

ОСОБЕННОСТИ ФОРМИРОВАНИЯ ОБЛИКА КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ГТД НА ОСНОВЕ ОСРЕДНЁННЫХ СТАТИСТИЧЕСКИХ ДАННЫХ

Лукачёв С.В., Цыганов А.М.

Самарский государственный аэрокосмический университет

В техническое задание на проектирование камеры сгорания ГТД авиационного или наземного применения закладывается большое число требований, которые обеспечивают высокие показатели эффективности, экологичности и надёжности её работы в процессе длительной эксплуатации двигателя.

Сложность правильной организации рабочего процесса в камере сгорания порождает многообразие расчётных схем и математических моделей, и как следствие этого, ещё большую разновидность конструктивного исполнения отдельных её элементов, в особенности фронтального устройства.

Бурное развитие вычислительной техники и возможность использования специализированных пакетов вычислительных программ, основанных на трёхмерном турбулентном нестационарном движении жидкостей и газов с горением сложных веществ на фоне высокой стоимости, длительности подготовки и проведения натурных испытаний, критики простых расчётных моделей привели к появлению иллюзии быстрого получения заданного результата применительно к камере сгорания. Однако это возможно только в случае чёткого понимания физической природы процессов, протекающих в камере, надёжном подтверждении адекватности применяемой сложной математической модели. Получить запланированный результат за сравнительно короткое время и при приемлемых материальных затратах возможно, если эта работа ведётся по схеме «от простого к сложному». В результате, в этой цепочке на одном из первых мест оказывается математическая модель камеры сгорания ГТД в виде элементарной струйки одномерного стационарного криволинейного движения сжимаемого газа в условиях различных физических

воздействий на поток, приводящих к его ускорению или торможению [1]. В предварительных расчётах возможно использование осреднённых статистических значений параметров, комплексов и критериев подобия выполненных камер сгорания, а также результатов экспериментов.

Ниже представлены исходные данные и результаты расчёта некоторых газодинамических параметров в характерных сечениях однорядной кольцевой камеры сгорания постоянного среднего диаметра с модульными вихревыми горелками, см. также [2].

Сечение К- вход воздуха в камеру сгорания:

$G_g=100$ кг/с; $P_k^*=30 \cdot 10^5$ Па; $T_k^*=850$ К; $\lambda_k=0,33$; $q(\lambda_k)=0,50$; $h_k=0,025$ м-высота канала; $S_k=0,048$ м²; $d_k=d_m=d_z=d_{ca}=0,600$ м.

Сечение ВГ- сечение входа воздуха и топлива в модульные вихревые 9горелки (жаровую трубу). Вихревые горелки : $d_{вг}=0,050$ м-диаметр завихрителя; $\varphi=45$ град- угол наклона лопаток завихрителя; $\mu_{вг}=0,35$ -коэффициент расхода. Авторами установлено, что при относительном шаге вихревых горелок $t_{омн}=1...3$ практически не изменяются граница бедного срыва пламени и протяжённость зоны горения, которая определялась по длине светящегося пламени. При $t_{омн}=1$ имеет место касание завихрителей соседних горелок и максимальное число горелок в камере сгорания составляет $N_{max}=38$; $\eta_{вг}=0,0$ -коэффициент полноты сгорания топлива (горение отсутствует).

Сечение М- миделевое сечение максимальной площади жаровой трубы, сечение в котором касаются факела пламени соседних вихревых горелок, сечение в котором заканчивается диффузность элементарной струйки газа, проходящей от сеч. К до сеч. М через жаровую трубу; $h_m=0,100$ м-максимальная высота жаровой трубы; $\eta_m=0,5$ -половина топлива выгорело; $\lambda_m=0,10$; $N=26$ горелок, что соответствует условию касания соседних факелов пламени в миделевом сечении. Принимаем $N=30$ горелок.

Сечение ЗГ- здесь заканчивается процесс горения в идеальном случае с $\eta_z=1,0$, что соответствует полному выгоранию топлива; $\alpha_{зг}=1,5$ -рекомендованное значение коэффициента избытка воздуха для зоны го-

рения с учётом охлаждения стенок жаровой трубы [3]; $G_{зр} = 55\%$; $T_{пл}^* = 2000$ К.

Сечение Г- выход продуктов сгорания из камеры сгорания: $h_z = 0,050$ м; $T_z^* = 1700$ К, что соответствует оптимальной степени подогрева газа $\theta_{кс}^* = T_z^*/T_k^* = 2$ [2]. В соответствии с зависимостью, связывающей подогрев газа в камере сгорания $\Delta T_{кс}^* = T_z^* - T_k^* = 850$ К, полноту сгорания топлива ($\eta_c = 1,0$) и α имеем $\alpha_{кс} = 2,75$, а $G_m = 2,42$ кг/с. В результате $G_z = 102,42$ кг/с. $\sigma_{кс}^* = 0,95$ -коэффициент сохранения давления торможения ($\delta_0^* = 2$ %, $\delta_{жт}^* = 3$ %-потери давления торможения соответственно в диффузоре и жаровой трубе). Авторами установлено, что по длине жаровой трубы давление торможения практически постоянно, то есть в данном случае $p_{жт}^* = p_z^* = 28,5 \cdot 10^5$ Па.

Сечение СА- выход газа из соплового аппарата первой ступени турбины. Режим истечения критический, следовательно $\lambda_{ca} = q(\lambda_{ca}) = 1,00$. $S_{ca} = 0,0365$ м²; $d_{ca экв} = 0,040$ м- условный эквивалентный диаметр выходного сечения соплового аппарата, приходящийся на одну вихревую горелку.

Выбор продольных размеров и формы характерных зон камеры сгорания заключается в следующем .

Канально-струйный отрывной диффузор может выбираться по рекомендациям [4]. Следует заметить, что при $h_k = 0,025$ м только 40 % воздуха попадёт в 30 горелок через лопатки завихрителей не нарушая диффузорности элементарной струйки от сеч. К до сеч. ВГ. Недостающие 15% воздуха необходимо подать в вихревые горелки через другую перфорацию в виде отверстий, щелей или патрубков в стенках жаровой трубы. Здесь принято $h_m/d_{gc} = 2,0$. В работе [5] рекомендуется выбирать оптимальное значение этого отношения равным 1,5. Следовательно есть возможность увеличения d_{gc} до 0,067 м, либо уменьшения h_m до 0,075 м. $L_k = 0,100$ м [6, 7]. В зоне смешения длиной в один калибр ($L_{см} = 0,100$ м) подводится 45 % воздуха. Общая длина жаровой трубы $L_{жт} = 0,200$ м.

В камере сгорания реализован следующий уровень воздействий на элементарную струйку газа. Геометрическое воздействие в диффузоре $S_g/S_k = 3,1$; в сопловом аппарате $S_g/S_{ca} = 2,5$. Расходное воздействие в жа-

ровой трубе $G_{ca}/(G_{ca}-G_{в2})=1,7$. Тепловое воздействие $T_z^*/T_k^*=2,0$. Воздействие трением и местными гидравлическими сопротивлениями в жаровой трубе задаётся в виде 3% потерь давления торможения, что обеспечивает среднюю скорость втекания газа в жаровую трубу порядка 120 м/с, достаточную для обеспечения быстрого и качественного перемешивания топлива с воздухом. Многие выполненные камеры сгорания имеют $d_z > d_k$. В результате геометрическое воздействие на поток газа в виде расширения канала будет значительно большим.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. - М.: Наука, 1976. - 888 с.
2. Элементы термогазодинамического расчёта камеры сгорания ГТД. / Лукачев С.В., Цыганов А.М., Ковылов Ю.Л. // Вестник СГАУ.- Серия: Процессы горения и экология тепловых двигателей. – Самара. 2000.-Вып. 3.- С.128-142.
3. Теория и расчёт воздушно-реактивных двигателей / Под ред. С.М. Шляхтенко. Учебник. - М.: Машиностроение. 1987.- 568с.
4. Особенности движения газа в канально-струйном диффузоре камеры сгорания ГТД. / Ковылов Ю.Л., Матвеев С.Г., Церерин Н.В. // Тез. докладов международной научн.-техн. конф. памяти Н.Д. Кузнецова, Самара, 2001, ч.2.- С.17-18.
5. Модульные вихревые горелки. Особенности рабочего процесса и расчёт гидравлических параметров. / Ковылов Ю.Л., Матвеев С.Г., Серенков Н.К. // Вестн. СГАУ.- Сер. Процессы горения, теплообмена и экология тепловых двигателей.- Вып. 2.- Самара: СГАУ. 1999.- С. 75-90.
6. Цыганов А.М. Исследование характеристик модульных вихревых горелок // В сб. Механика жидкости и газа.- Куйбышев: Авиац. ин-т, 1984.- с. 4-13.- Рук. деп. в ВИНТИ 25.03.85.-№ 2077-85.
7. Влияние угла установки лопаток на характеристики вихревых горелок. / Ивлиев А.В., Постников А.М., Розно В.Г., Савченко В.П., Цыганов А.М. // В сб. : Проектирование и доводка авиационных газотурбинных двигателей.- Куйбышев: КуАИ, 1986.- С.59-66.