

ции паров  $\gamma_{мп} = (\gamma_1 - \gamma_6) 100 / \gamma_1$ , зависят от температуры и при  $t_2 = -18^\circ\text{C}$  составляет 96%.

Основную часть конденсата сливали из теплообменника. Количество конденсата в третьем потоке вихревой трубы составляло 2-3% от общего количества. Это говорит о сравнительно небольшом брызгоуносе из теплообменника.

## В ы в о д ы

1. Получены экспериментальные данные по вихревому эффекту на сиеitez-газе производства ацетиленна.

2. Исследован процесс конденсации паров МП с помощью вихревой трубы в схеме с рекуперирующим теплообменником.

3. Показано, что несмотря на низкую термодинамическую эффективность, применение вихревой трубы для улавливания паров МП экономически выгодно.

## Л и т е р а т у р а

1. Лейтес И.Л. и др. Очистка природного газа с помощью вихревого эффекта. Труды первой научно-технической конференции Куйбышев, 1974, с.85.

2. Жидков М.А., Лейтес И.Л. и др. Очистка природного газа от сернистых соединений низкотемпературной абсорбцией конденсирующимися углеводородами. "Газовая промышленность", 1974, № 6, с.43.

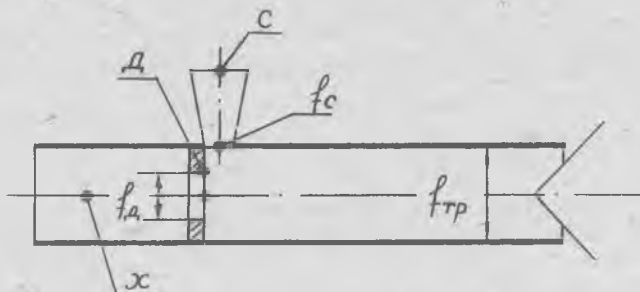
Е.Я. Соколов, А.В. Мартынов, К.Б. Немира

## РАСЧЕТ ХАРАКТЕРИСТИК ВИХРЕВОЙ ТРУБЫ

В работе [1], исходя из идеализированных законов распределения параметров газа в вихревой трубе (постоянства статических давлений и статических температур по радиусу, а также закона вращения квазитвердого вихря  $w_r/r^2 = const$ ), с помощью аналитического аппарата газодинамики было получено уравнение характеристики вихревой трубы. Это уравнение в некоторых случаях не дает достаточной точности количественных результатов.

Дальнейшее уточнение уравнения характеристики может быть получено на основе реального распределения параметров газа в вихревой

трубе по сечению диафрагмы. В соответствии с экспериментальными данными применяются следующие условия для солового сечения трубы: распределение тангенциальных скоростей в диафрагме подчиняется закону  $W_r / r^2 = const$ ; статическое давление переменено по радиусу, причем давление слоя газа на кромке диафрагмы  $p_0$  постоянно и равно давлению холодного потока газа  $p_x$  (рис.1); вихревой энергообмен завершается установлением равенства статических энтальпий газа на выходе из сопла  $i_1$  и в диафрагме  $i_2$  (рис.1).



Р и с.1. Расчетная схема вихревой трубы

Уточненное уравнение характеристики вихревой трубы получается следующим путем.

Энтальпия торможения холодного потока газа  $i_x$  равна средней энтальпии торможения осевых слоев газа в диафрагме:

$$i_x = i_2 + \frac{(W_r^a)^2 + (W_a^a)^2}{2} \quad i_1 = \frac{(W_r^a)^2 + (W_a^a)^2}{2} \quad (1)$$

где  $W_r^a$  и  $W_a^a$  - соответственно средняя тангенциальная и средняя аксиальная скорости потока газа в диафрагме.

Средняя энтальпия газа на выходе из сопла:

$$i_1 = i_0 - \frac{\lambda_{cr}^2 a_{cr}^2 \gamma_c^2}{2} = i_0 - i_c \lambda_{cr}^2 \gamma_c^2 \frac{\kappa - 1}{\kappa + 1} \quad (2)$$

где  $i_0$  - энтальпия газа на входе в сопло;  $\lambda_{cr}$  - средняя приведенная скорость газа на выходе из сопла;  $a_{cr}$  - критическая скорость газа;  $\kappa$  - показатель адиабаты газа;  $\gamma_c$  - коэффициент скорости сопла [2].

При определении средней тангенциальной скорости газа в диафрагме распределение скоростей по радиусу уточняется и описывается

реальным распределением  $W_T / z^2 = const$  (от оси вихревой трубы  $z = 0$  до радиуса диафрагмы  $z = z_d$ ) [3].

Значение  $W_T^a$  определяется интегрированием текущей тангенциальной скорости по площади диафрагмы:

$$W_T^a = \sqrt{2} \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \bar{c}_c \frac{\lambda_{c1} y_c}{2} \sqrt{\frac{f_d}{f_{mp}}}, \quad (3)$$

где  $f_d$  - площадь диафрагмы;  $f_{mp}$  - площадь поперечного сечения вихревой трубы.

Величина средней аксиальной скорости  $W_a^a$  находится из уравнения расхода холодного потока газа:

$$W_a^a = \frac{\mu G_c}{\rho_2 f_d} = \sqrt{2} \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \bar{c}_c \mu \lambda_{c1} y_c \frac{p_1}{\rho_2} \frac{f_c}{f_d q_{c1}}, \quad (4)$$

где  $\mu = G_x / G_c$  - массовая доля холодного потока газа;  $G_c$  - массовый расход, подведенный к трубе;  $p_1$  и  $p_2$  - соответственно средние статические давления газа на выходе из сопла и в диафрагме;  $f_c$  - площадь минимального сечения сопла;  $q_{c1}$  - приведенная массовая скорость газа, определяемая по параметрам на входе и на выходе из сопла, представляющего собой сопло с косым срезом [2].

Отметим, что при докритических режимах истечения газа из сопла, в уравнении (4) исчезает величина  $q_{c1}$ .

В результате решения уравнений (1), (2), (3) и (4) находится уточненное уравнение характеристики вихревой трубы:

$$\Delta l_x - \bar{c}_c \lambda_{c1}^2 y_c^2 \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \left( 1 - 0,25 \frac{f_d}{f_{mp}} - \mu^2 \frac{p_1^2}{\rho_2^2} \frac{f_d}{f_d^2 q_{c1}^2} \right). \quad (5)$$

При расчете рабочих характеристик вихревой трубы, как правило, известны  $\bar{c}_c$ ,  $\rho_c$ ,  $\rho_x$ ,  $f_c$ ,  $f_d$ ,  $f_{mp}$ . Для решения уравнения (5) необходимо знать средние статические давления  $p_1$  и  $p_2$ .

Распределение статического давления по радиусу соплового сечения вихревой трубы определяется с помощью уравнения радиального равновесия газа [2]:

$$\frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dz} = \frac{W_T^2}{z} \quad (6)$$

Плотность газа в уравнении (6) можно найти из выражения для распределения статической энтальпии по радиусу:

$$\bar{c} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_1}{\rho_1} = const. \quad (7)$$

При решении системы уравнений (6) и (7) статические давления  $p_1$  и  $p_2$  выражались через статическое давление на кромке диафрагмы  $p_d$ , как опорной точки.

Среднее статическое давление газа на выходе из сопла  $P_I$  :

$$F_I = P_d \exp \left[ \frac{\kappa M_I^2}{2} \left( 1 - \frac{f_d}{f_{np}} \right) \right], \quad (8)$$

где  $M_I$  - среднее число Маха на выходе из сопла.

В уравнении (8) давление  $P_I$  определяется методом последовательных приближений. Принимается  $P_I = \sqrt{P_c \cdot P_x}$ , затем определяется  $P_{c1} = P_I / P_2$ , после чего по  $P_{c1}$  с помощью таблиц газодинамических функций находится  $M_I$ , которое подставляется в уравнение (8). При несовпадении значения правой части уравнения (8) с ранее принятым значением  $P_I$  задается новое значение  $P_I$  и проверочный расчет повторяется.

Среднее статическое давление осевых слоев газа в диафрагме  $P_E$  определяется интегрированием текущего значения давления по площади диафрагмы

$$P_E = P_d \exp \left[ - \frac{\kappa M_I^2}{6} \frac{f_d}{f_{np}} \right]. \quad (9)$$

В уравнениях (8) и (9) при докритических режимах истечения газа из диафрагмы с достаточной точностью может быть принято, что давление  $P_d$  равно давлению холодного потока газа, т.е.  $P_d = P_x$ . Это допущение принимается на основании экспериментальных данных [3]. При критических режимах значение  $P_d$  определяется по формулам работы [1].

Сопоставление расчетных характеристик с опытными данными показывает, что уточненное уравнение характеристики дает лучшую сходимость, чем уравнение характеристики [1].

#### Л и т е р а т у р а

1. С о к о л о в Е.Я. Характеристика вихревой трубы. "Теплоэнергетика", 1966, № 7, с.62-67.
2. Д о й ч М.Е. Техническая газодинамика. М., "Энергия", 1974.
3. М а р т ы н о в А.В., Б р о д я н с к и й В.М. В сб.: Исследование нестационарного тепло- и массообмена", Минск, "Наука и техника", 1966, с. 136-142.