

# Особенности сжигания газообразного топлива в газотурбинных установках

Б.А. Рыбаков (к.т.н.), Ф.В. Тупоносков, Р.В. Пачезерцев – ООО «Глобалтехэкспорт», Москва  
В.Д. Буров (к.т.н.) – НИУ МЭИ, Москва

## In brief

### Peculiarities of gas fuel combustion in gas turbine plants.

Low NO<sub>x</sub> emission levels of gas turbine plants can be achieved without SCR units in two ways: on application of wet combustion chambers with injection of water or steam and dry combustion chambers with micro-flare staged combustion of lean air-fuel mixture. The article presents the features of dry low-emission combustion chambers application. Diffusion flame can steadily burn in the fuel mixtures of various compositions. But the density of heat flow and flow speed stability are not high. These shortcomings are eliminated by means of special stabilization of combustion and mixing augmentation. At this combustion process moves from diffusion to kinetic zone and it is followed by the increasing of sensibility of the combustion to excess of air.

## Особенности сжигания газообразного топлива в камере сгорания ГТУ

Описание основных процессов, происходящих в камерах сгорания современных ГТУ, приведено в [1], там же представлены типы камер сгорания. Низкие выбросы NO<sub>x</sub> в ГТУ без использования каталитической селективной очистки выхлопных газов можно получить в двух случаях: при применении «мокрых» КС, использующих впрыск воды или пара, и «сухих» КС – с микрофакельным ступенчатым сжиганием обедненной топливовоздушной смеси. В статье рассматривается использование «сухих» низкоэмиссионных КС.

Диффузионный факел может устойчиво гореть в смеси, имеющей разный состав, но плотность теплового потока и устойчивость скорости его истечения невелики. Эти недостатки устраняются путем искусственной стабилизации горения и интенсификации смесеобразования. Происходящее при этом смещение процесса горения из диффузионной области в кинетическую сопровождается заметным повышением его чувствительности к избытку воздуха. Классический способ выхода из этого положения – разделение воздуха на первичный и вторичный.

Температура в КС ГТУ ограничивается, с одной стороны, жаропрочностью и жаростойкостью материалов, а с другой – уровнем выбросов NO<sub>x</sub>. Для поддержания уровня температуры продуктов сгорания воздух для горения подается с большим избытком.

Температура воздуха на входе в КС зависит от степени повышения давления в компрессоре и составляет 300...350 °С, а скорость потока достигает 50 м/с. Ни один вид органического топлива при таких условиях (скорости, температуре и избытке воздуха) качественно гореть не может. Поэтому в КС выделяется первичная зона горения, в которую поступает только часть общего количества воздуха, и вторичная – зона разбавления высокотемпературных продуктов сгорания вторичным воздухом.

Стабильное горение движущейся топливовоздушной смеси возможно при равенстве скоростей потока и распространения пламени. Для обеспечения данного условия применяются различные методы турбулизации потока в зоне горения, один из них – внедрение газовых струй под углом к потоку воздуха.

## Число Воббе и динамический напор газовых струй на входе в КС

Изменение теплотворной способности топливного газа в результате изменения его состава влияет на содержание вредных веществ, производительность и стабильность горения в ГТУ. Изменение состава газа, связанное с появлением тяжелых фракций, может привести к вибрационному горению, которое ведет к разрушению элементов конструкции ГТУ. Особенно чувствительными в этом плане являются современные энергетические газовые турбины с «сухими» низкоэмиссионными горелками.

Табл. 1. Формулы числа Воббе, применяемые компаниями Alstom, GE, Siemens

Параметр	ГОСТ* При температуре +20 °С	Alstom При температуре +15 °С	GE При температуре +15,6 °С (+60 °F)	Siemens При температуре 0 °С
Плотность газа ρ(г) (кг/м³)	1	При температуре 0 °С (1,293)	При температуре +15,6 °С (+60 °F)	
Температура газа (T <sub>gas</sub> )	+20 °С	+15 °С	°Runkine	0 °С
HTC - Q(н)	МДж/м³	кДж/кг	Btu/scf	МДж/кг
Число Воббе (W <sub>I</sub> )	МДж/м³	кДж/м³		МДж/√(кг х м³)
Формула расчета	$HTC / \sqrt{[\rho(r)/\rho(b)]}$	$LHV \times \rho(r) / \sqrt{[\rho(r)/\rho(b)]}$	$MWI^{**} = LHV / \sqrt{(SG_{gas} \times T_{gas})}$ , SG <sub>gas</sub> – отн. плотность газа	$Q(n) \times \sqrt{\rho(r)}$

\*ГОСТ 22667-82 – газы горючие природные. \*\*MWI (Modified Wobbe Index) – модифицированное число Воббе.

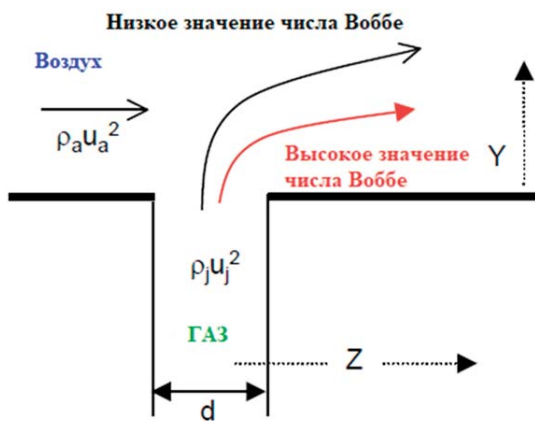


Рис. 1. Траектория струи газа в потоке воздуха

Обгорание форсунок в результате сжигания газа с изменившимся числом Воббе

Одним из основных критериев взаимозаменяемости газообразных видов топлива является число Воббе (Wobbe Index), которое рассчитывается по формуле

$$WI = Q_H / (\rho_{гн} / \rho_{вн})^{0.5},$$

где  $Q_H$  – объемная низшая теплота сгорания газа, МДж/м<sup>3</sup>;

$\rho_{гн}$  и  $\rho_{вн}$  – плотность топливного газа и атмосферного воздуха, соответственно, при нормальных условиях.

Следует отметить, что число Воббе в данном виде учитывает изменение теплоты сгорания газа и плотности при изменении состава газа, сгорающего при атмосферных условиях, то есть близких к нормальным (0 °С) или стандартным условиям (табл. 1). Поэтому оно хорошо зарекомендовало себя в качестве критерия взаимозаменяемости газообразного топлива для устройств, работающих при близких к атмосферным давлениям и температурах, таких как бытовые газовые подогревательные устройства и котельные установки. При атмосферных условиях в газообразном состоянии находятся 4 гомолога, приведенные в табл. 3.

Число Воббе позволяет учитывать одновременно изменение состава газа и перепад давления на горелочном устройстве. Особенность сжигания газа в ГТУ заключается в том, что топливный газ подается в камеру сгорания под высоким давлением. В первую очередь, давление газа перед КС определяется степенью сжатия воздуха в установке. Также оно существенно зависит от способа организации смешения газа с воздухом в камере сгорания. Так, в современных малотоксичных КС для снижения выбросов NO<sub>x</sub> и СО должно обеспечиваться более интенсивное смешение топливного газа с воздухом по сравнению со стандартными горелочными устройствами. Для этого необходим подвод газа с более высоким давлением, чтобы подавать в КС топливовоздушную смесь с более высокой скоростью.

Одним из важнейших параметров, определяющих эффективную работу камеры сгорания ГТУ, является динамический напор (динамическое давление) газовых струй. Можно доказать, что отношение величин динамических напоров газов, имеющих различный состав, обратно пропорционально квадратному корню из отношения чисел Воббе для этих газов:

$$P_{дин2} / P_{дин1} \sim [(WI)_1 / (WI)_2]^{0.5}.$$

Например, при отношении  $WI_2 / WI_1 = 1,1$  отношение динамических напоров струй газов №2 и №1 равно  $P_{дин2} / P_{дин1} = 0,82$ . Это означает, что при сжигании газа №2 в КС, разработанной для сжигания газа №1, динамический напор струй на входе в КС будет ниже, чем напор струй газа №1, на 18 %. Это может привести к ухудшению качества смешения газа с воздухом в камере сгорания ГТУ. При увеличении калорийности газа и числа Воббе при прочих равных условиях (энергия, давление и температура подводимого газа) величина динамического напора газовых струй уменьшается, и наоборот (рис. 1).

Табл. 2. Гомологи предельных углеводородов от метана (С1) до тетрадекана (С14):

Обозначение	Формула	Название	Обозначение	Формула	Название
С1	СН <sub>4</sub>	Метан	С8	С <sub>8</sub> Н <sub>18</sub>	Октан
С2	С <sub>2</sub> Н <sub>6</sub>	Этан	С9	С <sub>9</sub> Н <sub>20</sub>	Нонан
С3	С <sub>3</sub> Н <sub>8</sub>	Пропан	С10	С <sub>10</sub> Н <sub>22</sub>	Декан
С4	С <sub>4</sub> Н <sub>10</sub>	Бутан	С11	С <sub>11</sub> Н <sub>24</sub>	Ундан
С5	С <sub>5</sub> Н <sub>12</sub>	Пентан	С12	С <sub>12</sub> Н <sub>26</sub>	Додекан
С6	С <sub>6</sub> Н <sub>14</sub>	Гексан	С13	С <sub>13</sub> Н <sub>28</sub>	Тридекан
С7	С <sub>7</sub> Н <sub>16</sub>	Гептан	С14	С <sub>14</sub> Н <sub>30</sub>	Тетрадекан

Табл. 3. Параметры четырех первых гомологов предельных углеводородов: объемная и массовая низшая теплота сгорания, молекулярный вес и плотность

С <sub>n</sub> Н <sub>(2n+2)</sub>	СН <sub>4</sub>	С <sub>2</sub> Н <sub>6</sub>	С <sub>3</sub> Н <sub>8</sub>	С <sub>4</sub> Н <sub>10</sub>
Q <sub>H</sub> , МДж/м <sup>3</sup>	35,88	64,44	92,91	121,7
Q <sub>H</sub> , МДж/кг	50	47,8	46,4	45,8
М.В., г/моль	16	30	44	58
ρ, кг/м <sup>3</sup>	0,67	1,25	1,83	2,42

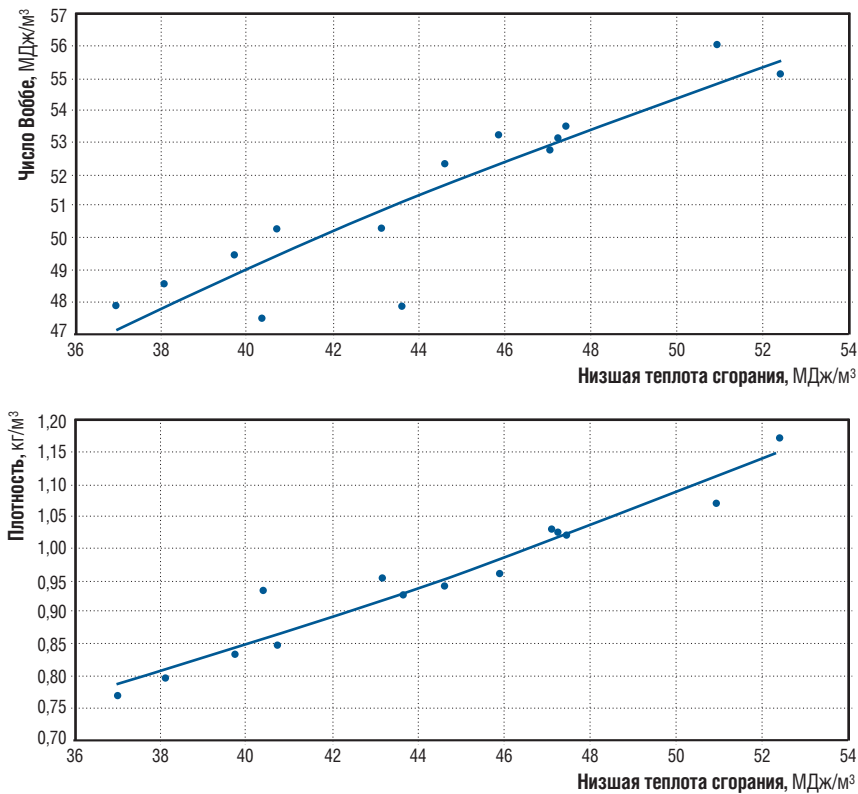


Табл. 4. Основные характеристики природного газа и сингаза (при 20 °С и 101,3 кПа)

Характеристики	Природный газ	Сингаз
Содержание компонентов, мол., %		
- метан	97,67	67,70
- этан	0,99	1,946
- пропан	0,303	0,178
- изобутан	0,050	-
- норм-бутан	0,050	1,076
- изопентан	0,0098	0,006
- норм-пентан	0,0068	0,006
- гексаны + высшие	0,0060	0,014
- гелий	-	-
- водород	-	24,228
- кислород	0,0058	0,915
- азот	0,780	3,473
- углекислый газ	0,068	0,003
- монооксид углерода	-	0,134
- этилен	-	0,254
- пропилен	-	0,033
- аллен	-	0,002
- ацетилен	-	0,016
- бутилен	-	0,018
- вутадиен 1,3	-	0,004
- бензин	-	0,012
Плотность, кг/м³	0,68	0,63
Относительная плотность	0,53	0,49
Низшая теплота сгорания, МДж/м³	33,64	29,87
Число Воббе (низшее), МДж/м³	46,20	42,67

Рис. 2, 3. Основные характеристики попутного нефтяного газа

Из рис. 2, 3 видно, что значения числа Воббе, объемной теплоты сгорания и плотности попутного нефтяного газа существенно выше чем аналогичные характеристики природного газа.

### Критерий подобия при смешении газа с воздухом в низкокэмиссионных КС

В современных ГТУ с «сухими» низкокэмиссионными камерами сгорания для организации смешения газа с воздухом часто используется внедрение газовых струй под углом 90° к основному потоку. Это способствует получению однородной смеси газа с воздухом на минимальном расстоянии от места ввода газовых струй, что позволяет сделать КС более компактной.

В 1970–80-х годах в нашей стране и за рубежом было проведено большое количество экспериментальных исследований по аэродинамическому взаимодействию струй с поперечным потоком. Одним из наиболее важных вопросов при этом был выбор параметра, определяющего развитие такой струи в поперечном потоке. Рядом исследователей было доказано, что определяющим безразмерным параметром, характеризующим данный вид течения, является параметр  $q$ , равный отношению динамических напоров струй и основного потока.

Так, в работе [2] автор показал, что определяющим является гидродинамический параметр

$$q = \rho_0 (u_0)^2 / \rho_\infty (u_\infty)^2,$$

где  $\rho_0$  и  $\rho_\infty$  – плотность газов струи и поперечного потока соответственно;  $u_0$  и  $u_\infty$  – скорость истечения струи и поперечного потока.

На основе данного параметра удалось обобщить экспериментальные данные по траектории одиночной струи в поперечном сносящем потоке воздуха. При развитии системы струй в поперечном потоке, наряду с  $q$ , важным параметром является относительный шаг между струями. Методика расчета газовых горелок, приведенная в [3], была построена на использовании понятия дальности струй  $h$  и диаметра струй  $d$ . При этом

$$h/d = k_B k_S (u_G/u_B) (\rho_G/\rho_B)^{0,5},$$

где  $k_B$  – коэффициент, учитывающий угол выхода газовых струй к воздушному потоку;  $k_S$  – коэффициент, учитывающий влияние расстояния между осями газовых струй;  $\rho_G$  и  $u_G$  – плотность и скорость, соответственно, в устье газовой струи;  $\rho_B$  и  $u_B$  – плотность и скорость воздушного потока.

При перпендикулярном вводе газовых струй в поток воздуха коэффициент  $k_B = 1$ . Комплекс  $(u_T/u_B) (\rho_T/\rho_B)^{0.5} = q^{0.5}$ , т.е. относительная дальность струй пропорциональна  $q^{0.5}$ .

В работе [4] отмечено, что важным параметром, существенно влияющим на турбулизацию смешиваемых потоков и, соответственно, на интенсивность их массообмена, является отношение импульса струй к импульсу поперечного потока. В [5] показано, что подобие профилей температур системы струй в ограниченном поперечном потоке характеризует комплекс

$$(S/H) \times J^{0.5},$$

где  $S$  – шаг (расстояние) между струями;  $H$  – высота канала;  $J$  – отношение динамических напоров струй и поперечного потока.

Из данного выражения видно, что подобие профилей температур газообразных струй в поперечном потоке также пропорционально квадратному корню из гидродинамического параметра. В [6] отмечается, что оптимальным для равномерного заполнения сечения камеры смешения является вариант, при котором

$$(g^0 u^0)^{0.5} = (0,2...0,3),$$

где  $g^0$  – отношение массовых расходов струй и поперечного потока;  $u^0$  – относительная скорость струй.

Данное выражение справедливо для отношения массовых расходов струй и основного потока  $g^0 < 0,15$ . Учитывая, что массовый расход газа равен произведению плотности  $\rho$  на скорость  $u$  и площадь сечения  $F$ , преобразуем выражение  $g^0 u^0$ :

$$[\rho_0(u_0)^2/\rho_\infty(u_\infty)^2] \times (F_0/F_\infty) = q \times (F_0/F_\infty),$$

т.е. относительный импульс струй равен произведению гидродинамического параметра на отношение площадей отверстий струй и основного потока.

Исходя из этого следует отметить, что при фиксированной геометрии смесительного устройства определяющим параметром является параметр  $q^{0.5}$ . Обширный объем исследовательских работ был посвящен данному виду течения в Московском энергетическом институте в 1980-х годах. Для обобщения экспериментальных данных, таких как скоростная и температурная траектория струи, уменьшение максимальной температуры по длине струи и энергетических потерь струи в сносимом потоке также использовался гидродинамический параметр  $q$  [7].

В [8] определялись оптимальные геометрические и режимные параметры смесительного устройства, использующего внедрение одно-

рядной системы струй в ограниченный поперечный поток. Было доказано, что при фиксированных значениях плотности и массового расхода смешиваемых газов существует связь между геометрическими параметрами и оптимальным значением параметра  $q$ . При его отклонении от оптимального значения (как в сторону увеличения, так и уменьшения) качество смешения топливного газа с воздухом ухудшается.

## Актуальное число Воббе

Учитывая вышеизложенное, можно предположить, что при изменении состава топливного газа подобие развития газовых струй в поперечном потоке воздуха будет соблюдаться при сохранении равенства динамических напоров струй исходного и измененного состава. Поскольку динамический напор газовых струй зависит не только от состава газа, но и от его параметров, имеет смысл определять число Воббе для ГТУ не при нормальных условиях, а при параметрах газа, определяемых на входе в КС.

Число Воббе, определенное для газа в реальных условиях, можно назвать актуальным числом Воббе (AWI). Актуальное число Воббе определяется из выражения

$$AWI = Q_H / (\rho_{гкс} / \rho_{вну})^{0.5},$$

где  $Q_H$  – объемная низшая теплота сгорания;  $\rho_{гкс}$  – плотность газа на входе в ГТУ;  $\rho_{вну}$  – плотность воздуха при нормальных условиях.

При использовании газа с числом Воббе, отличающимся от исходного, можно сохранить постоянной величину динамического напора газовых струй в камере сгорания с неизменяемой геометрией, изменив уровень давления и/или температуры газа перед КС так, чтобы

Табл. 5. Параметры сингаза

2014 г.

	Миним.	Средн.	Макс.
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	0,62	0,651	0,746
Низшая теплота сгорания, ккал/м <sup>3</sup>	5950	7374	7740
Низшее число Воббе, ккал/м <sup>3</sup>	7828	10399	11093

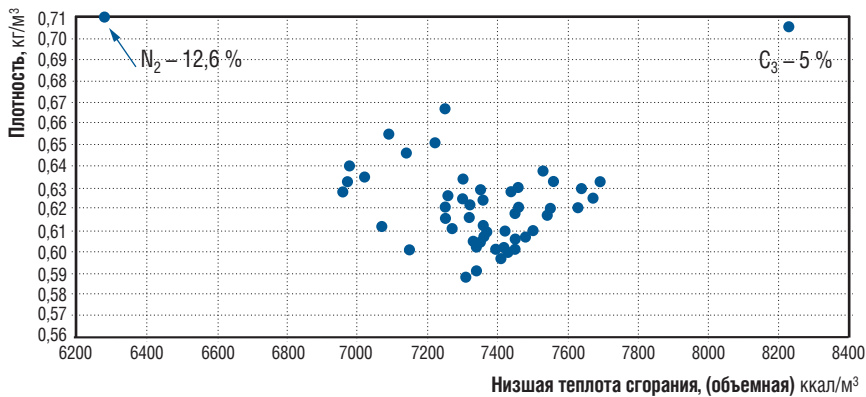
2015 г.

	Миним.	Средн.	Макс.
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	0,588	0,63	0,708
Низшая теплота сгорания, ккал/м <sup>3</sup>	6320	7208	7820
Низшее число Воббе, ккал/м <sup>3</sup>	9029	9958	10181

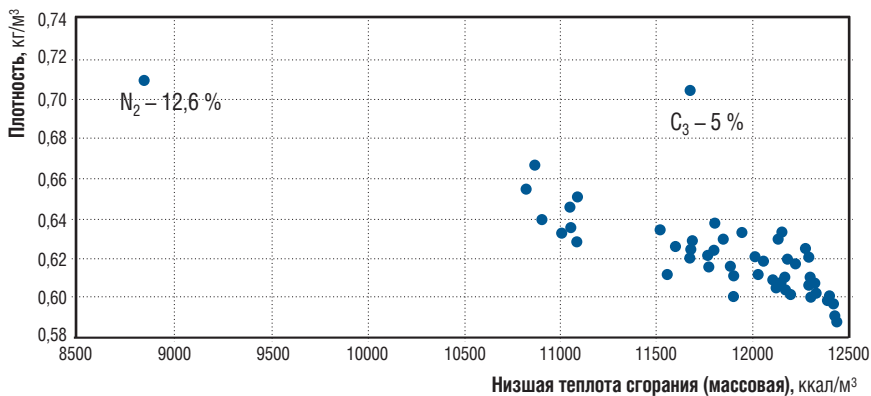
2016-2017 гг.

	Миним.	Средн.	Макс.
Плотность, кг/м <sup>3</sup>	0,588	0,651	0,71
Низшая теплота сгорания, ккал/м <sup>3</sup>	6280	7374	8230
Низшее число Воббе, ккал/м <sup>3</sup>	8164	10204	10544

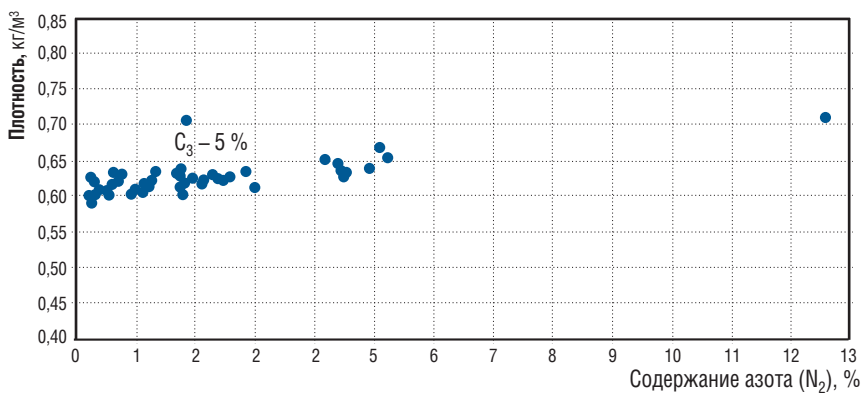




а)



б)



в)

Рис. 4. Зависимость плотности сингаза  
а) от низшей теплоты сгорания (объемной);  
б) от низшей теплоты сгорания (массовой);  
в) от содержания азота

актуальное число Воббе оставалось постоянным. С этой целью в случае поступления в ГТУ более калорийного газа можно уменьшить его давление или увеличить температуру газа перед КС (или сделать то и другое одновременно). В случае поступления менее калорийного газа можно увеличить давление газа или уменьшить его температуру перед КС (или сделать то и другое одновременно). Эти мероприятия можно осуществить без разгрузки и останова ГТУ с помощью специально разработанной системы подготовки топливного газа.

В табл. 4 приведено сравнение характеристик природного газа и сингаза. Основным существенным отличием природного газа от

сингаза является высокая концентрация водорода и низкая – метана.

Из табл. 5 и рис. 4 а,б,в видно, что плотность, объемная теплота сгорания и число Воббе сингаза изменяется в широком диапазоне. Поэтому при его сжигании, а также смеси природного газа и сингаза для надежной и безопасной работы ГТУ необходимо применять адаптивную систему подготовки топливного газа.

### Защита газовых турбин от потенциальных жидких фракций в топливном газе

В качестве топливного газа для газовых турбин должен использоваться только чистый сухой газ. Твердые примеси обычно удаляются путем фильтрации и сепарации. Более сложным является удаление жидких фракций, таких как вода и жидкие углеводороды. В случае накопления даже ничтожно малого количества конденсата в трубах, подводящих газ, возможны повреждения ГТУ. Поэтому исключительно важным является тщательное отслеживание качества газа и предотвращение образования в нем жидкой фракции. Жидкие фракции могут формироваться из конденсируемых высших углеводородов, содержащихся в топливном газе, а также из влаги водяных паров. Для того чтобы исключить их образование в топливной системе ГТУ, необходимо определить температуру точки росы как по углеводородам, так и по воде.

Температура точки росы по углеводородам – это температура, при которой формируется первая капля углеводородов при снижении температуры газа при заданном давлении. Она зависит от концентрации тяжелых углеводородов и давления топливного газа. Чем выше содержание высших углеводородов в топливном газе, тем выше температура точки росы. Расчетным путем температура точки росы по углеводородам определяется по первым 14 гомологам, приведенным в табл. 2. Зависимость от давления имеет более сложный характер. Как правило, температура точки росы имеет максимальное значение в диапазоне давлений от 20 до 40 атм, то есть давления в КС, характерного для большинства современных ГТУ.

Температура точки росы по воде связана с формированием первой капли воды при снижении температуры газа при заданном давлении. Она зависит от концентрации водяных паров в топливном газе, от давления газа и (незначительно) от его состава. Вода может соединяться с метаном и другими углеводородами в форме гидратов, которые могут образовывать гидратные пробки в топливной системе. Температура образования гидратов бывает как выше, так и

ниже температуры точки росы по углеводородам.

Жидкие углеводороды могут конденсироваться и накапливаться в низких «точках» топливной системы в течение длительного времени. При увеличении расхода газа в трубопроводе после сниженной нагрузки или останова возможно попадание жидкости в камеру сгорания. Это может привести к неконтролируемому подводу тепла, самовозгоранию и распространению пламени вверх по потоку, называемому «обратное зажигание» (flashback). Вынос жидких углеводородов в газовую турбину может вызвать повреждение элементов горячего тракта. Температура самовозгорания (без источника воспламенения) для данных жидких фракций 204...288 °С. Контакт с воздухом на выходе из компрессора ГТУ с температурой выше данной приведет к мгновенному воспламенению капель жидкости, вызывая в некоторых случаях преждевременное воспламенение топливоздушную смесь.

Для определения температуры точки росы по углеводородам можно применять расчетный метод с использованием представительной пробы газа и расширенный анализ содержания углеводородов или непосредственные замеры температуры точки росы. Небольшие количества тяжелых углеводородов выше гексана (С<sub>6</sub>) существенно повышают температуру точки росы. Применение стандартного анализа может привести к искусственному занижению температуры точки росы. Следует проводить анализ состава газа с точностью до одной миллионной части (1 ppm). Если возможно значительное изменение состава газа, то нужно использовать поточные приборы, позволяющие определять и проводить мониторинг теплотворной способности в режиме реального времени.

Применение автоматического мониторинга точки росы углеводородов исключает неопределенность, связанную с отбором образцов и проведением анализа состава газа. Появляется возможность автоматически корректировать температуру газа при изменениях точки росы в результате изменения состава газа. Кроме того, устраняется избыточный подвод тепла для перегрева газа, приводящий к возможному снижению общего КПД установки.

В современных низкоэмиссионных камерах сгорания используется предварительное смешение топливного газа и воздуха для образования однородной обедненной топливоздушной смеси и минимизации образования оксидов азота. Поскольку в ГТУ с низкоэмиссионными КС потенциальные повреждения тракта горячего газа в результате образования конденсата в топливном газе могут быть очень

существенными, системы подготовки топлива должны быть спроектированы так, чтобы исключать такие повреждения при любых эксплуатационных условиях. Оборудование для подготовки газа должно располагаться как можно ближе к газовой турбине.

Жидкие углеводороды могут конденсироваться в газопроводе после подогревателя газа, поэтому чем короче расстояние до ГТУ, тем меньше объем образующегося в газопроводе конденсата. При использовании дожимных компрессорных установок для компримирования топливного газа обычно к газовому потоку добавляется достаточный объем тепла, чтобы обеспечить необходимый перегрев газа – до температуры, существенно превышающей температуру точки росы топливного газа.

Для определения общей чувствительности системы к изменениям состава, давления, температуры и массового расхода газа должно быть проведено моделирование топливной системы в целом. Надлежащая подготовка газа принципиально важна для надежного функционирования современных ГТУ с низкоэмиссионными камерами сгорания. **D**

#### *Использованная литература*

1. Газотурбинные и парогазовые установки тепловых электростанций. Учебное пособие для вузов / С.В. Цанев, В.Д. Буров, А.Н. Ремизов; под ред. С.В. Цанева // 2-е изд., стереотип. М.: Издательский дом МЭИ, 2006. -584 с.

2. Иванов Ю.В. Эффективное сжигание надслойных горючих газов в топках. Таллин: Эстгосиздат, 1959. -328 с.

3. Михеев В.П., Федоров В.Н. Газовые щелевые горелки для природного газа. Л.: Недра, 1965. -76 с.

4. Онищик И.И. Исследование процесса смешения в модели смесителя кольцевой камеры сгорания / Теплоэнергетика. 1973, №1. С. 55-58.

5. Холдмен, Уолкер. Смешение ряда струй с поперечным потоком, ограниченным стенками / Ракетная техника и космонавтика. 1977, т. 15, №2. С. 138-145.

6. Теория турбулентных струй. Под ред. Г.Н. Абрамовича / М.: Наука, 1984. -718 с.

7. Двойнишников В.А., Хритинин А.Ф., Молчанов В.А., Трофимченко С.И. Расчет характеристик одиночной круглой струи в сносимом потоке / Изв. вузов. Энергетика. 1984, №6. С. 75-79.

8. Рыбаков Б.А. Оптимизация и разработка методов расчета процесса смешения газовых сред при внедрении системы струй в поперечный поток. Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. 1988.