

2. Патанкар С. Численные методы решения задач теплообмена и динамики жидкости. - М.: Энергоатомиздат, 1984. - 150 с.
3. Chien K.-J. Predictions of Channel and Boundary-Layer Flows with Low-Reynolds-Number Turbulence Model//AIAA Journal, vol. 20, 1982. - P. 33-38.

УДК 621.3.002.3(076.5)

ИССЛЕДОВАНИЕ УСТОЙЧИВОСТИ ГОРЕНИЯ В КАМЕРАХ СГОРАНИЯ ГАЗОПЕРЕКАЧИВАЮЩЕГО АГРЕГАТА

Мингазов Б.Г., Осипов Б.М., Слободянский И.А., Явкин В.Б.

Казанский Государственный технический университет

В процессе эксплуатации ГТУ газоперекачивающих агрегатов с трубчатыми камерами сгорания были выявлены частые отказы агрегатов, вызванные погасанием пламени в отдельных жаровых трубах в процессе запуска, что вызывало недопустимые перекосы в температурном поле агрегата и выключение его системой управления.

Одной из возможных причин, вызывающих неустойчивую работу камер сгорания может быть медленный прогрев теплообменника, приводящий к существенному занижению температуры на входе в камеру сгорания по сравнению с температурой за осевым компрессором (как показано далее, это снижение достигает 80 – 100 °С).

Понижение температуры не может играть самостоятельную роль в срыве пламени, так как в этом случае погасали бы все камеры, однако может усиливать концентрационные причины срыва.

Другой причиной, вызывающей неустойчивость может быть неравномерное распределение расхода воздуха по камерам сгорания, в силу их неодинакового расположения

относительно труб, подводящих воздух из теплообменника.

Из приведенных данных исследований следует, что на стабилизацию фронта пламени влияет распределение расходов воздуха по жаровым трубам или же воздействие подогрева воздуха в теплообменнике вследствие снижения температуры на входе в камеру сгорания.

Известно, что существуют два возможных варианта срыва пламени, обусловленного выходом за концентрационные пределы – «бедный» срыв, когда в топливозвоздушной смеси топлива недостаточно для устойчивого горения, и «богатый» срыв, когда топлива избыток. Выявление границ срыва пламени и установление причин их изменения на переходных режимах является конечной задачей, решение которой позволяет определить практические рекомендации.

Вышеприведенные факты свидетельствуют, что в камерах сгорания происходит погасание пламени вследствие выхода локальных составов за концентрационные пределы воспламенения, т.е. происходит срыв пламени. Причины срыва пламени могут быть связаны также с настройками (уставками) системы управления двигателем. Если при установке теплообменника не проводилась корректировка уставок, то в процессе запуска, программа управления, оптимальная для ГТУ без теплообменника, может приводить к ошибкам. Например, ограничение температуры на выхлопе из-за инерционности теплообменника может формировать излишний расход топлива (возможная причина «богатого» срыва).

Таким образом, для решения поставленной задачи необходимо выяснить газодинамические и концентрационные условия в первичной зоне жаровых труб – там, где происходит стабилизация пламени. Для этого следует определить, как изменяются в процессе запуска расходы воздуха и топлива, а также температура и давление на входе в камеру сгорания. На основе этих данных нужно

проанализировать структуру течения в камере сгорания, что позволит с достаточной уверенностью судить о причинах нестабильной работы.

Кроме того, необходимо детально проанализировать процесс запуска ГТУ с учетом программы управления, а также влияние уставок на изменение расходов воздуха и топлива, температуры и давления на входе в камеру сгорания.

Следует проанализировать также течение в общем кожухе камеры сгорания для определения распределения расхода воздуха по отдельным камерам.

Геометрические характеристики исследованной камеры сгорания приведены на рис.1.

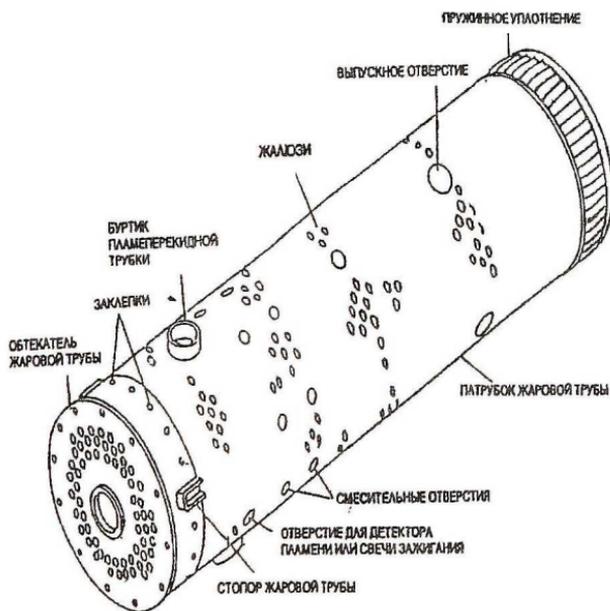


Рис.1. Геометрия камеры сгорания

характерная картина течения в жаровой трубе предсрывном режиме.

Исследование структуры течения, проведенное методом конечных элементов, позволило установить, за стабилизацию пламени отвечает зона обратных токов, образующаяся за завихрителем фронтального устройства. На рис.2 приведена харак-

Исходя из основных положений теории стабилизации пламени [1] можно прогнозировать границы срыва пламени.

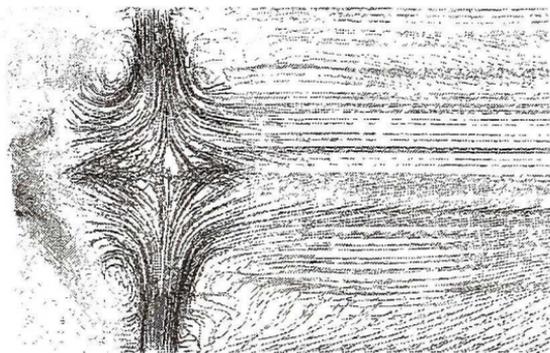


Рис.2. Структура течения во фронтовой области камеры сгорания

Наиболее разработанной в теории стабилизации пламени является «тепловая» теория. Использование тепловой теории обусловлено тем, что она позволяет отдельно рассматривать условия, существующие для стабилизации пламени в зоне обратных токов и в слое смешения, где происходит первичное воспламенение смеси, что имеет существенное значение при рассмотрении горения неоднородной смеси. Необходимо отметить, что тепловая теория по своему конечному выражению совпадает с выражением, соответствующей контактной теории.

Согласно тепловой теории стабилизации пламени, критические условия срыва пламени наступают при равенстве потребного, в единицу времени, количества тепла для воспламенения свежей смеси q_1 и количества тепла, переданного из вихревой зоны к холодному потоку q_2 :

$$q_1 = q_2;$$

Из тепловой теории [1] можно получить следующую критериальную зависимость:

$$\frac{d_{30T} U_H^2 (T_3 - T_0)^2}{W a_M (T_B - T_0)^2} = const,$$

где W – скорость потока;

U_H – нормальная скорость распространения пламени;

$(T_B - T_0)$ – разность температур в зоне воспламенения и потока свежей смеси;

$T_{зот}$ – температура в зоне обратных токов;

$d_{зот}$ – характерный размер зоны обратных токов (ЗОТ);

$a_M = \lambda / (C_p \rho)$ – коэффициент температуропроводности, λ – коэффициент теплопроводности, C_p – теплоемкость при постоянном давлении, ρ – плотность.

Особенностью горения неоднородных смесей является то, что переменные $T_{зот}$ и T_B имеют разные значения вследствие различных составов смеси в ЗОТ и слое смешения перед ней, поэтому, в отличие от горения однородных смесей, нельзя предполагать их равенство.

Вместе с тем, можно считать, что при горении неоднородных смесей в слое смешения, где происходит первичное воспламенение, имеются локальные составы близкие к стехиометрическим $\alpha \approx 1,0$ для которых существуют известные значения U_{BV} и T_B , причем $T_B \approx T_G$. Тогда можно записать:

$$\frac{d_{зот} U_H(\alpha=1) (T_3 - T_0)^2}{W a_M (T_B - T_0)^2(\alpha=1)} = const.$$

Влияние температуры смеси и давления в потоке на стабилизацию пламени можно установить через влияние этих параметров на физические величины.

$$a_M = a_{M0} \frac{(T/T_0)^n}{P/P_0}, \quad U_M = U_{H0} \frac{(T/T_0)^m}{(P/P_0)^k}.$$

Согласно [5] для углеводородных топлив $m=1,8$; $k=0,25$; $n=1,75$. Тогда

$$\frac{d_{30T} U^2_{H0(\alpha=1)} (T/T_0)^{1,85} (T_3 - T_0)^2}{W a_{M0} (P/P_0)^{-0,5} (T_{\Gamma(\alpha=1)} - T_0)^2} = const.$$

Здесь величины $U_{H0(\alpha=1)}$, $T_{\Gamma(\alpha=1)}$, a_{M0} являются постоянными. Группируя переменные величины в одну сторону, получим:

$$\frac{W}{T^{1,85P} P^{0,5} d} = \frac{U^2_{H0(\alpha=1)} (T_3 - T_0)^2}{a_{M0} T_0^{1,85} P_0^{-0,5} (T_{B(\alpha=1)} - T_0)^2}.$$

Здесь переменной величиной в правой части данного выражения является разность $(T_{30T} - T_0)$, которая зависит от состава смеси в зоне обратных токов α_{30T} , рассчитанной по правой части топлива:

$$T_{30T} - T_0 = \frac{Hu \eta_{30T}}{c_p (1 + L_0 \alpha_{30T} / z_{30T})}$$

Объединив все постоянные величины в один коэффициент C и выделив переменные, получим для $\alpha_{30T} > 10$:

$$\frac{W}{T^{1,85P} P^{0,5} d_{30T}} = C \frac{Hu (\eta_{30T})^2}{c_p^2 (1 + L_0 \alpha_{30T})^2}.$$

Для камер сгорания рабочее выражение для оценки пределов срыва пламени удобнее представить в виде:

$$\frac{G_{30T}}{V_{30T} T_K^{0,85} P_K^{1,5}} = f \left(\frac{\eta_{30T}}{\alpha_{30T}} \right).$$

Здесь G_{30T} — расход воздуха через ЗОТ; V_{30T} — объем ЗОТ; η_{30T} — полнота сгорания топлива в ЗОТ; α_{30T} — состав смеси в ЗОТ.

Используя приведенные теоретические предпосылки, можно получить обобщенный график изменения пределов устойчивого горения смеси в камерах сгорания различной конструкции приведенный на рис.3. Обработка данных, полученных с помощью пакета град ГРАД, для камер сгорания газоперекачивающего агрегата, позволила получить линию работы камеры сгорания на режиме запуска.

$$\frac{G_{зг}}{P^{1,5} TV_{зг}} 10^6$$

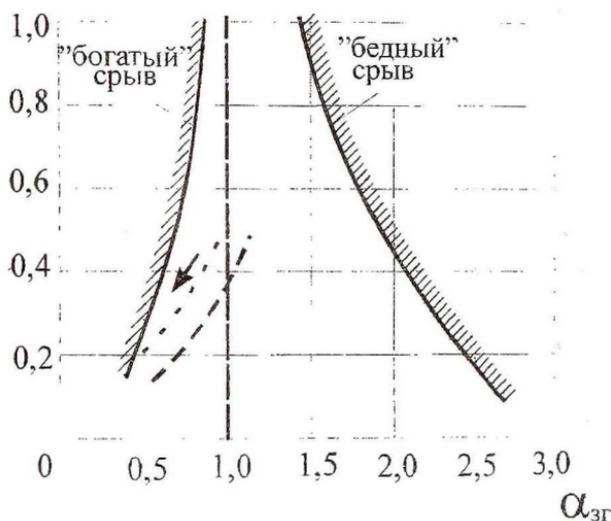


Рис.3. Область устойчивого горения смеси в камересгорания прямоточного типа.

--- линия работы камеры сгорания агрегата

Как видно из рис.3, в начале запуска камеры сгорания работают в области устойчивого горения смеси, благодаря чему происходит достаточно устойчивый запуск агрегата. По мере выхода на основной режим работы агрегата происходит переобогащение

зоны горения топливом, вследствие этого линия работы камеры сгорания приближается к «богатой» границе устойчивого горения смеси, что повышает вероятность «богатого» срыва пламени в некоторых жаровых трубах (согласно стрелке на рис.3). Уменьшение расхода топливного газа может вывести режим работы камеры сгорания в область устойчивого горения.

В результате расчетно-теоретических исследований погасания пламени в камерах сгорания газоперекачивающего агрегата ГТНР-25И было установлено:

1. Погасание пламени происходит вследствие обогащения смеси в зоне горения жаровых труб, причиной этого явления может быть уменьшение расхода воздуха через головочную часть жаровых труб в момент перехода с режима раскрутки ротора с помощью турбостартера на режим вращения турбокомпрессора, т.к. в этот момент наблюдается падение оборотов и соответственно снижение расхода воздуха через компрессор. Косвенным подтверждением работы камеры на «богатых» режимах т.е. с избытком топлива в зоне горения является наличие цветов «побежалости» на стенках головочной части жаровых труб, свидетельствующих, что горение происходит в пристеночной зоне, куда поступает воздух из отверстий первого ряда.

2. Анализ картин течения и распределения концентраций топлива в жаровых трубах с помощью трехмерного численного моделирования показывает, что при переходе работы установки ГТНР-25И с режима запуска на номинальный режим происходит перестройка течения и зона горения забогащается топливом, что может быть причиной погасания пламени в некоторых жаровых трубах, имеющих малые размеры отверстий подвода воздуха.

3. Для предотвращения погасания пламени в жаровых трубах следует уменьшить расход топливного газа в момент раскрутки ротора (21 – 25сек.).

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Л е ф е в р А. Процессы в камерах сгорания ГТД /пер. с англ. М.: Мир. 1986 г. – С. 586.
2. М и н г а з о в Б.Г. Внутрикамерные процессы и автоматизированная доводка камер сгорания ГТД. Казань. Изд-во КГТУ им. А.Н. Туполева. 2000. – С. 168.

3. Раушенбах Б.В. и др. Физические основы процесса горения в камерах сгорания воздушно-реактивных двигателей. М.: Машиностроение. 1964. – С. 525.

УДК 621.438

ОПТИМАЛЬНАЯ ВЕЛИЧИНА ОТНОСИТЕЛЬНОЙ СУММАРНОЙ ПЛОЩАДИ ОТВЕРСТИЙ ЖАРОВОЙ ТРУБЫ КАМЕРЫ СГОРАНИЯ

Митрофанов В.А., Рудаков О.А., Сигалов Ю.В.

ФГУП «Завод имени В.Я. Климова», г. Санкт-Петербург

Теоретические исследования [1] и обобщения результатов испытаний камер сгорания газотурбинных двигателей различных схем и размерностей [2] показывают, что существует значение геометрического критерия камеры сгорания $\frac{F_{жс}}{\sum \mu \cdot F_{ож}}$, обеспечивающее, при прочих равных условиях, максимальную величину коэффициента полноты выгорания топлива. Здесь: $F_{жс}$ - площадь поперечного сечения жаровой трубы, $\sum \mu \cdot F_{ож}$ - суммарная эффективная площадь всех отверстий в жаровой трубе.

Параметр $\frac{F_{жс}}{\sum \mu \cdot F_{ож}}$ определяет также потери полного давления и коэффициенты окружной и радиальной неравномерности поля температуры газа на выходе из камеры сгорания.

Значения коэффициента полноты сгорания топлива и потерь полного давления в камере сгорания оказывают влияние на экономичность двигательной установки в целом, характеризуемой величиной эффективного коэффициента полезного действия цикла η_g , выражение для которого, с учетом потерь полного давления в камере сгорания, отборов воздуха, коэффициента полноты выгорания топлива имеет вид [3]: