. Следовательно, приведенная выше методика может надежно применяться для расчета форсунок автомобильных газотурбинных двигателей.

ЛИТЕРАТУРА

1. Абрамович Г. Н. Прикладная газовая динамика. М., Гостехиздат, 1958.

Канд. техн. наук А. С. Штейнберг, инж. Г. И. Назарова

ИССЛЕДОВАНИЕ МОДЕЛЕЙ ГАЗОСБОРНИКОВ АВТОМОБИЛЬНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

В автомобильном газотурбостроении широкое распространение получила конструкция двигателей с расположением камеры сгорания тангенциально к газосборнику.

Применение одной камеры сгорания обеспечивает высокие пусковые качества, упрощает конструкцию и эксплуатацию двигателя.

Дополнительный объем за камерой сгорания обеспечивает догорание топлива и выравнивание потока в газосборнике. Одновременно установка газосборника создает дополнительные гидравлические потери на тракте. Гидравлические потери и равномерность поля скоростей на выходе из газосборника определяется в основном особенностями его профилирования.

В данной статье приведено исследование серии деревянных моделей газосборников с различным профилем и рассмотрено влияние профилирования на характеристики.

Схема газосборника с тангенциальным подводом газа показана на фиг. 1, где $F_{3к}$; F_3 — площади на входе и выходе из газосборника; $R_{3к}$ — расстояние от оси входного сечения газосборника до оси двигателя; R_3 — расстояние от средней линии выходного сечения газосборника до оси двигателя; $l_{3к}$; $r_{3к}$ — длина и радиус входного сечения газосборника.

Исследование проводилось на четырех деревянных моделях газосборников, геометрические параметры которых приведены в табл. 1.

Модель газосборника, вариант 1 (фиг. 2), имеет простой тангенциальный вход, и выходные сечения в месте стыка с камерой сгорания деформированы на дуге приблизительно 45° из конструк-

Таблица 1

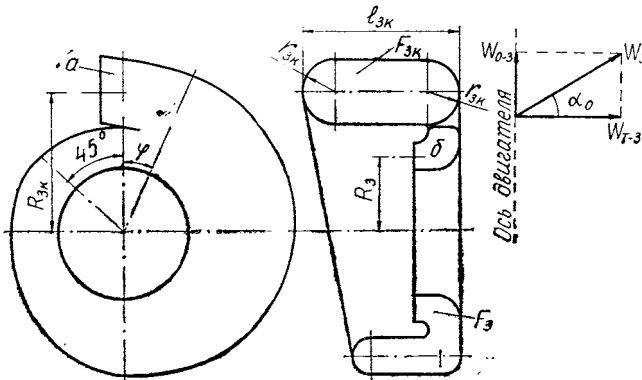
Геометрические параметры моделей газосборников

Вариант модели газосборника	Объем газосборника $v_{гсб}$, $дм^3$	Площадь на выходе из камеры сгорания $F_{зк.с}$, $см^2$	Площадь сечения на входе в газосборник $F_{зк}$, $см^2$	Площадь сечения на выходе из газосборника F_3 , $см^2$	Расстояние от входного сечения газосборника до оси двигателя $R_{зк}$, $мм$	Расстояние от средней линии выходного сечения газосборника до оси двигателя R_3 , $мм$	Максимальный диаметр газосборника D_{max} , $мм$
1	6,37	126	126	141	167	92,25	382
2	8,47	141,25	128,55	166	168,3	95,0	436
3	8,02	141,25	128,55	166	168,3	95,0	436
4	7,73	141,25	128,55	166	168,3	95,0	436

тивных соображений. Для того, чтобы максимально развить входную площадь газосборника и тем самым уменьшить потери в нем, она выполнена овальной.

Модели опытных газосборников, варианты 2—4, имеют одинаковый профиль выходного сечения (фиг. 3).

Модель газосборника, вариант 2, имеет выходной канал, ширина которого A составляет 73 мм. Это должно было максимально



Фиг. 1. Схема газосборника.

снизить скорость потока на повороте для того, чтобы получить по возможности безотрывное течение.

У варианта 3 модели газосборника ширина выходного канала, расположенного у задней стенки газосборника, равна 30 мм. Благодаря этому образуется довольно длинный прямой кольцевой канал, способствующий выравниванию потока в выходном сечении.

Модель газосборника, вариант 4, имеет выходной канал шириной 30 мм (как в предыдущем варианте), но с симметричным выходом.

Модели газосборников состоят из двух половин: корпуса и его крышки. На фиг. 4,а и б показаны корпус и крышка корпуса варианта 3 модели газосборника.

Особенностями вариантов 2—4 моделей газосборников в отличие от варианта 1 являются:

- 1) более плавный вход в газосборник;
- 2) наличие разделительного «языка»;
- 3) расширение выходного сечения газосборника в месте сопряжения с входным патрубком (см. фиг. 4,а).

На фиг. 5 приведена схема установки для испытания моделей газосборников.

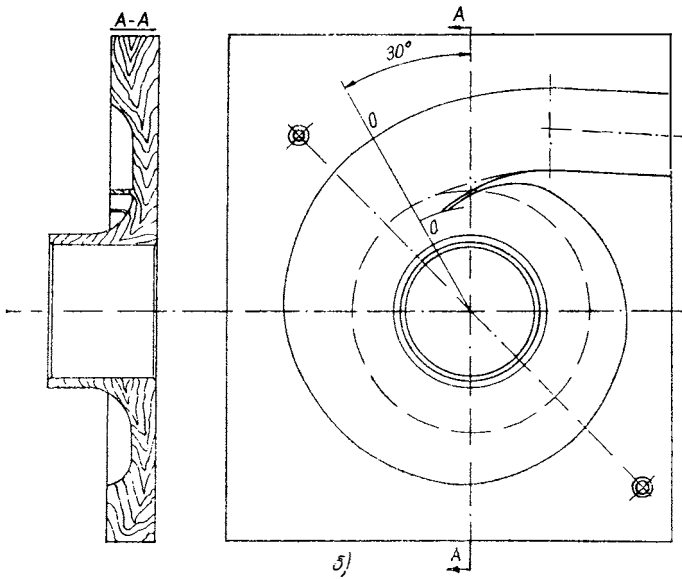
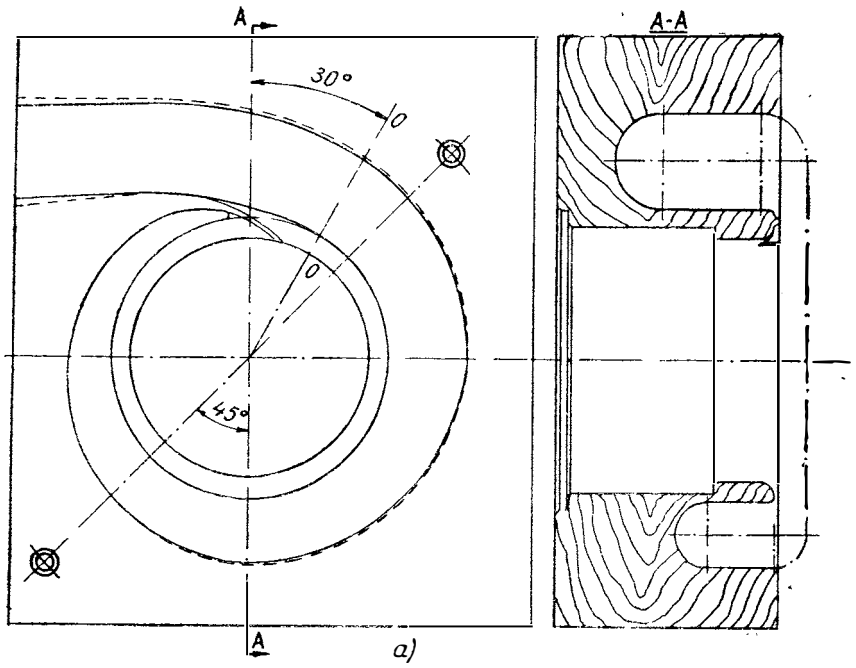
Из ресивера 19 воздух поступает через патрубок 18 к выходному каналу модели газосборника, состоящей из корпуса 1 и крышки 17, соединенных между собой болтами 9. В выходном сечении газосборника установлен тарированный насадок полного напора, выполненный в виде Г-образной трубки диаметром $0,5 \times 1,0$, который с помощью координатника 4 может поворачиваться вокруг своей оси и перемещаться по высоте канала. Перемещение насадка по окружности достигается с помощью диска 2, который приводится во вращение валиком 14 с установочным диском 15. Координатник 4 и установочный диск 15 позволяют фиксировать угол поворота насадка вокруг своей оси, его положение по высоте канала и угловое перемещение диска 2.

В рассматриваемой установке на входе в газосборник имеется прямой участок, в котором поток выравнивается. Эти условия несколько отличаются от реальных условий работы газосборника на двигателе, где в него входит непосредственно камера сгорания. Однако создание таких идеализированных условий позволяет в чистом виде оценить аэродинамику собственно газосборника, тем более, что полученные при испытаниях результаты носят сравнительный характер.

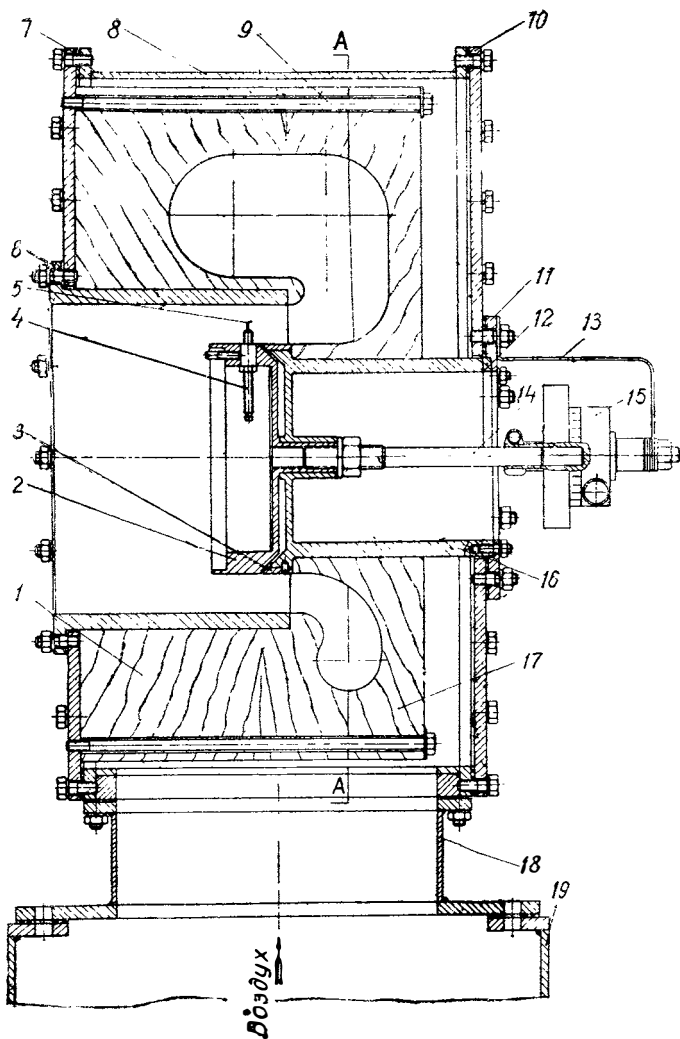
При испытаниях всех моделей газосборников устанавливался расход воздуха, соответствующий числу M на входе в газосборник при расчетном режиме двигателя. Все испытания проводились при постоянном расходе воздуха $G_B = 0,74 \text{ кг/сек}$ и температуре воздуха $t_B = 40^\circ\text{C}$. При испытаниях измерялось статическое давление p_1 в ресивере 19 в трех точках, равномерно расположенных по окружности. Ввиду малой скорости потока в ресивере это давление можно было принять равным полному давлению в ресивере $p_1^* (p_1 = p_1^*)$ и

$$p_1^* = \frac{\sum p_i}{3}. \quad (1)$$

Одновременно измерялось и местное полное давление на выходе из газосборника p_{1i}^* Г-образным насадком, для чего он ориентировался по линии тока на максимальное показание в данной точке. Измерения проводились в 144 точках, равномерно расположенных по сечению канала.



Фиг. 4. Модель газосборника, вариант 3:
a — корпус улитки; *б* — крышка корпуса улитки.



Фиг. 5. Установка для испытания моделей газосборников:

1 — корпус газосборника; 2 — диск координатника; 3 — кольцо внутреннее; 4 — координатник; 5 — насадок координатника; 6 — цилиндр направляющий; 7 — фланец левый; 8 — корпус установки; 9 — стяжной болт; 10 — фланец правый; 11 — фланец; 12 — прокладка; 13 — кронштейн; 14 — валик диска; 15 — установочный диск; 16 — установочный цилиндр; 17 — крышка газосборника; 18 — патрубок; 19 — ресивер.

Среднее значение полного напора на выходе рассчитывалось не путем простого арифметического осреднения 144 измерений, а с учетом массового расхода воздуха через каждый участок согласно формуле.

$$\bar{p}_2^* = \frac{\sum_{i=1}^n p_{2i}^* G_i}{\sum_{i=1}^n G_i} = \frac{\sum_{i=1}^n p_{2i}^* \sqrt{\frac{q_i}{T_i} F_i}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{\frac{q_i}{T_i} F_i}} = \frac{\sum_{i=1}^n p_{2i}^* \sqrt{q_i}}{\sum_{i=1}^n \sqrt{q_i}}, \quad (2)$$

где n — число равновеликих участков;

F_i — площадь каждого участка;

G_i — расход воздуха через каждый участок;

q_i — местный скоростной напор, равный разности между местным полным напором p_{2i}^* и статическим давлением на выхлопе, которое можно принять постоянным по сечению и равным барометрическому давлению B_0 (испытания проводились с открытым выхлопом), причем

$$q_i = p_{2i}^* - B_0.$$

Потери полного напора в модели газосборника в процентах вычислялись так:

$$\delta^* = \frac{p_1^* - \bar{p}_2^*}{p_1^*} 100\%. \quad (3)$$

Коэффициент гидравлического сопротивления модели газосборника определялся из уравнения

$$\zeta_{гсб} = \frac{\Delta p^*}{q_{зк.с}}, \quad (4)$$

где Δp^* — потеря полного напора в газосборнике, причем

$$\Delta p^* = p_1^* - \bar{p}_2^*; \quad (5)$$

$q_{зк.с}$ — скоростной напор на выходе из камеры сгорания.

В свою очередь,

$$q_{зк.с} = \frac{w_{зк.с}^2 \gamma_{зк.с}}{2g} \text{ мм вод. ст.}, \quad (6)$$

где $\gamma_{зк.с}$ — удельный вес газа на выходе из камеры сгорания, причем

$$\gamma_{зк.с} = \frac{p_1^*}{RT_{зк.с}} \kappa \Gamma / \text{м}^3,$$

где R — газовая постоянная, $\kappa \Gamma \cdot \text{м} / \kappa \Gamma \cdot \text{град}$;

$T_{зк.с}$ — абсолютная температура на выходе из камеры сгорания, °К;

$w_{зк.с}$ — скорость на выходе из камеры сгорания, причем

$$w_{зк.с} = \frac{G_{в}}{\gamma_{зк.с} F_{зк.с}} \text{ м/сек}, \quad (7)$$

где $F_{зк.с}$ — площадь на выходе из камеры сгорания.

Следует отметить, что в общем случае площадь выходного сечения камеры сгорания $F_{зк.с}$ может отличаться от площади входного сечения газосборника $F_{зк}$, где $F_{зк}$ — площадь в нулевом сечении газосборника (при угле поворота сечений $\varphi = 0$).

В связи с этим скорость на входе в газосборник рассчитывалась следующим образом:

$$\omega_{зк} = \frac{G_{в}}{\gamma_{зк} F_{зк}} \quad \text{м/сек.} \quad (8)$$

Соответственно числа M на выходе из камеры сгорания $M_{зк.с}$ и на входе в газосборник $M_{зк}$ определялись по формулам:

$$M_{зк.с} = \frac{\omega_{зк.с}}{a_{зк.с}}; \quad (9)$$

$$M_{зк} = \frac{\omega_{зк}}{a_{зк}}, \quad (10)$$

где $a_{зк.с}$; $a_{зк}$ — скорости звука газа на выходе из камеры сгорания и на входе в газосборник, м/сек.

Угол закручивания потока α_0 на выходе из газосборника определялся таким образом:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{\omega_{0-3}}{\omega_{\tau-3}}, \quad (11)$$

где $\omega_{\tau-3}$; ω_{0-3} — тангенциальная и осевая составляющие скорости в выходном сечении газосборника.

Из условия постоянства циркуляции для входного и выходного сечений газосборника следует:

$$\omega_{зк} R_{зк} k_{ц} = \omega_{\tau-3} R_3;$$

$$\omega_{\tau-3} = \frac{\omega_{зк} R_{зк}}{R_3}, \quad (12)$$

где $R_{зк}$; R_3 — радиусы закрутки потока на входе в газосборник и на выходе из него;

$k_{ц}$ — коэффициент снижения циркуляции по тракту газосборника, обусловленный потерями на трение (принят равным 0,94).

Считая величину этого коэффициента пропорциональной углу поворота φ , для произвольного сечения

$$k_{ц\varphi} = k_{ц} + (1 - k_{ц}) \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi}\right).$$

Осевая составляющая выходной скорости определялась из уравнения неразрывности

$$\omega_{0-3} = \frac{G_{\Gamma}}{F_3 \gamma_3},$$

где G_{Γ} — расход газа;

γ_3 — удельный вес газа на выходе из газосборника;

откуда
$$\gamma_{3к} w_{3к} F_{3к} = \gamma_3 w_{0-3} F_3,$$

где $F_{3к}$; F_3 — площади на входе и выходе из газосборника.

Пренебрегая догоранием и изменением давления на входе и выходе, можно принять, что $\gamma_{3к} = \gamma_3$. Тогда

$$w_{0-3} = \frac{w_{3к} F_{3к}}{F_3}. \quad (13)$$

После подстановки значений $w_{т-3}$ и w_{0-3} в уравнение (12) получили:

$$\operatorname{tg} \alpha_0 = \frac{w_{0-3}}{w_{т-3}} = \frac{F_{3к}}{F_3} \cdot \frac{R_3}{R_{3к} k_{ц}}. \quad (14)$$

Для оценки характера потока в выходном канале модели газосборника результаты испытаний представлены в виде эпюр местных потерь в мм вод. ст. по высоте канала.

Рассмотрим потери полного напора по высоте канала варианта 1 модели газосборника (фиг. 6). Для этого графика характерна вогнутость эпюр, что является доказательством минимальных потерь в средней части сечения. Наибольшие потери полного напора происходят у внутренней стенки канала на дуге 270—360°.

Максимальные местные потери здесь достигают 830 мм вод. ст. Одновременно для внутренней стенки характерна большая неравномерность потерь по окружности, составляющая 730 мм вод. ст. Большие местные потери у внутренней стенки канала в зоне подвода воздуха из входного патрубка свидетельствуют об отрыве потока в этой зоне.

На фиг. 7 приведены эпюры местных потерь по высоте и окружности выходного канала варианта 2 модели опытного газосборника с шириной канала $A=73$ мм (см. фиг. 3).

Характерными для этой модели являются малые местные потери как по высоте, так и по окружности канала.

Разница между потерями в средней части канала и у стенок сравнительно невелика. Как и у рассмотренных выше моделей, наибольшая неравномерность наблюдается у внутренней стенки, в зоне подвода воздуха, однако она равна всего 150 мм вод. ст., что примерно в 5 раз меньше, чем в предыдущих вариантах.

С целью построения этих эпюр масштаб графиков для наглядности увеличен в 2,5 раза по сравнению с представленным ранее (см. фиг. 6). Высокие аэродинамические качества варианта 3 модели газосборника приведены также в табл. 2.

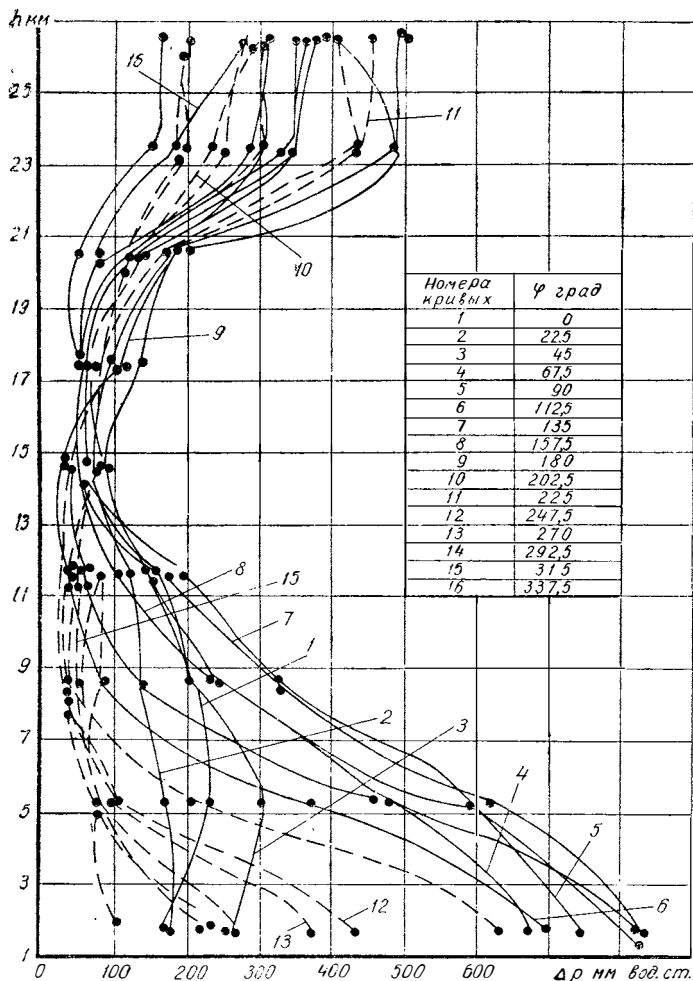
Потери полного напора δ^* в этой модели составляют всего 0,712%, что в два раза меньше, чем у варианта 1. Соответственно ниже и коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta_{гсб}$.

Уменьшение потерь в модели варианта 2 частично может быть обеспечено благодаря некоторому увеличению его габаритов (большие объем и входная площадь — см. табл. 1). Но в основном по-

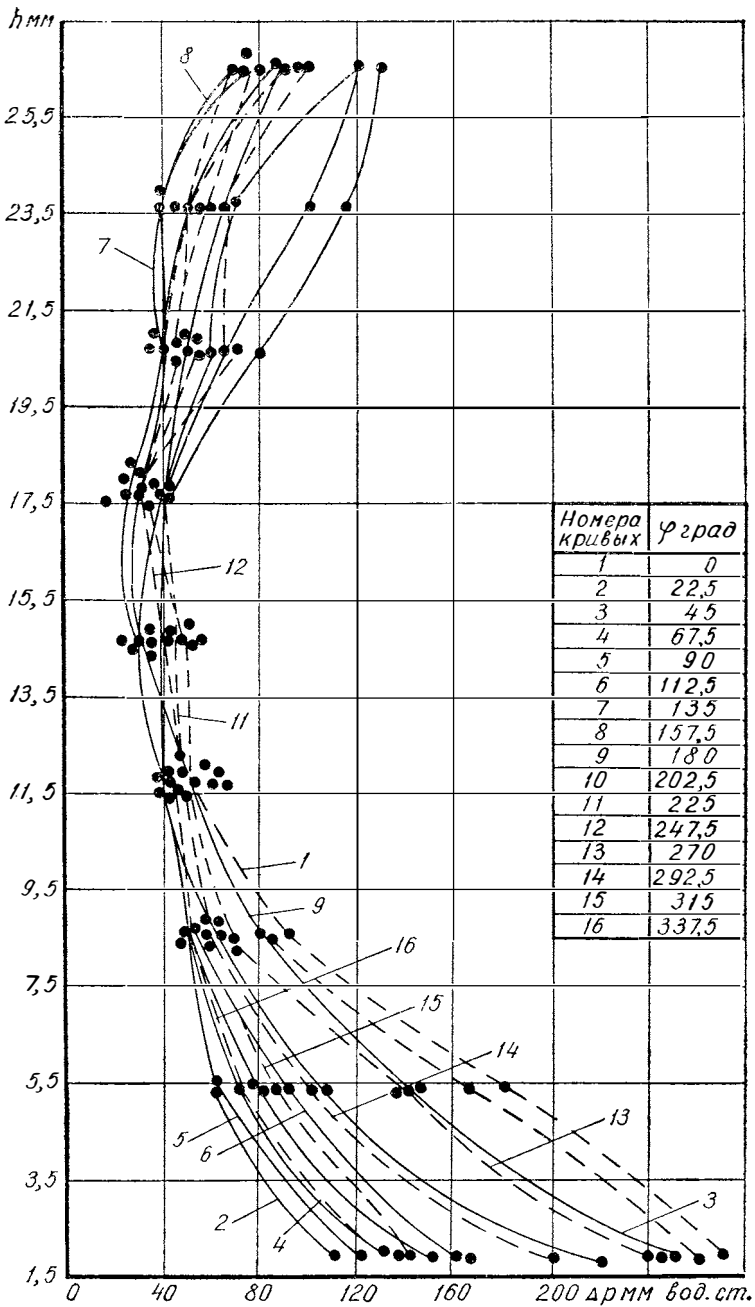
тери снижены за счет его конструктивных особенностей, описанных выше.

Модель газосборника, вариант 3, которая отличается от варианта 2 только шириной канала ($A=30$ мм), при продувке дает эпюры распределения потерь, практически такие же, как и приведенные ранее (см. фиг. 7). Потеря полного напора у этой модели составляет $0,784\%$, что всего на $0,07\%$ выше потерь у варианта 2 (см. табл. 2).

Модель газосборника, вариант 4, с симметричным выходным каналом шириной 30 мм показывает некоторое увеличение гидравлического сопротивления ($\delta^*=0,986\%$) за счет увеличенных потерь



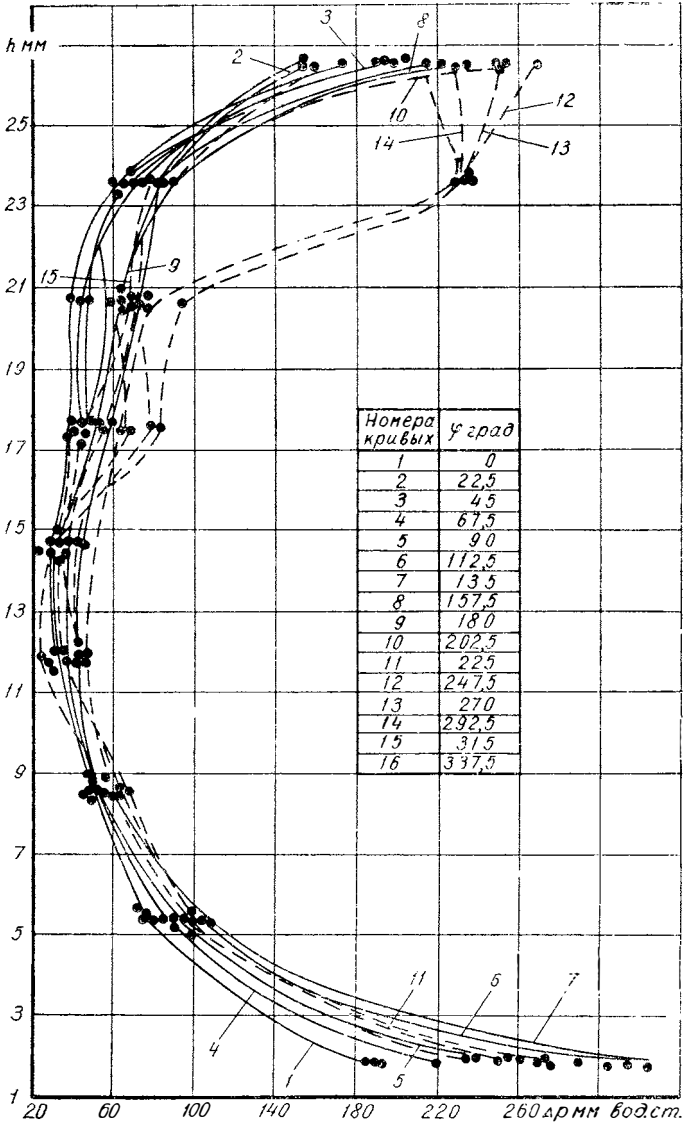
Фиг. 6. Потери полного напора по высоте канала модели газосборника, вариант 1.



Фиг. 7. Потери полного напора по высоте канала модели газосборника, вариант 2.

у стенок (фиг. 8). В то же время следует отметить более симметричный профиль эпюр местных потерь у этой модели по сравнению с моделями вариантов 2 и 3.

Как уже указывалось ранее, модели газосборников вариантов 2—4 выполнены с разделительным «язычком» (см. фиг. 4,а). На одной из моделей (вариант 4) проведены исследования по влиянию

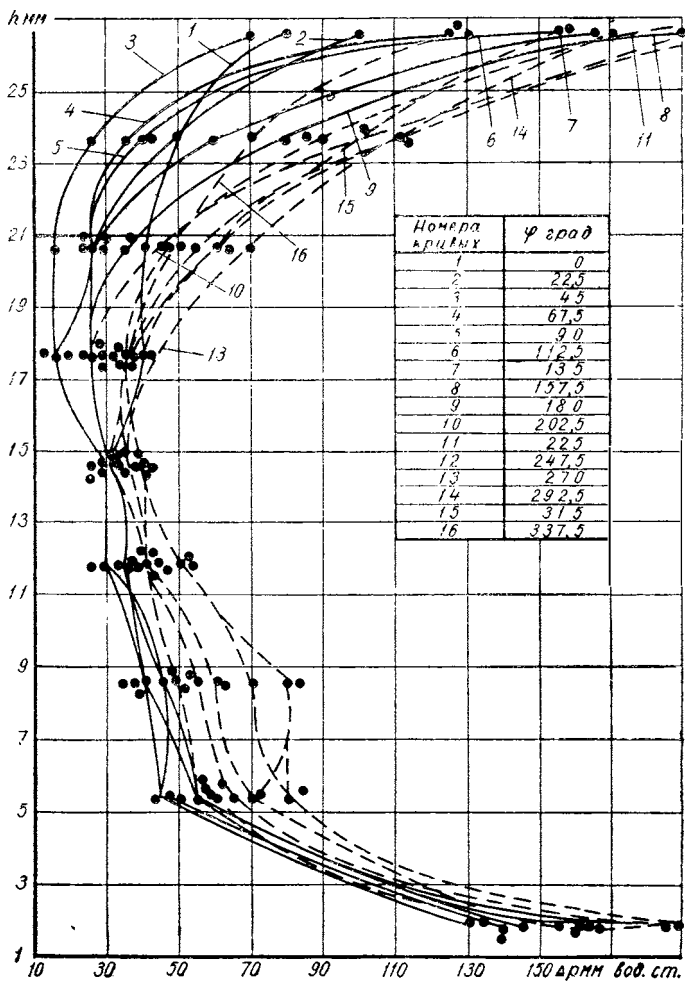


Фиг. 8. Потери полного напора по высоте канала модели газосборника, вариант 4.

длины «языка» на потери полного напора. Длина разделительного «языка» $l_{раз}$ в модели равна 70 мм. После каждого испытания «язык» укорачивался на 10 мм. При последнем испытании «язык» был укорочен полностью.

На фиг. 9 приведены эпюры местных потерь по высоте выходного канала варианта 4 модели с полностью укороченным «языком». Они аналогичны эпюрам для модели того же варианта, но с разделительным «языком» длиной 70 мм.

Характерным для графика является вогнутость эпюр, которая свидетельствует о минимальных потерях в средней части сечения.



Фиг. 9. Потери полного напора по высоте канала модели газосборника, вариант 4, с полностью укороченным «языком».

Результаты испытаний моделей газосборников

Вариант модели газосборника	Номер протокола	П а р а м е т р							
		Потеря полного напора δ^* , %	Коэффициент гидравлического сопротивления $\zeta_{гсб}$	Потеря полного напора Δp^* , мм вод. ст.	Скорость на выходе из камеры сгорания $w_{эк.с}$, м/сек	Число M на выходе из камеры сгорания $M_{эк.с}$	Скоростной напор на выходе из камеры сгорания $q_{эк.с}$, мм вод. ст.	Угол закрутки потока на выходе из газосборника α_0	
1	1643	1,52	1,11	165	49,1	0,139	148	26°24'	
2	1599	0,712	0,592	75	47,3	0,134	127	23°10'	
3	1600	0,784	0,627	80	47,2	0,133	127,5	23°10'	
4	1598	0,986	0,88	105	45,0	0,126	119,8	23°10'	

У стенок канала потери несколько увеличены, но профиль эпюр местных потерь симметричен.

Максимальные местные потери достигают 225 мм вод. ст. Неравномерность потерь по окружности для внутренней стенки составляет 95 мм вод. ст. Эти значения не отличаются существенно от значений потерь полного напора в модели варианта 4 с разделительным «языком».

Из фиг. 9 следует, что длина «языка» не оказывает существенного влияния на потери полного напора и равномерность поля скоростей. Таким образом, газосборники с профилированным входом могут быть выполнены и без разделительного «языка», а следовательно, и меньших размеров, что важно с точки зрения компактности конструкции.

Выводы

На основании проведенных исследований моделей газосборников с тангенциальным входом можно сделать следующие выводы:

1. Входное сечение газосборника следует выбирать максимально большим.

2. Простой тангенциальный вход в газосборник обеспечивает некоторое уменьшение диаметральных габаритов корпуса двигателя и позволяет расширить объем жаровой трубы. Однако простой тангенциальный вход вызывает неизбежное поджатие выходных сечений газосборника в месте сопряжения с камерой сгорания.

3. Следует рекомендовать плавное профилирование входа в газосборник.

Однако это неизбежно связано с увеличением габаритов двигателя, поэтому при окончательном профилировании газосборника следует руководствоваться также и конструктивными соображениями.

Канд. техн. наук А. С. Штейнберг, инж Г. И. Назарова

МЕТОДИКА УПРОЩЕННОГО РАСЧЕТА И ПРОФИЛИРОВАНИЯ ГАЗОСБОРНИКОВ АВТОМОБИЛЬНЫХ ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Опыт НАМИ, а также практика зарубежного газотурбостроения показывают, что наиболее приемлемой схемой камеры сгорания для ГТД малой мощности является схема однофорсуночной трубчатой камеры.

Однако, поскольку вход в сопловой аппарат турбины имеет форму кольцевого канала, между камерой сгорания и турбиной должен существовать специальный распределитель газа или газосборник, назначение которого заключается в создании равномерного потока газа по окружности кольцевого канала.

При этом камера может располагаться либо вдоль оси газосборника (ГТД Ровер 1S/60), либо тангенциально к газосборнику (ГТД Эйрисерч, Стандарт и другие).

Для автомобильных газотурбинных двигателей с индивидуальной камерой сгорания принята схема тангенциального расположения камеры сгорания относительно газосборника, при которой камера удачно komponуется на двигателе, не выходя за габариты мотоотсека, и легко доступна для обслуживания. Применительно к этой схеме приводится методика расчета газосборника.

Схема газосборника с тангенциальным подводом газа, обычно выполняемого в форме улитки, которая примыкает к кольцевому каналу постоянного сечения b , показана на фиг. 1, где $F_{3к}$; F_3 — площадь на входе и выходе из газосборника; $R_{3к}$; R_3 — радиусы центров тяжести входного и выходного сечений газосборника; $l_{3к}$; $r_{3к}$ — длина и радиус входного сечения газосборника.

Для обеспечения безотрывного течения в газосборнике с минимальными потерями и равномерным распределением параметров

потока перед сопловым аппаратом профилирование газосборника должно быть выполнено по определенным принципам.

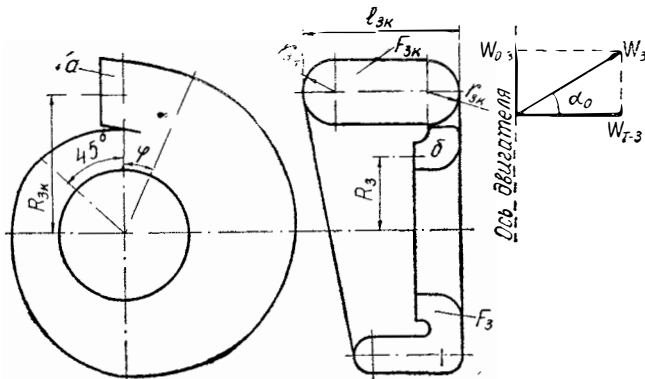
Если пренебречь изменением плотности газа, то уравнение неразрывности для входного и выходного сечений газосборника можно записать в следующем виде:

$$F_{3к} w_{3к} = F_3 w_{0-3}, \quad (1)$$

где $w_{3к}$ и w_{0-3} — расходные составляющие скорости на входе и выходе из газосборника, причем

$$w_{0-3} = w_3 \sin \alpha_0,$$

где w_3 — абсолютная скорость на выходе;
 α_0 — угол скоса потока на выходе.



Фиг. 1. Схема газосборника.

Для упрощения весь расчет проводится в предположении равномерного распределения параметров потока по сечению, т. е. по средним параметрам на линии центров тяжести сечений.

При этом условии расход газа G_φ в произвольном сечении определяется по формуле:

$$G_\varphi = G_{3к} \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi}\right), \quad (2)$$

где $G_{3к}$ — расход газа на входе в газосборник;
 φ — угол поворота сечений газосборника

или

$$F_\varphi w_\varphi = F_{3к} w_{3к} \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi}\right), \quad (3)$$

откуда следует, что

$$F_\varphi = \frac{F_{3к} w_{3к} \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi}\right)}{w_\varphi}. \quad (4)$$

Принимая равенство расходных составляющих $w_{зк} = w_{\varphi}$, получим приближенную формулу для определения площади F_{φ} :

$$F_{\varphi} = F_{зк} \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi} \right). \quad (5)$$

В действительности $w_{зк} \neq w_{\varphi}$ ввиду переменного радиуса центра тяжести сечения газосборника по окружности. Для того, чтобы определить связь между w_{φ} и R_{φ} , применяем уравнение моментов количества движения.

Из условия постоянства циркуляции для входного и выходного сечений газосборника, находим:

$$w_{зк} R_{зк} k_{ц} = w_{т-з} R_{з}, \quad (6)$$

где $w_{т-з}$ — тангенциальная составляющая скорости на выходе из газосборника;

$k_{ц}$ — коэффициент снижения циркуляции по тракту газосборника, обусловленный потерями на трение (принят равным 0,94).

Считая величину коэффициента снижения циркуляции пропорциональной углу поворота φ , для произвольного сечения получим

$$k_{ц\varphi} = k_{ц} + (1 - k_{ц}) \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi} \right). \quad (7)$$

Для того, чтобы выдержать постоянство циркуляции по тракту газосборника, сечения его необходимо скорректировать таким образом, чтобы обеспечить условие

$$w_{\varphi} R_{\varphi} k_{ц\varphi} = w_{зк} R_{зк} \quad (8)$$

или

$$w_{\varphi} = \frac{w_{зк} R_{зк}}{R_{\varphi} k_{ц\varphi}}. \quad (9)$$

Для совместного решения уравнений неразрывности (3) и постоянства циркуляции (8) необходимо иметь закон изменения площади сечения газосборника от радиуса R_{φ} .

Этот закон получим, исходя из условия сохранения геометрического подобия сечений, что снижает до минимума деформацию потока по тракту газосборника.

Рассмотрим вопрос о характерных геометрических параметрах сечений.

Для сечения овальной формы такими параметрами являются радиус r_{φ} и длина сечения l_{φ} (фиг. 2), а для сечения круглой формы — радиус сечения r_{φ} .

Между параметрами сечения овальной формы существует зависимость

$$r_{\varphi} = \sqrt{\frac{F_{\varphi}}{2b - 0,86}}, \quad (10)$$

где
$$b = \frac{l_\varphi}{r_\varphi} = \frac{l_{3к}}{r_{3к}} = \text{const.} \quad (11)$$

Смещение координаты центра тяжести произвольного сечения Δr_φ определяется по формуле:

$$\Delta r_\varphi = r_{3к} - r_\varphi \quad (12)$$

и соответственно радиус центра тяжести

$$R_\varphi = R_{3к} - \Delta r_\varphi. \quad (13)$$

Найдем приближенное значение площади F_φ по формуле (5), затем соответствующий радиус центра тяжести R_φ и согласно уравнению (9) скорость w_φ .

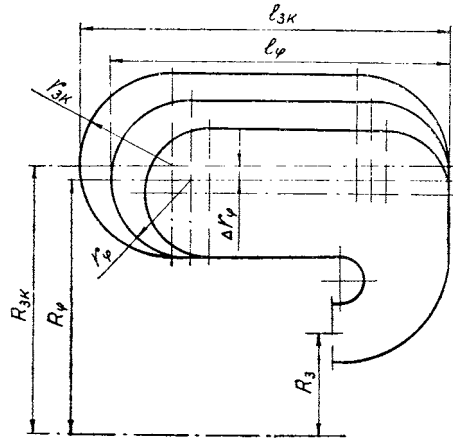
Зная w_φ , по формуле (4) рассчитываем уточненное значение F_φ , а соответствующие параметры сечения r_φ ; l_φ ; R_φ — по формулам (10) — (13).

Угол скоса потока на выходе из газосборника α_0 вычисляется (см. фиг. 1) по формуле:

$$\text{tg} \alpha_0 = \frac{w_{0-3}}{w_{1-3}}. \quad (14)$$

Подставляя в эту формулу значения w_{0-3} и w_{1-3} , определенные из уравнений неразрывности и постоянства циркуляции, получим:

$$\text{tg} \alpha_0 = \frac{F_{3к}}{F_3} \cdot \frac{R_3}{R_{3к} k_{цф}} \quad (15)$$



Фиг. 2. Схема газосборника овального сечения.

и соответственно для произвольного сечения

$$\text{tg} \alpha_{0\varphi} = \frac{F_\varphi R_3}{F_3 R_\varphi k_{цф} \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi}\right)}. \quad (16)$$

Потери в газосборнике определяются коэффициентом гидравлического сопротивления $\zeta_{гсб}$, отнесенным к характерному сечению газосборника, в качестве которого обычно выбирается входное сечение. Тогда

$$\zeta_{гсб} = \frac{p_{3к}^* - p_3^*}{\gamma_{3к} w_{3к}^2}, \quad (17)$$

$$2g$$

где $p_{3к}^*$; p_3^* — полный напор на входе и выходе из газосборника; $\gamma_{3к}$ — удельный вес газа на входе в газосборник.

Относительная величина потерь $\delta_{гсб}^*$ рассчитывается по формуле:

$$\delta_{гсб}^* = \frac{p_{3к}^* - p_3^*}{p_3^*} 100\% = \frac{k_r}{2} \zeta_{гсб} M_{3к}^2 100\%, \quad (18)$$

где k_r — показатель адиабаты (для продуктов сгорания $k_r = 1,33$);

$M_{3к}$ — число M на входе в газосборник;

$\zeta_{гсб}$ — коэффициент гидравлического сопротивления газосборника. В тех случаях, когда значение $\zeta_{гсб}$ неизвестно, его выбирают по данным испытаний аналогичных газосборников. В первом приближении можно принять $\zeta_{гсб} = 1,0$.

Если $M_{3к} = 0,146$, то, принимая $\zeta_{гсб} = 1,0$, получим:

$$\delta_{гсб}^* = \frac{1,33}{2} \cdot 1,0 \cdot 0,146^2 \cdot 100 = 1,42\%.$$

Рассмотрим схему расчета газосборника автомобильного газотурбинного двигателя с такими значениями параметров на номинальном режиме:

1) расход воздуха $G_b = 1,147$ кг/сек;

2) давление воздуха $p_2^* = 3,35$ ата;

3) температура газа $t_3 = 750^\circ\text{C}$;

4) расход топлива $G_f = 63,5$ кг/ч.

При этом заданы следующие значения параметров:

1) наружный диаметр соплового аппарата $D_n = 207,5$ мм;

2) внутренний диаметр аппарата $D_{вн} = 165$ мм;

3) угол установки лопаток соплового аппарата $\alpha_0 = 25^\circ$;

4) максимальный диаметр газосборника (определенный габаритами корпуса двигателя) $D_{гсб. \max} = 410$ мм;

5) радиус центра тяжести входного сечения (выбирается из конструктивных соображений) $R_{3к} = 170$ мм.

Расчет проводим в такой последовательности.

1. Находим F_3 и R_3 :

$$F_3 = \frac{\pi (D_n^2 - D_{вн}^2)}{4} = \frac{\pi (207,5^2 - 165^2)}{4} = 127 \text{ см}^2;$$

$$R_3 = \frac{D_n + D_{вн}}{4} = \frac{207,5 + 165}{4} = 93,5 \text{ мм}.$$

2. Определяем площадь $F_{3к}$:

$$w_{0-3} = \frac{G_b}{F_{3к}} = \frac{1,147 \cdot 10^4}{127 \cdot 1,15} = 78,4 \text{ м/сек};$$

$$w_{г-3} = \frac{w_{0-3}}{\text{tg}\alpha_0} = \frac{78,4}{0,466} = 168 \text{ м/сек}.$$

Поскольку согласно формуле (6),

$$\omega_{3к} = \frac{\omega_{г-3} R_3}{R_{3к} k_{ц}} = \frac{168 \cdot 93,5}{170 \cdot 0,94} = 98,5 \text{ м/сек},$$

то из уравнения (1) получаем:

$$F_{3к} = \frac{\omega_{г-3} F_3}{\omega_{3к}} = \frac{78,4 \cdot 127}{97,5} = 101,2 \text{ см}^2.$$

Исходя из конструктивных соображений, увеличиваем $F_{3к}$ до $106,6 \text{ см}^2$, чему соответствует скорость $\omega_{3к} = 92,4 \text{ м/сек}$.

3. Выбираем овальную форму входного сечения с параметрами $l_{3к} = 167 \text{ мм}$; $r_{3к} = 35 \text{ мм}$; $b = \frac{l_{3к}}{r_{3к}} = 4,77$.

Для примера рассчитаем сечение газосборника при $\varphi = 270^\circ$ без учета сжимаемости газа.

1. Определяем приближенное значение F_φ по формуле (5):

$$F_\varphi = F_{3к} \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi}\right) = 106,6 \cdot 0,25 = 26,7 \text{ см}^2.$$

2. Применяя формулу (10), находим r_φ :

$$r_\varphi = \sqrt{\frac{F_\varphi}{2b - 0,86}} = \sqrt{\frac{26,7}{8,68}} = 17,54 \text{ мм}.$$

3. Вычисляем Δr_φ по формуле (12):

$$\Delta r_\varphi = r_{3к} - r_\varphi = 35 - 17,54 = 17,46 \text{ мм}.$$

4. Определяем R_φ по уравнению (13):

$$R_\varphi = R_{3к} - \Delta r_\varphi = 170 - 17,46 = 152,54 \text{ мм}.$$

5. Рассчитываем ω_φ по формуле (9):

$$\omega_\varphi = \frac{\omega_{3к} R_{3к}}{R_\varphi k_{ц\varphi}} = \frac{92,4 \cdot 170}{152,54 \cdot 0,955} = 108 \text{ м/сек}.$$

6. Согласно уравнению (4) находим уточненное значение F_φ :

$$F_\varphi = \frac{F_{3к} \omega_{3к} \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi}\right)}{\omega_\varphi} = \frac{106,6 \cdot 92,4 \cdot 0,25}{108} = 22,8 \text{ см}^2.$$

7. По формулам (10) — (13) определяем параметры уточненного сечения:

$$r_\varphi = 16,15 \text{ мм}; \Delta r_\varphi = 18,85 \text{ мм}; R_\varphi = 151,15 \text{ мм}; l_\varphi = 77,2 \text{ мм}.$$

8. Согласно формуле (16)

$$\operatorname{tg} \alpha_{0\varphi} = \frac{F_\varphi R_3}{F_3 R_\varphi k_{ц\varphi} \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi}\right)} = \frac{22,8 \cdot 93,5}{31,8 \cdot 151,15 \cdot 0,955} = 0,464,$$

откуда следует, что $\alpha_{0\varphi} = 24^\circ 55'$.

Рассмотрим порядок расчета того же сечения ($\varphi = 270^\circ$) с учетом сжимаемости.

1. Определяем число M на входе в газосборник:

$$M_{зк} = \frac{w_{зк}}{a} = \frac{92,4}{632} = 0,146.$$

2. По таблицам газодинамических функций вычисляем:

$$\lambda_{зк} = 0,157; \varepsilon_{зк} = 0,9894.$$

3. Согласно формуле (9) с использованием уточненного значения R_φ находим:

$$w_\varphi = \frac{w_{зк} R_{зк}}{R_\varphi k_{ц\varphi}} = \frac{92,4 \cdot 179}{151,15 \cdot 0,955} = 108,5 \text{ м/сек.}$$

4. По таблицам газодинамических функций рассчитываем:

$$M_\varphi = 0,172; \lambda_\varphi = 0,185; \varepsilon_\varphi = 0,9854.$$

5. Рассчитываем F_φ по уравнению неразрывности с учетом сжимаемости газа:

$$F_\varphi = \frac{F_{зк} \lambda_{зк} \varepsilon_{зк} \left(1 - \frac{\varphi}{2\pi}\right)}{\varepsilon_\varphi \lambda_\varphi} = \frac{106,6 \cdot 0,157 \cdot 0,9894 \cdot 0,25}{0,185 \cdot 0,9854} = 22,7 \text{ см}^2.$$

6. По формулам (10) — (13) определяем:

$$r_\varphi = 16,1 \text{ мм}; l_\varphi = 76,8 \text{ мм}; R_\varphi = 151,1 \text{ мм}; \Delta r_\varphi = 18,9 \text{ мм}.$$

7. Применяя формулу (16), находим

$$\alpha_{0\varphi} = 24^\circ 55'.$$

Сравнение параметров газосборника, полученных без учета и с учетом сжимаемости, показывает, что разница их значений при двух вариантах расчета находится в пределах 1%. Это свидетельствует о том, что при расчете газосборников с $M_{зк} \approx 0,15$ сжимаемостью газа можно пренебречь.

Для сравнения приведем также результаты расчета газосборника графоаналитическим методом [2].

Этот метод учитывает сжимаемость газа и требует для расчета применения ряда вспомогательных графиков безразмерных комплексов, т. е. трудоемкость и сложность его значительно выше упрощенного метода расчета.

В то же время для данного значения числа M результаты, полученные упрощенным методом, отличаются от результатов расчета графоаналитическим методом не более чем на 2% по величине F_φ в отдельных сечениях.

Линейные размеры отличаются не более 1% при $M < 0,15$. Исходя из этого можно сделать вывод, что упрощенный метод расчета (без учета сжимаемости) обеспечивает получение результатов с необходимой для практических целей точностью.

Следует иметь в виду, что сечения газосборника на дуге 300 — 360° в зоне сопряжения с камерой сгорания приходится несколько

деформировать, поэтому параметры этих сечений выбираются из конструктивных соображений.

С целью расширения сечений газосборника в этой зоне простой тангенциальный вход желательно заменить улиточным входом a (см. фиг. 1).

Выводы

Методика упрощенного расчета газосборника имеет следующие особенности:

1. Введен принцип геометрического подобия сечений, который позволяет найти связь между их характерными параметрами.

2. Расчет состоит из двух этапов.

На первом этапе вычисляется приближенное значение площади сечения газосборника F_φ из уравнения неразрывности в предположении равенства расходных составляющих скорости (формула (5)), а также определяются характерные параметры этого сечения.

На втором этапе, с использованием уравнения постоянства циркуляции (8), рассчитываются уточненное значение F_φ и величины соответствующих параметров сечения.

3. Снижение циркуляции в газосборнике учитывается коэффициентом $k_{ц}$, изменение которого принято пропорциональным φ .

4. Показано, что для уровня скоростей, которые обычно наблюдаются в газосборниках автомобильных ГТД ($M_{зк} \approx 0,15$), расчет следует проводить без учета сжимаемости.

5. Применение данной методики значительно упрощает расчет газосборника по сравнению с другими методами расчета (например, графоаналитическим методом) и дает практически те же результаты.

ЛИТЕРАТУРА

1. Эккерт Б. Осевые и центробежные компрессоры. М., Машгиз, 1959.
 2. Ханин Н. С., Динеев Ю. Н. Расчет безлопаточных направляющих аппаратов радиально-осевых турбин. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 87. М., 1966.
-

Канд. техн. наук А. С. Штейнберг, инж А. С. Маркелов

ЭЛЕКТРИЧЕСКИЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЬ ТОПЛИВА АВТОМОБИЛЬНОГО ГАЗОТУРБИННОГО ДВИГАТЕЛЯ

Введение

Как известно, автомобильный ГТД может работать на различных сортах топлива. Однако при пуске двигателя на дизельном топливе зимой возникают трудности, связанные с неудовлетворительным распыливанием вследствие увеличения вязкости и поверхностного натяжения топлива. Эти трудности усугубляются тем, что отверстия в распылителях форсунок слишком малы.

При грубом распыливании испаряемость топлива ухудшается, вследствие чего воспламенение происходит не сразу или вообще отсутствует. Между тем даже небольшая, порядка 3—4 сек, задержка воспламенения приводит к накоплению в камере сгорания жидкого топлива, что вызывает появление факела и повышение температуры газа, опасное для лопаток турбины.

Поэтому в процессе пуска необходимо иметь хорошее распыливание топлива.

Одним из способов улучшения качества распыливания в зимних условиях является электрический подогрев топлива.

Обычно он производится при пропускании электрического тока через спираль, вмонтированную в корпусе форсунки. Однако такая система требует довольно продолжительного предварительного подогрева корпуса форсунки, что удлиняет время пуска, а эффективность подогрева топлива при этом невелика.

Для сокращения времени и увеличения эффективности подогрева целесообразно использовать подогреватель, у которого топливо находилось бы в непосредственном контакте со спиралью накали-

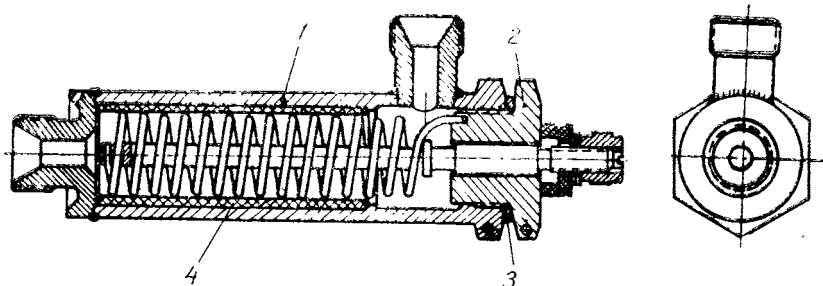
вания, что обеспечивает высокий к. п. д. подогревателя вследствие интенсивной теплоотдачи.

Такой подогреватель, выполненный в виде самостоятельного компактного агрегата, легко монтируется в линию топливоподдачи перед форсункой.

Ниже описаны конструкция и испытания электрического подогревателя топлива автомобильного газотурбинного двигателя.

Конструкция электрического подогревателя

На фиг. 1 показан продольный разрез подогревателя, состоящего из стального корпуса 1, в котором установлены две керамические трубки 4. Внутренний диаметр каждой трубки равен 18 мм, длина составляет 30 мм.



Фиг. 1. Подогреватель топлива в сборе:

1 — корпус подогревателя; 2 — корпус нагревательного элемента; 3 — уплотнительная прокладка; 4 — керамические трубки.

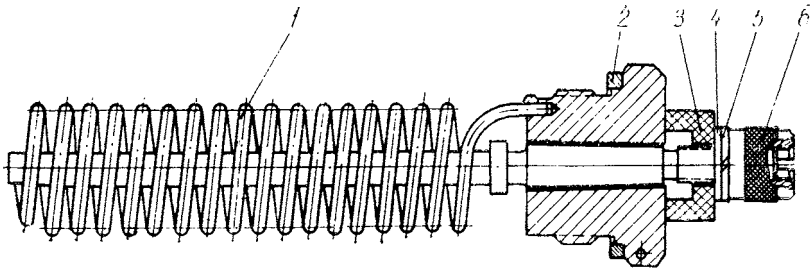
К корпусу подогревателя приварены входной и выходной штуцеры. Керамические втулки изготовлены из высокоогнеупорного материала, рассчитанного на температуру 1800°C. Керамика для втулок относится к группе корундовых керамик и содержит 97% Al_2O_3 ; BeO и MgO . Втулки, изготовленные из корундовой керамики, обладают высокой механической прочностью, что позволяет применять неразборную конструкцию корпуса (без замены втулок при эксплуатации).

С целью предохранения керамических втулок от деформаций корпуса между втулками и корпусом гарантирован монтажный зазор как в осевом, так и в радиальном направлениях, а сам корпус выполнен достаточно жестким из стали X18H9T толщиной 2,5 мм.

Нагревательный элемент (фиг. 2) состоит из спирали накаливания 1, выполненной из проволоки диаметром 1,5 мм.

Спираль изготовлена из окалиностойкого хромоалюминиевого сплава ОХ23Ю5 (ЭИ-595) с высоким омическим сопротивлением, содержащего 2% Cr, 5% Al, 0,6% Si и до 0,06% С.

Число витков спирали подбирается с таким расчетом, чтобы сопротивление ее R составило $0,57^{+0,1}$ ом. Спираль одним концом



Фиг. 2. Нагревательный элемент в сборе:

1 — спираль; 2 — уплотнительная прокладка; 3 — изолятор; 4, 5 — шайбы; 6 — контактная гайка.

закреплена на центральном стержне, а другим присоединена к корпусу с шестигранной головкой. Изоляция центрального стержня в корпусе выполнена из слюды. Подводящий провод крепится к нагревательному элементу с помощью контактной гайки 6.

Испытания электрического подогревателя

Лабораторные испытания подогревателя состояли из следующих этапов:

- 1) испытания в неподвижном топливе;
- 2) испытания с протоком топлива;
- 3) испытания в воздухе без топлива;
- 4) испытания по выявлению нагарообразования;
- 5) испытания на герметичность;
- 6) испытания на механическую прочность.

Нагрев спирали в процессе испытаний производился от сети переменного тока напряжением 220 в через автотрансформатор ЛАТР-1 и трансформатор с коэффициентом трансформации 1 : 10.

Такая схема включения обеспечивала необходимую стабильность и точность регулирования режима в процессе испытаний. Измерение силы тока производилось амперметром класса 0,5, измерение напряжения — вольтметром класса 0,2. При испытаниях использовалось зимнее дизельное топливо ГОСТ 4749—49, плотность которого $\rho = 859 \text{ кг/м}^3$. Температура топлива на входе и выходе из подогревателя измерялась ртутными термометрами. Помимо этого, на выходе из подогревателя устанавливалась хромель-копелевая термопара с диаметром проволоки 0,2 мм, показания которой регистрировались шлейфовым осциллографом.

Испытания в неподвижном топливе

Первые опыты по исследованию подогревателя были проведены в неподвижном топливе. С этой целью нагревательный элемент с хромель-алюмелевой термопарой, зачеканенной в виток спирали, устанавливался в корпусе подогревателя емкостью 23 см³, заполненным топливом.

Температура топлива в подогревателе измерялась хромель-копелевой термопарой. С помощью шлейфового осциллографа снимались осциллограммы температуры спирали и топлива при различной удельной тепловой нагрузке поверхности нагрева q вт/м², которая регулировалась путем изменения напряжения тока в спирали. При выбранном напряжении ненадолго (примерно на 10 сек) включался ток.

Принятое время включения было приближено к действительным условиям эксплуатации. Коэффициент теплоотдачи α_0 определялся по формуле:

$$\alpha_0 = \frac{I^2 R}{F_{\text{сп}} \Delta t} \text{ вт/м}^2 \cdot \text{град},$$

где $I^2 R$ — количество тепла, выделенного электрическим током в секунду, или тепловой поток, вт;

I — сила тока, а;

R — сопротивление спирали, ом;

$F_{\text{сп}}$ — поверхность спирали, м²;

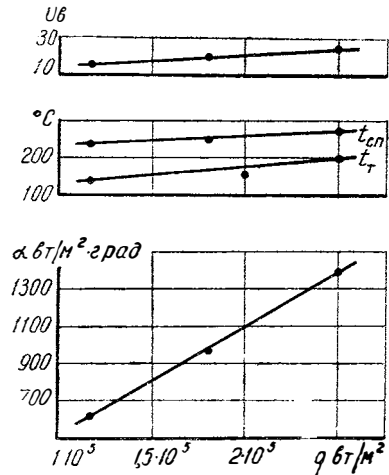
Δt — температурный напор, или разность между температурой спирали и температурой топлива.

На фиг. 3 приведены характеристики изменения коэффициента теплоотдачи спирали α_0 и ее температуры $t_{\text{сп}}$ в зависимости от удельной тепловой нагрузки q вт/м² при продолжительности включения спирали $\tau = 10$ сек, а также значения температуры топлива $t_{\text{т}}$ в подогревателе. При номинальном напряжении 24 в, на которое рассчитан подогреватель, и при удельной нагрузке $q = 2,5 \cdot 10^5$ вт/м² коэффициент теплоотдачи в неподвижном топливе α_0 составляет 1390 вт/м² · град. По мере снижения нагрузки коэффициент теплоотдачи уменьшается по линейной зависимости.

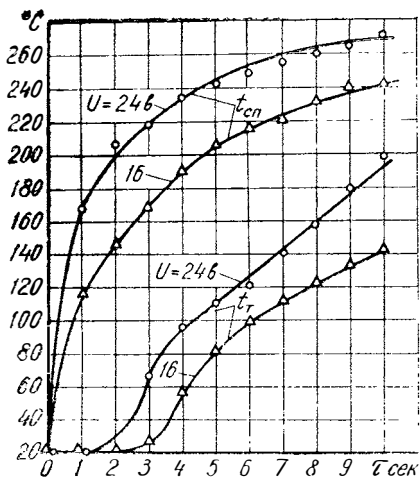
Из этого следует, что при номинальном напряжении 24 в и продолжительности включения спирали 10 сек температура топлива достигает 198°С. Выкипания топлива при этом не происходит. Умеренная температура спирали ($t_{\text{сп}} = 270^\circ\text{С}$) объясняется высоким коэффициентом теплоотдачи при непосредственном контакте спирали с топливом.

Проведенные опыты подтверждают возможность осуществления предварительного подогрева топлива без его протока в течение 10 сек.

Проследим далее динамику изменения температуры топлива и



Фиг. 3. Характеристики зависимости α_0 , $t_{\text{сп}}$, $t_{\text{т}} = f(q)$ без протока топлива.



спирали по времени при $\tau < 10$ сек (фиг. 4). Опыты проводились без протока топлива через подогреватель при напряжении U , равном 16 и 24 в.

Подогрев топлива, как следует из графика, начинается только при $\tau > 2$ сек с момента включения спирали и уже при $\tau = 5$ сек достигает приемлемой величины.

Фиг. 4. Характеристики изменения температуры спирали и температуры топлива в подогревателе по времени без протока топлива.

Подогрев спирали начинается практически сразу же после включения тока. При этом чем выше напряжение, тем, естественно, выше температура спирали и топлива в подогревателе.

Испытания с протоком топлива

Рассмотрим далее работу подогревателя с протоком топлива при двух режимах его работы — при одновременном включении спирали с подачей топлива и при предварительном включении спирали до подачи топлива.

В автомобильном газотурбинном двигателе при одновременном включении подогревателя и топливной помпы практически происходит некоторое запаздывание подачи топлива, так как расход его плавно возрастает от нуля до определенной величины, зависящей от числа оборотов двигателя.

При лабораторных испытаниях подогревателя для того, чтобы не усложнять эксперимента и не вводить элемента неопределенности, связанного с темпом увеличения расхода топлива по времени, подогрев включался при установившемся постоянном расходе топлива, т. е. принималось, что время увеличения расхода топлива до заданной величины равно нулю.

Рассмотрим характеристики изменения подогрева топлива Δt и к. п. д. подогревателя $\eta_{\text{п}}$ в зависимости от времени включения его (фиг. 5), полученные в результате обработки соответствующих осциллограмм $t_{\tau} = f(\tau)$. К. п. д. подогревателя определялся по формуле

$$\eta_{\text{п}} = \frac{G_{\tau} c \Delta t}{Q},$$

где

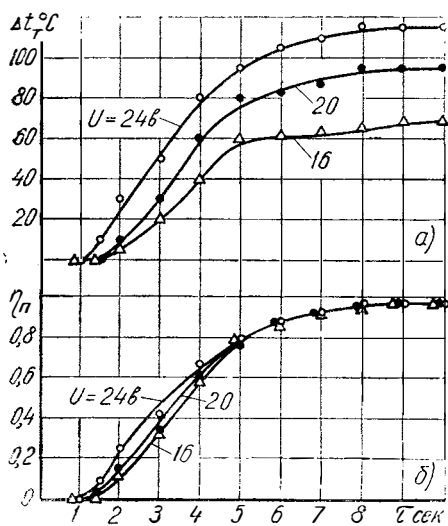
G_{τ} — расход топлива, кг/ч ;

c — удельная теплоемкость топлива, $\text{дж/кг} \cdot \text{град}$;

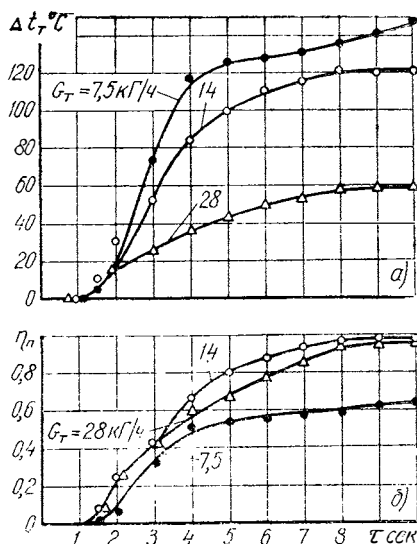
$\Delta t_{\tau} = t_{\tau, \text{вых}} - t_{\tau, \text{вх}}$ — подогрев топлива, °С;

Q — количество тепла, выделенного при прохождении тока через спираль, дж.

Аналогичные характеристики Δt_{τ} , $\eta_{\text{п}} = f(\tau \text{ сек})$ при постоянном напряжении $U=24 \text{ в}$ и различном расходе топлива G_{τ} , равном 7,5; 14 и 28 кг/ч, приведены на фиг. 6. Стабильный тепловой режим при расходе топлива ($G_{\tau}=7,5 \text{ кг/ч}$) устанавливается при более длительном прогреве, чем при большем расходе.



Фиг. 5. Характеристики изменения подогрева топлива Δt_{τ} (а) и к. п. д. подогревателя $\eta_{\text{п}}$ (б) по времени при U , равном 24; 20 и 16 в ($G_{\tau}=14 \text{ кг/ч}$).



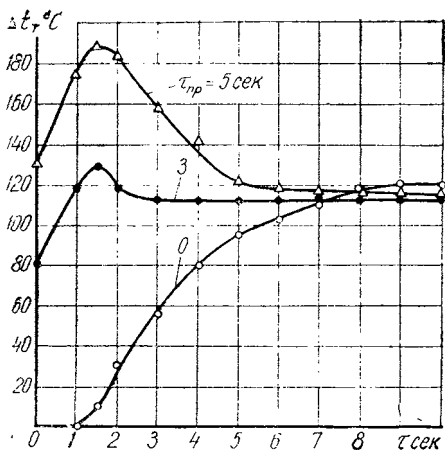
Фиг. 6. Характеристики изменения подогрева топлива Δt_{τ} (а) и к. п. д. подогревателя $\eta_{\text{п}}$ (б) по времени при G_{τ} , равном 7,5; 14 и 28 кг/ч ($U=24 \text{ в}$).

Опыты с предварительным включением спирали проводились по следующей методике.

Подогреватель заполнялся топливом, после чего к нагревательному элементу подводился ток. Через определенное время включалась топливная помпа, отрегулированная на заданный расход топлива, и оно пропусклось через подогреватель. Время установления постоянного давления топлива перед форсункой при этом составляло примерно 1 сек.

На фиг. 7 приведены характеристики изменения $\Delta t_{\tau} = f(\tau \text{ сек})$ при предварительном включении подогревателя на время $\tau_{\text{пр}}$, равное 3 и 5 сек, и без предварительного включения ($\tau_{\text{пр}}=0$).

По оси абсцисс отложено время $\tau \text{ сек}$ с момента включения топливной помпы. Испытания проводились при расходе топлива, равном 14 кг/ч, и напряжении 24 в.



Из приведенных характеристик следует, что предварительное включение спирали дает больший подогрев уже в течение первой секунды. Подогрев достигает максимального значения через 1,5 сек.

Фиг. 7. Характеристики изменения подогрева топлива Δt_T по времени в зависимости от продолжительности предварительного включения подогревателя $\tau_{пр}$ ($G_T=14$ кг/ч; $U=24$ в).

после чего происходит плавное снижение температуры топлива вследствие поступления в подогреватель холодного топлива.

На основании проведенных опытов можно сделать вывод о целесообразности применения предварительного включения подогревателя при зимнем запуске двигателя.

Испытания в воздухе

Обычно при работе подогревателя на двигателе спираль его находится в топливе. Однако в процессе эксплуатации возможны также случаи кратковременного включения подогревателя в момент, когда топливная магистраль еще не заполнена топливом.

Поэтому спираль должна быть рассчитана таким образом, чтобы при включении в воздухе она не перегорела.

При испытаниях спираль нагревали в воздухе при номинальном напряжении 24 в. Время включения составляло 60 сек. При этом спираль подогревателя равномерно нагревалась до температуры 1260°C, определенной оптическим пирометром. Учитывая, что температура плавления сплава ОХ23Ю5 составляет 1500°C, такой нагрев не является опасным.

В эксплуатационных условиях при проверке спирали время нагрева ее в воздухе согласно технологическим условиям ограничивается до 10 сек, что гарантирует ее надежную работу. Вторая серия опытов проводилась с целью проверки термической стойкости керамических втулок. Для этого нагревательный элемент, на спираль которого были надеты керамические втулки, после нагрева в воздухе в течение 1 мин при напряжении 24 в вместе со втулками погружался в ванну с дизельным топливом при $t_T=20^\circ\text{C}$. Никаких дефектов керамики и спирали при этом обнаружено не было. Аналогичные опыты, проведенные с фарфоровыми трубками, вызывали трещины их.

Проведенные опыты подтвердили высокие термические свойства керамических втулок, применяемых в рассматриваемом подогревателе.

Испытания по нагарообразованию

При работе с подогревателем, у которого спираль находится в непосредственном контакте с топливом, особое внимание следует обращать на возможность закоксовывания ее. Для выяснения возможности образования кокса на спирали подогревателя при номинальной удельной нагрузке $q=2,5 \cdot 10^5$ *вт/м²* (24 *в*) он испытывался по следующей методике:

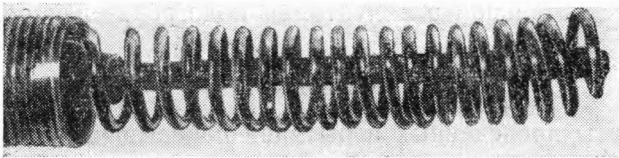
1. Подогреватель, заполненный топливом, включался на 10 *сек* без протока топлива (предварительный подогрев).

2. Топливо прокачивалось в течение 10 *сек* при расходе $G_T = 14$ *кг/ч* и давлении $p_T = 2$ *кг/см²*, после чего подогрев выключался.

3. Продолжалось прокачивание топлива через подогреватель в течение 30 *сек* с тем же расходом, затем прокачивание прекращалось, и цикл испытания возобновлялся в той же последовательности.

При этих опытах на выходе из подогревателя устанавливалась центробежная форсунка ГТД. Всего было проведено 1500 циклов. Следует отметить, что условия этих испытаний были ужесточены по сравнению с действительными условиями работы подогревателя на газотурбинном двигателе.

После первых 300 циклов испытаний нагревательный элемент был осмотрен. При этом на поверхности спирали наблюдалось появление черноты без каких-либо следов нагара. После 1500 циклов таких испытаний спираль также находилась в хорошем состоянии (фиг. 8), и вес нагара на спирали составлял всего 0,00032 *г*. Следов перегрева и повреждений нагревательного элемента и других деталей подогревателя при этом не наблюдалось. Следует, однако, отметить, что в тех случаях, когда включение подогревателя производится неоднократно без топлива с последующей его подачей на горячую спираль, возможно некоторое отложение нагара на спирали. Поэтому при эксплуатации ГТД необходимо следить за тем, чтобы спираль постоянно находилась в топливе.



Фиг. 8. Нагревательный элемент после испытаний (1500 циклов).

Испытания на герметичность

Максимальное рабочее давление топлива в газотурбинном двигателе обычно не превышает 30—40 кг/см^2 .

Во время проверки подогревателя на герметичность при давлении топлива до 120—130 кг/см^2 в течение 5 мин следов подтекания топлива не обнаружено. Проведенные опыты свидетельствуют о том, что выбранная система уплотнения центрального стержня нагревательного элемента с помощью слюды, а также системы уплотнения всего подогревателя обеспечивает надежную его герметичность.

Испытания на прочность

Единственными деталями подогревателя, подверженными поломке, являются керамические втулки.

Как уже было отмечено выше, они изготавливаются из специального керамического материала, обладающего повышенной механической прочностью.

С целью проверки прочности втулок были проведены следующие опыты. Подогреватель в собранном виде как в горизонтальном, так и в вертикальном положениях сбрасывали с высоты 1 м на цементный пол. Керамические втулки при этом не получали никаких повреждений.

Аналогичные опыты с падением подогревателя на металлическую плиту также не вызывали повреждений керамики, в то время как фарфоровая керамика неизменно разрушалась.

Проведенные испытания подтвердили высокие механические свойства применяемых керамических втулок при случайных ударах.

Это свойство втулок позволило выполнить корпус подогревателя неразъемным, что упростило конструкцию и устранило необходимость дополнительного уплотнения. Вместе с тем необходимо учитывать, что керамические втулки не допускают деформации, поэтому при сборке подогревателя не следует зажимать цилиндрическую часть корпуса в тисках.

Помимо указанных выше лабораторных испытаний, подогреватели этой конструкции длительно испытывались на ряде двигателей, в том числе и при температуре минус 40°. Применение подогревателей обеспечило быстрый и безотказный запуск двигателя на дизельном топливе при температуре минус 40°. Каких-либо дефектов при длительной эксплуатации подогревателей обнаружено не было.

Выводы

Результаты проведенных испытаний показывают, что:

1. Электрический подогреватель, у которого спираль находится в непосредственном контакте с топливом, обеспечивает высокий к. п. д. ввиду интенсивной теплоотдачи от спирали к топливу.

2. Высокий коэффициент теплоотдачи позволяет повысить удельную тепловую нагрузку спирали до $2,5 \cdot 10^5 \text{ вт/м}^2$ без опасности перегрева спирали при кратковременных включениях без топлива.

3. Подогреватель обеспечивает быстрый и надежный запуск двигателей на дизельном топливе в зимних условиях и надежную работу при длительной эксплуатации.

УДК 629.113.621.438.038.8.001.4

Исследование форсунок автомобильных газотурбинных двигателей. Штейнберг А. С., Козловская К. С., Меленчук А. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 114. М., 1969, стр. 3—14.

Обобщен опыт исследований и доводки одноканальных односopловых центробежных форсунок автомобильных ГТД, рассчитанных на малый расход топлива в пределах 20—140 кг/ч.

Дано описание и сравнение нескольких конструкций форсунок.

Проведен анализ влияния конструктивных особенностей форсунок на характер протекания расходных характеристик, качество распыливания, неравномерность распределения топлива в факеле и коэффициент расхода форсунок.

Приведены изображения топливных факелов форсунок, из которых видно влияние геометрических параметров на качество распыливания. Выработаны необходимые соотношения между элементами распыливания.

Форсунки, выполненные по предлагаемым рекомендациям, позволили осуществить надежный запуск двигателя при различной температуре и хорошем распыливание на рабочих режимах.

Таблиц 1. Фигур 3. Библиографий 3.

УДК 629.113.621.438.038.8.001.5

Исследование форсунок автомобильных газотурбинных двигателей при работе на различном топливе. Штейнберг А. С., Козловская К. С., Меленчук А. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 114. М., 1969, стр. 15—22.

Рассмотрено протекание расходных характеристик автомобильных форсунок, работающих на различном топливе.

Приведены геометрические параметры и данные испытаний пяти подобных по конструкции одноканальных односopловых форсунок центробежного типа, отличающихся между собой только производительностью.

Как следует из приведенных кривых, общим для всех форсунок является снижение расхода при переходе на более легкое топливо, что вызвано как уменьшением плотности и вязкости топлива, так и особенностью работы центробежных форсунок. Анализ расходной характеристики показывает, что действительный коэффициент расхода при давлении топлива меньше 15 кг/см^2 возрастает за счет увеличения влияния сил трения. Между расходом топлива и давлением существует квадратичная зависимость при $p_T \geq 15 \text{ кг/см}^2$ и $\mu_d \approx \text{const}$. Разработана методика приближенного расчета расходных характеристик однотипных форсунок для различных видов топлива.

Характеристики форсунок, полученные расчетным путем по предлагаемой методике, достаточно точно совпадают с результатами испытаний.

Предлагаемая методика позволяет по расходной характеристике форсунки на заданном топливе без испытаний получить характеристику форсунки на других видах топлива.

Таблиц 3. Фигур 3. Библиографий 2.

К методике расчета форсунок автомобильных газотурбинных двигателей. Штейнберг А. С., Козловская К. С., Меленчук А. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 114. М., 1969, стр. 23—31.

Сделана попытка уточнить теорию расчета форсунок путем введения поправочного коэффициента к углу распыливания. Поскольку отличительной особенностью форсунок автомобильных газотурбинных двигателей является применение каналов с малыми проходными сечениями, то при работе на вязком топливе усиливается влияние сил трения и расчет по теории Абрамовича дает существенное отклонение от экспериментальных данных.

Для определения поправочного коэффициента проведено исследование 12 одноканальных односплохов форсунок. В результате проведенных исследований выяснено, что расчет дает завышенное значение угла распыливания, и установлена определенная закономерность, связывающая отношение теоретического угла распыливания к действительному в зависимости от производительности форсунки. Эта зависимость представлена в виде графика, которым можно пользоваться при расчете однотипных форсунок.

Приведены методика расчета форсунок и пример расчета. Полученные расчетным путем параметры форсунок (угол распыливания, расход топлива) практически совпали с экспериментальными данными.

Таблиц 2. Фигур 4. Библиографий 1.

УДК 629.113.621.438.056.001.5

Исследование моделей газосборников автомобильного газотурбинного двигателя. Штейнберг А. С., Назарова Г. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 114. М., 1969, стр. 32—45.

Приведено исследование четырех серий деревянных моделей газосборников ГТД с различным профилем и рассмотрено влияние профилирования на их характеристики. Приведены геометрические параметры моделей газосборников.

Дано описание экспериментальной установки, на которой проводились испытания моделей газосборников при постоянных расходе и температуре воздуха.

Приведены методика испытаний моделей газосборников и результаты этих испытаний.

Для оценки характера потока в выходном канале модели газосборника результаты испытаний представлены в виде эпюр местных потерь в мм вод. ст. по высоте канала. Эпюры наглядно показывают, что наименьшие потери полного напора и наименьший коэффициент гидравлического сопротивления имеют модели газосборников больших габаритов (большие объем и входная площадь). Но в основном потери снижены за счет конструктивных особенностей моделей газосборников:

- 1) более плавного входа в газосборник;
- 2) расширения выходного сечения газосборника в месте сопряжения с входным патрубком.

Выявлено влияние длины разделительного «языка» на потери полного напора. Из эюры, представленной в статье, следует, что длина «языка» не оказывает существенного влияния на потери и равномерность поля скоростей.

Исследования показывают, что для уменьшения потерь следует рекомендовать:

- 1) выходное сечение газосборника выбирать максимально большим;
- 2) плавное профилирование входа в газосборник, но это связано с увеличением габаритов двигателя, поэтому необходимо руководствоваться также и конструктивными соображениями.

Таблиц 2. Фигур 9.

УДК 629.113.621.438.056.001.24

Методика упрощенного расчета и профилирования газосборников автомобильных газотурбинных двигателей. Штейнберг А. С., Назарова Г. И. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 114. М., 1969, стр. 46—53.

Приведена методика упрощенного расчета и профилирования газосборников автомобильных газотурбинных двигателей с тангенциальным подводом газа.

В основу расчета газосборников положено решение трех уравнений:

- 1) уравнения неразрывности для входного и выходного сечений газосборника;
- 2) уравнения постоянства циркуляции;
- 3) уравнения геометрического подобия сечений, позволяющего найти связь между характерными параметрами.

Расчет состоит из двух этапов. На первом этапе вычисляется приближенное значение площади сечения газосборника F_φ из уравнения неразрывности в предположении равенства расходных составляющих скорости, а также определяются характерные параметры этого сечения.

На втором этапе, с использованием уравнения постоянства циркуляции, рассчитываются уточненное значение F_φ и величины соответствующих параметров сечения.

Снижение циркуляции в газосборнике учитывается коэффициентом $k_{ц}$, изменение которого принято пропорциональным φ .

Методика иллюстрируется примером расчета газосборника, выполненного без учета и с учетом сжимаемости газа при числе M на входе в газосборник, равном 0,15. Поскольку разница их значений для двух вариантов расчета находится в пределах 1%, то при расчете газосборников с невысокими значениями числа M на входе, что имеет место обычно на ГТД, сжимаемостью газа можно пренебречь.

Сравнение результатов расчета графоаналитическим методом, учитывающим сжимаемость газа и требующим для расчета применения ряда вспомогательных графиков безразмерных комплексов, с результатами расчета, полученными упрощенным методом, показывает, что оба метода дают практически одни и те же результаты (в пределах 1—2%).

Фигур 2. Библиографий 2.

Электрический подогреватель топлива автотомобильного газотурбинного двигателя. Штейнберг А. С., Маркелов А. С. В сб.: «Труды НАМИ», вып. 114. 1969, стр. 54—63.

Приведена конструкция электрического подогревателя топлива со спиралью, непосредственно омываемой топливом. Приведены электрические характеристики спирали.

Даны результаты испытания подогревателя в неподвижном топливе и с протоком топлива на нагарообразование, герметичность и механическую прочность. Определены коэффициенты теплоотдачи от спирали к топливу и характеристики подогревателя при различном времени предварительного включения топлива.

В результате проведенных исследований выявлена высокая эффективность и надежность подогревателя.

Применение корундовой керамики значительно увеличило механическую прочность подогревателя и повысило его ресурс.

Высокий коэффициент теплоотдачи позволяет повысить удельную тепловую нагрузку спирали до $2,5 \cdot 10^5$ вт/м² без опасности перегрева спирали при кратковременных включениях без топлива.

Подогреватель обеспечивает быстрый и надежный запуск двигателей на дизельном топливе в зимних условиях.

Фигур 8.

Цена 26 коп.