

ции паров $\gamma_{мп} = (y_1 - y_6) 100 / y_1$, 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.

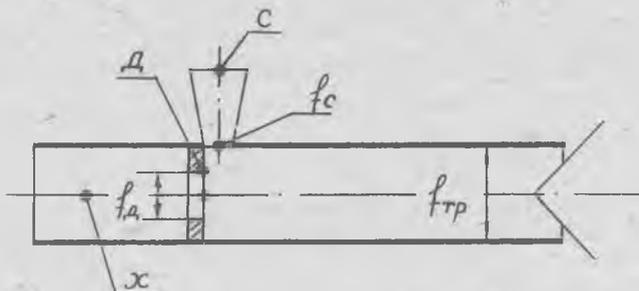
Е.Я. Соколов, А.В. Мартынов, К.Б. Немира

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:

$$i_1 = i_0 - \frac{\lambda_{01}^2 a_{cr}^2 \gamma_c^2}{2} = i_0 - i_c \lambda_{01}^2 \gamma_c^2 \frac{\kappa-1}{\kappa+1} \quad (2)$$

где i_0 - энтальпия газа на входе в сопло; λ_{01} - средняя приведенная скорость газа на выходе из сопла; a_{cr} - критическая скорость газа; κ - показатель адиабаты газа; γ_c - коэффициент скорости сопла [2].

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

реальным распределением $W_T / v^2 = const$ (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:

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

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:

$$W_A^A = \frac{\mu G_c}{\rho_2 f_d} = \sqrt{2 \frac{\kappa-1}{\kappa+1}} \bar{v}_c \mu \lambda_{c1} \gamma_c \frac{P_1}{\rho_2} \frac{f_c}{f_d \gamma_{c1}}, \quad (4)$$

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; γ_{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 γ_{c1} .

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

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

При расчете рабочих характеристик вихревой трубы, как правило, известны \bar{v}_c , ρ_c , ρ_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:

$$\bar{v}_c = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P}{\rho} = \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{P_1}{\rho_1} = const. \quad (7)$$

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_1 :

$$F_1 = P_d \exp \left[\frac{\kappa M_1^2}{2} \left(1 - \frac{f_d}{f_{оп}} \right) \right], \quad (8)$$

где M_1 - среднее число Маха на выходе из сопла.

В уравнении (8) давление P_1 определяется методом последовательных приближений. Принимается $P_1 = \sqrt{P_c \cdot P_x}$, затем определяется $P_{c1} = P_1 / P_2$, после чего по P_{c1} с помощью таблиц газодинамических функций находится M_1 , которое подставляется в уравнение (8). При несовпадении значения правой части уравнения (8) с ранее принятым значением P_1 задается новое значение P_1 и проверочный расчет повторяется.

Среднее статическое давление осевых слоев газа в диафрагме P_2 определяется интегрированием текущего значения давления по площади диафрагмы

$$P_2 = P_d \exp \left[- \frac{\kappa M_1^2}{6} \frac{f_d}{f_{оп}} \right]. \quad (9)$$

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.