

при $W_{уд}^{кр} = 400 \div 500 \text{ Вт/см}^3$; расчетное значение, подтвержденное экспериментами для конкретного режима работы электрогазовой горелки, $W_{уд}^{кр} = 406,7 \text{ Вт/см}^3$). Это обстоятельство свидетельствует о том, что критерий Карловица в основном верно отражает существо происходящих в ядре потока явлений.

Во-вторых, если по данным работы [6] для условий камерного сжигания природного газа экспериментально полученное значение характеристического времени турбулентности составляет $\sim 5 \cdot 10^{-4}$ с (учитывая также предыдущий вывод), то электрический диффузный разряд ведет к значительному снижению этого времени, вплоть до 10^{-6} с при критическом вкладе в разряд электрической мощности. Иначе говоря, электрический разряд уменьшает масштаб турбулентных пульсаций при одно-временном увеличении их интенсивности.

С повышением мощности электрического разряда одновременно снижается и время формирования дугового разряда. Если при малых мощностях это время превышает $5 \cdot 10^{-4}$ с, то в критической ситуации оно достигает равенства характеристическому времени турбулентных пульсаций ($\sim 10^{-6}$ с).

Поступила в редакцию 15/IV 1982

ЛИТЕРАТУРА

1. Б. Г. Дьячков. Тез. докл. семинара по электрофизике горения. Караганда, 1979.
2. Б. Г. Дьячков, И. Я. Полонский, М. А. Салимов и др. Интенсификация факельных процессов электрическим разрядом. М.: Металлургия, 1976.
3. В. Karlovitz. Pure and Appl. Chem., 1962, 5. 3/4. 557.
4. Л. Форст. ВРГ, 1962, 7, 3.
5. А. В. Недоспасов, Л. П. Побережский, Ю. Г. Чернов. Состав и свойства рабочих тел МГД-генераторов открытого цикла. М.: Недра, 1977.
6. Г. Н. Абрамович, Г. Ю. Крашенинников, А. Н. Секундов и др. Турбулентное смешение газовых струй. М.: Наука, 1974.

«ХОЛОДНОЕ» ЗАПИРАНИЕ КАНАЛА ГАЗОЖИДКОСТНОГО СМЕСИТЕЛЯ ГОРЯЩИМИ СТРУЯМИ ГОРЮЧЕГО

М. Е. Рудяк

(Ленинград)

Особенности взаимодействия в канале фронта пламени, который распространяется от стабилизатора, с обтекающим его потоком несгоревшей (холодной) топливной смеси описаны в [1, 2]. При определенном значении числа Маха (M) на входе сжимаемость несгоревшего топливного потока вызывает сокращение ширины пламени и уменьшение доли топлива, выгоревшего в канале. Холодный поток, отделенный от продуктов сгорания фронтом пламени, запирает (блокирует) течение. Блокирование объясняется наличием в каждом сечении канала, которое находится за стабилизатором, двух характерных чисел M : для продуктов сгорания и для холодного потока топлива.

Если тепловое запирание канала продолжает привлекать внимание в связи с исследованием эффективных способов сжигания горючего в сверхзвуковом потоке воздуха [3—5], то сведения о холодном блокировании ограничены упомянутыми выше работами.

Задача Тзына и Болла решена в одномерном приближении для плоского канала. Экспериментальные данные, с помощью которых можно было бы проверить результаты, в литературе отсутствуют. Значительный интерес представляют исследования подобного явления в круглом канале при раздельной подаче в него окислителя и горючего и диффузионном выгорании последнего. Этому вопросу и посвящена настоящая работа.

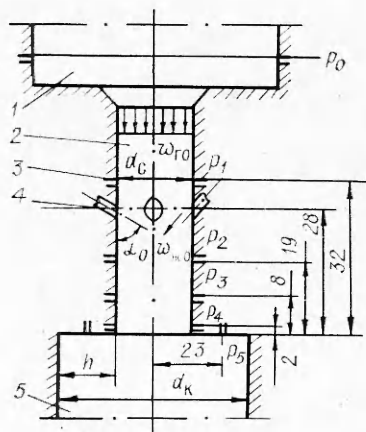


Рис. 1. Схема смесителя.

1 — ресивер; 2 — смеситель; 3 — дренажные отверстия для измерения статических давлений; 4 — отверстия для впрыска горючего; 5 — камера сгорания.

потока из смесителя к стенке до начала конфузорной части сопла [6].

Диаметры отверстий для впрыска керосина $d_0 = 1,0$ и $1,5$ мм при $\alpha_0 = 60^\circ$ и $2,01$ мм при $\alpha_0 = 90^\circ$; $n = 4$ (n — число отверстий). При увеличении n до 6 $\alpha_0 = 60^\circ$, а $d_0 = 1,0$ мм. Для каждого значения

$$\varphi = \rho_g w_{g0}^2 / \rho_{ж} w_{ж0}^2,$$

где $\rho_g w_{g0}^2 / 2$ — скоростной напор газа выше пояса струйных отверстий; $\rho_{ж} w_{ж0}^2 / 2$ — скоростной напор керосина при истечении из отверстий, определялись максимальные глубина внедрения струй по внешней границе (Y^*) и ширина их распространения (b^*) с учетом тепловых эффектов и взаимного влияния на участке конвергенции, ограниченном значением $X/d_0 \approx 7$, где X — абсцисса траектории точки на внешней границе струи. Затем рассчитывались коэффициенты заполнения газового канала смесителя

$$K_\phi = F_g / F_{\Sigma c},$$

где F_g — площадь сечения газового канала; $F_{\Sigma c}$ — суммарная площадь, занимаемая струями керосина в канале при $X/d_0 \approx 7$. Значения Y^* и b^* найдены обработкой теневого фотографирования струй, которые делались в смесителях с прозрачными окнами. Фотографирование и оптические температурные измерения позволили установить, что горение в данных условиях начинается возле устья струи и пламя стабилизируется на ее поверхности, благодаря отделению от струи мельчайших капель керосина (менее 15 мкм), их последующей газификации и торможению сносающего потока внедряющейся струей. Температура пламени здесь превосходит 2600°C , в связи с чем поток нагретого окислительного газа, обтекающий горящую струю керосина, может быть назван «холодным».

В ходе опытов все рассматриваемые смесители удалось разделить на две группы. Первую группу составили смесители с $K_\phi < 1,6 \div 1,8$. Такие смесители формируют уже в канале сплошной горящий поток топлива. В смесителях второй группы ($K_\phi \geq 2$) сплошной поток не образуется; в газовом канале реализуется либо раздельное горение струй возле стенок, либо их совместное горение с образованием возле оси канала центрального потока горючего, если дальнобойность струй достаточно велика. В обоих случаях остается значительная площадь для прихода газа (отметим, что в смесителях $w_{g0} \gg w_{ж0}$). Однако при глубоком внедрении струй транзитный поток газа после участка конвергенции меняет направление и попадает в зазор между стенкой и центральным потоком горючего.

Измерения статических давлений $p_1 - p_5$ по длине смесителя (см.

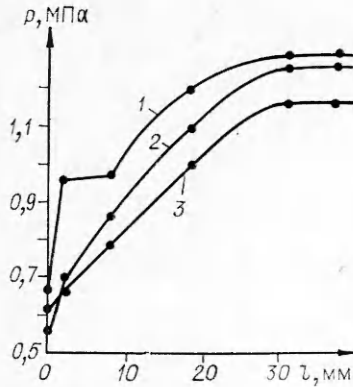


Рис. 2. Эпюры статического давления.
 1 — $\alpha_0=60^\circ$, $n=4$, $d_0=1,0$ мм, $\varphi=0,1$; 2 — $\alpha_0=60^\circ$, $n=6$, $d_0=1,0$ мм, $\varphi=0,25$; 3 — $\alpha_0=90^\circ$, $n=4$, $d_0=2,01$ мм, $\varphi=1,8$.

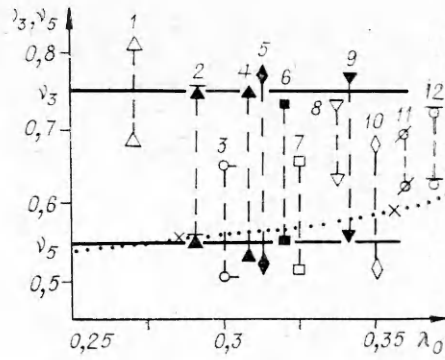


Рис. 3. Блокирование и разблокирование смесителей (пунктир — линия холодного блокирования).

рис. 1) позволяют при определенных условиях рассчитать полноту сгорания топлива [3] и оценить структуру потока в канале [4—6]. Эти измерения проводились при постоянном расходе газа из ресивера ($\sim 0,3$ кг/с) и переменном полном импульсе газового потока ($p_0 F_r$), который зависел от суммы гидродинамического и теплового сопротивлений канала смесителя. Коэффициент скорости в канале выше струйных отверстий (λ_0) изменялся за счет величины противодействия в камере сгорания.

Рис. 2, 2, 3 служит примером обычного распределения статического давления в канале смесителя при $K_\phi < 1,6 \div 1,8$. Кривая 1, соответствующая глубокому внедрению мелких струй, сливающихся возле оси, свидетельствует об аномалии в поведении статического давления, заключающейся в равенстве p_3 и p_4 и в скачкообразном падении давления за уступом.

Поскольку в модели Тзяна — Болла причиной запираания канала признана сжимаемость холодного потока, оттесняемого фронтом пламени к стенкам, логично предположить, что и в смесителе наблюдается физически подобное явление. Поэтому для его характеристики целесообразно использовать отношения $v_3 = p_3/p_1$ и $v_5 = p_5/p_1$, где p_1 и p_3 — осредненные статические давления на расстояниях от уступа 32 и 8 мм соответственно, а p_5 — осредненное статическое давление на торце уступа (см. рис. 1).

Условия возникновения и исчезновения режимов с аномальным распределением давления исследованы экспериментально с использованием в качестве критериев величин v_3 и v_5 , которые определялись при различной организации рабочего процесса в смесителе. Результаты опытов показаны на рис. 3. Номера опытов, их условные обозначения, характеристики системы впрыска и режимов сведены в таблицу.

В опытах 2, 4—6, 9 (блокирование) испытывались смесители с $K_\phi \geq 2$ и мелкими струями, которые внедрялись так глубоко, что образовывали центральный поток горячего. Давление p_3 постепенно понижалось за счет увеличения критического сечения сопла камеры сгорания, а λ_0 непрерывно возрастало до тех пор, пока значение v_3 не достигало линии холодного блокирования в координатах $v - \lambda_0$ (см. рис. 3). Тогда между величинами

Номер опыта	d_0 , мм	φ	Y , мм	Номер опыта	d_0 , мм	φ	Y , мм	Номер опыта	d_0 , мм	φ	Y , мм
1	1,0	0,22	7,5	5	1,0	0,15	8,5	9	1,0	0,22	7,5
2	1,5	0,25	10,0	6	1,5	0,38	8,0	10	2,0	1,80	6,0
3	1,0	0,06	10,0	7	1,0	0,25	7,0	11	1,5	0,60	6,0
4	1,0	0,10	9,0	8	1,0	0,40	5,5	12	1,0	0,22	7,5

Примечание. Для опытов 1—9, 11, 12 $\alpha = 60^\circ$; для опыта 10 — 90° ; для опытов 1—6, 8—10 $n = 4$, для опыта 7 $n = 6$; l_1 — расстояние от уступа до сечения впрыска для опытов 1—11 равно 28 мм, для опыта 12 — 14 мм.

v_3 и v_5 появлялся разрыв, причина которого понятна на основании данных рис. 2, 1. При дальнейшем уменьшении p_5 значения $p_0 F_T$, p_1 , λ_0 и v_3 оставались практически постоянными. Это обстоятельство позволяет считать, что произошло запирание (блокирование) канала. То, что запирание произошло именно по «холодному» газу, прижатому к стенкам центральным выгорающим потоком горючего, доказывается опытами 1, 3, 7, 8, 10—12 (разблокирование).

Прежде всего разблокирование достигалось уменьшением значения K_ϕ ниже 1,6 за счет роста n (опыт 7) или за счет увеличения d_0 и α_0 (опыт 10). Тогда точки v_3 и v_5 смещались вниз; давления p_3 и p_1 опять были связаны по величине, а эпюра давления имела обычный вид (см. рис. 2, 2, 3). Можно считать, что в данном случае формируется сплошной горячий поток топлива. Тепловое воздействие доминирует, а транзитные потоки «холодного» газа за участком конвергенции отсутствуют.

Такой же результат получен при соударении мелких струй, что достигалось выбором малого ϕ (опыт 3). По-видимому, рассеивание горючего после удара приводило к увеличению тепловыделения во всех зонах потока, несмотря на большое значение K_ϕ . Разблокирование канала производилось также путем уменьшения глубины внедрения струй (опыты 8 и 11). При этом горение локализовалось в отдельных потоках вдоль стенок, а транзитный поток газа двигался вдоль оси канала. Можно предположить, что тепловое воздействие на «холодный» газ увеличивалось, а геометрическое (со стороны горящих струй) уменьшалось.

Естественно также, что блокирование канала снимается как сокращением его длины до размеров, близких к длине участка конвергенции струй, так и снижением λ_0 за счет роста v_5 (подъема p_5) выше линии холодного блокирования (опыты 12 и 1). В первом случае расстояния, до точек p_3 и p_4 равные, соответственно 8 и 2 мм, оставались без изменения, расстояние до места впрыска 17 мм, а дренажные отверстия для измерения давления в точке p_2 отсутствовали.

Из результатов опытов следует, что при $\lambda_0 > 0,27$ и $K_\phi \geq 2$ горящие струи керосина, которые благодаря большой глубине внедрения образуют центральный поток горючего, выгорающий диффузионно, вызывают перестройку «холодного» потока, оттесняемого к стенкам смесителя. Под действием расширяющегося реагирующего потока горючего и продуктов сгорания число M «холодного» потока приближается к 1 и запирает канал, в то время как число M горящего потока при том же продольном перепаде давления не превосходит 0,6. Внезапное расширение (уступ) изменяет знак воздействия, в результате чего наблюдается скачок статического давления.

Приближенный расчет выгорания горючего, проведенный по методу работы [3], который основан на эпюрах статического давления, показал, что при разблокировании интегральное тепловыделение в смесителе выше. Этот факт еще раз подтверждает «холодную» природу блокирования.

Полученные закономерности свидетельствуют об особом случае взаимодействия «холодного» и горящего потоков, в котором, однако, сохраняется главная причина запирания канала, а именно: сосуществование в каждом сечении двух чисел M этих потоков. Такой режим работы смесителя, конечно, не типичен для номинальных условий функционирования ПВРД, ЖРД с дожиганием [7, 8] или комбинированного ракетно-прямоточного двигателя [6]. Тем не менее возможность возникновения режима «холодного» блокирования полезно учитывать при расчете и анализе работы смесителя и камеры сгорания, если горение струи начинается вблизи от точки впрыска. Смеситель, запертый «холодным» потоком, имеет также определенные преимущества:

1) возмущения давления из камеры сгорания не проникают в смеситель и ресивер; обеспечивается стационарная работа смесителя, которая определяется его настройкой;

2) периферийный поток «холодного» газа предохраняет стенки смесителя от перегрева и прогара;

3) глубокое внедрение струй препятствует накоплению горючего за уступом, что, как известно [8], снижает полноту сгорания;

4) большие продольные и поперечные градиенты статического давления возле уступа значительно интенсифицируют перемешивание и способствуют более равномерному распределению горючего в потоке окислителя.

Таким образом, заблокированный смеситель может использоваться для совершенствования рабочего процесса камер сгорания.

Поступила в редакцию 28/V 1982

ЛИТЕРАТУРА

1. Г. Тзян. ВРГ, 1952, 1.
2. Г. Эммонс. — В кн.: Основы газовой динамики. М.: ИЛ, 1963.
3. Б. П. Леонов, С. В. Штейнман, А. В. Куликов. ФГВ, 1971, 7, 4.
4. В. К. Баев, Г. В. Климчик. — В кн.: Физическая газодинамика (Аэрофизические исследования). Вып. 6. Новосибирск, 1976.
5. Е. С. Щетинков. ФГВ, 1973, 9, 4.
6. Дж. Э. Дрюри. РТК, 1978, 16, 4.
7. Шец, Подхай. РТК, 1977, 15, 10.
8. G. C. Ogg, G. A. Shcetz. AIAA — paper, 1980, N 80—0298.

ПРОДОЛЬНЫЕ ФОРМЫ КОЛЕБАНИЙ ГАЗА В ОСНОВНОЙ КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ГТД

В. М. Сильверстов

(Москва)

При создании камер сгорания газотурбинных двигателей (ГТД) нередко наблюдаются регулярные продольные колебания давления значительной амплитуды, которые могут приводить к разрушению отдельных узлов и деталей камеры и значительному снижению ее работоспособности. В ходе доводочных работ удается теми или иными конструктивными изменениями устранить возникшие колебания давления или снизить их амплитуду до приемлемого уровня. Ввиду отсутствия четких представлений об акустических характеристиках камеры сгорания, а также о механизмах самовозбуждения и поддержания автоколебаний указанные конструктивные изменения находят эмпирическим путем. В связи с этим в настоящей статье излагается методика расчета акустического поля продольных форм колебаний в основной камере сгорания ГТД и приводятся некоторые результаты исследования первой продольной формы.

Расчетная схема основной камеры сгорания приведена на рис. 1, а. Рассматриваются два коаксиальных цилиндра: внутренний 1, соответствующий корпусу жаровой трубы, и наружный 2, соответствующий корпусу распределительного кольцевого канала, по которому движется воздух, поступающий от компрессора. В жаровой трубе происходит горение, туда подается топливо через форсунку, расположенную в левом торце (на схеме не обозначена). В цилиндрической стенке жаровой трубы сделаны отверстия — основные (четыре пояса крупных отверстий) и вспомогательные (7 поясов мелких). Вспомогательные отверстия служат для охлаждения воздухом стенок жаровой трубы, расход воздуха через них меньше расхода воздуха, поступающего через основные отверстия.

Расчет средних параметров течения газа в камере выполнен на основе известной и широко используемой методики гидравлического расчета основной камеры сгорания [1]. Геометрические и режимные параметры: диаметр жаровой трубы 120 мм, диаметр кольцевого канала 170 мм, длина жаровой трубы 320 мм. Камера разделена на 12 секций в соответствии с количеством поясов основных и вспомогательных отверстий; в основных поясах расположены по 8 отверстий диаметром 18 мм, во вспомогательных — по 34 отверстия диаметром 3 мм; объемный расход воздуха, поступающего в камеру, 0,8 м³/с, давление 1200 кПа, температура 734 К.