

# ИНТЕНСИВНОСТЬ КРУТКИ ВОЗДУШНОГО ПОТОКА В ВИХРЕВЫХ ГОРЕЛКАХ

Инж. Р.Б. АХМЕДОВ

Всесоюзный теплотехнический институт

**Приведены простые формулы, с помощью которых можно производить сравнительный анализ различных горелочных устройств при одинаковой интенсивности крутки**

В котельно-топочной технике широко применяются горелки, в которых воздушный поток получает вращательное движение. В литературе такие горелки часто называют турбулентными или круглыми. Ни то, ни другое название нельзя признать удачным, так как оба они весьма условны. Действительно, факел любой промышленной горелки представляет собой турбулентный поток, и с этой точки зрения любая горелка является турбулентной. Вторым термином также плохо характеризует эти горелки, так как круглая горелка может быть не только выдающей закрученный поток, но и прямооточный. Правильнее, по-видимому, было бы называть такие горелки горелками вихревого типа или просто вихревыми, имея в виду, что выдаваемая горелкой топливно-воздушная смесь представляет собой закрученный поток или вихрь (Л.1).

Закрутка воздушного потока интенсифицирует процессы перемешивания топлива с воздухом, стабилизирует фронт горения за счет подсоса горячих газов из топки, способствует более равномерной выдаче воздуха по окружности, уменьшает дальноточность факела и облегчает работу на пониженных нагрузках. Этим объясняется широкое распространение горелок вихревого вида.

Аэродинамические характеристики вихревых горелок, как, например, их гидравлические сопротивления, структура и скоростная неравномерность воздушного потока, находятся в сильной зависимости от интенсивности закрученности потока. Поэтому при сравнении указанных характеристик для различных устройств интенсивность крутки потока должна быть одинакова. Разумеется, что при таком сравнении относительная длина горловины горелки и форма амбразуры также должны быть одинаковыми.

Однако в настоящее время отсутствует методика, которая позволяла бы оценивать интенсивность закрученности потока различных горелочных устройств в сопоставимых единицах. Это лишает возможности объективно сравнивать различные конструкции горелок между собой и тем самым препятствует прогрессу в их совершенствовании.

Известные четыре основных способа подвода воздуха в горловину горелки в целях его закрутки: тангенциальный простой (рис. 1); тангенциальный улиточный (рис. 2); тангенциальный лопаточный (рис. 3); аксиальный лопаточный (рис. 4). Для характеристики закрученности потока в горелках с простым и улиточным тангенциальным подводом Д. Н. Ляховский [Л. 2—4] и И. Я. Сигал [Л. 5, 6] пользуются соотношением

$$n = \frac{ab}{d^2} \quad (1)$$

Где  $a$  — ширина входного патрубка;

$b$  — длина входного патрубка (вдоль оси);

$d$  — диаметр цилиндрического канала (горловины) горелки.

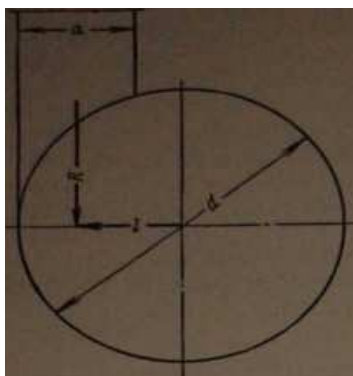


Рис. 1. Схема горелки с простым тангенциальным подводом

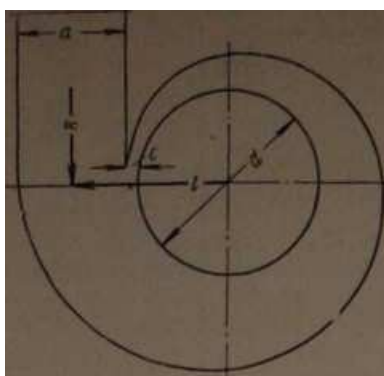


Рис. 2. Схема горелки с улиточным тангенциальным подводом

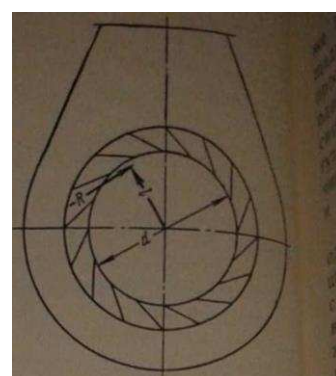


Рис. 3. Схема горелки с тангенциальным лопаточным подводом

На первый взгляд эта формула может характеризовать интенсивность закрученности потока. Действительно, произведение  $ab$  представляет собой площадь поперечного сечения входного патрубка, величина  $d^2$  является характеристикой площади поперечного сечения горловины горелки.

Таким образом,

$$\frac{ab}{d^2} = \frac{w_a}{w_t} \quad (2)$$

или ее обратная величина

$$\frac{d^2}{ab} = \frac{w_t}{w_a}$$

Где  $w_t$  — средняя скорость воздуха в горелке;  
 $w_a$  — средняя скорость в горловине горелки.

Момент количества движения относительно оси закрученного потока можно выразить следующим образом:

$$M = \rho Q w_t l \quad (3)$$

Где  $\rho$ —плотность воздуха;  
 $Q$  — расход воздуха;  
 $w_t$  — средняя скорость потока в тангенциальном направлении;  
 $l$  — расстояние от центра вращения потока до точки, в которой приложена равнодействующая (или равнодействующие) скорости потока в тангенциальном направлении.

Поскольку для любой горелки с цилиндрической горловиной

$$Q = \pi r^2 w_a \quad (4)$$

то

$$M = \pi \rho w_a w_t r^2 l \quad (5)$$

Однако для горелок с одним и тем же значением диаметра горловины величина  $l$  не одинакова. Для горелки с простым тангенциальным подводом (рис. 1)

$$l = r - \frac{a}{2} \quad (6)$$

а для горелки с улиточным тангенциальным подводом (рис. 2)

$$l = r + \frac{a}{2} + c \quad (7)$$

Где  $r$ — радиус горловины горелки;  
 $a$ —ширина входного патрубка горелки;  
 $l$  — наименьшее расстояние между продолжением внутренней стенки подводящего патрубка и горловиной горелки (в случае применения языкового шибера в горелке с улиточным подводом, величина  $c$  зависит также от его положения).

Тогда приложенный момент количества движения относительно оси закрученного потока для горелки с простым тангенциальным подводом воздуха будет равен:

$$M = \pi \rho w_a w_t r^2 \left( r - \frac{a}{2} \right) \quad (8)$$

а для горелки с улиточным тангенциальным подводом воздуха

$$M = \pi \rho w_a w_t r^2 \left( r + \frac{a}{2} + c \right) \quad (9)$$

Таким образом, для указанных горелок одинакового калибра одна и та же скорость во входном патрубке еще не свидетельствует о том, что интенсивность закрученного потока в этих горелках одинакова. Следовательно, величина  $ab/d^2$  не может быть использована для сравнительной оценки горелок с простым и улиточным тангенциальным подводом.

Покажем, что величину  $ab/d^2$  нельзя применять и для сравнительной оценки горелок одного и того

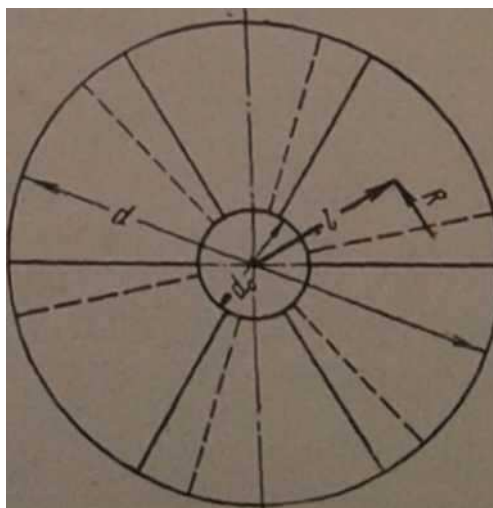


Рис. 4. Схема горелки с аксиальным лопаточным подводом.

же типа. Величина  $ab$  характеризует собой площадь входного патрубка горелки с тангенциальным простым или улиточным подводом. Но ведь при одной и той же площади входного патрубка относительные размеры  $a$  и  $l$  для разных горелок могут сильно отличаться. Вместе с изменением величины  $a$  (см. формулы (в) и (9)) будет изменяться и величина крутящего момента.

В [Л. 2] приводятся данные, по которым при одном и том же значении  $ab/d^2$  величина коэффициента гидравлического сопротивления горелок с улиточным и тангенциальным простым подводом воздуха зависит от отношения  $a/l$ . Это подтверждает то, что с изменением величины  $a$  изменяется крутящий момент.

Проведенные автором наблюдения над улиточным тангенциальным подводом с каналом равной скорости выявили, что величина скорости в канале возрастает от периферии к центру и на границе с цилиндрическим каналом превышает среднюю скорость ввода воздуха во входной патрубков горелки.

Для горелок с тангенциальным лопаточным подводом расстояние  $l$  зависит от угла наклона лопаток. Под углом наклона лопаток в данном случае будем подразумевать угол, образованный лопаткой с касательной к внутренней окружности лопаточного аппарата, проходящей через выходную кромку лопатки. На основании рис.5 можно написать следующее выражение:

$$l = r \cdot \cos \alpha \quad (10)$$

Для удобства графического изображения величины  $I$  она получена по направлению лопатки. Легко видеть, что то же самое значение величины  $I$  получится, если взять среднее направление потока между лопатками. Отсюда

$$M = \pi \rho w_a w_t r^2 \cos \alpha$$

или

$$M = \pi \rho w_a w_t r^3 \cos \alpha \quad (11)$$

Для горелки с аксиальным лопаточным подводом (рис. 4) расстояние  $l$  от центра до окружности, в которой находятся точки приложения равнодействующих скорости потока, находится из следующего предположения. Указанная окружность должна делить площадь между горловиной и внутренним кольцом для крепления лопаток на равновеликие площади. Тогда

$$\pi(l^2 - l_0^2) = \pi(r^2 - l^2) \quad (12)$$

Отсюда

$$l = \sqrt{\frac{(r^2 - r_0^2)}{2}} \quad (13)$$

где  $r$  — радиус горловины горелки;

$r_0$  — радиус внутреннего кольца для крепления лопаток.

Следовательно, момент количества движения

$$M = \pi \rho w_a w_t r^2 \sqrt{\frac{(r^2 - r_0^2)}{2}} \quad (14)$$

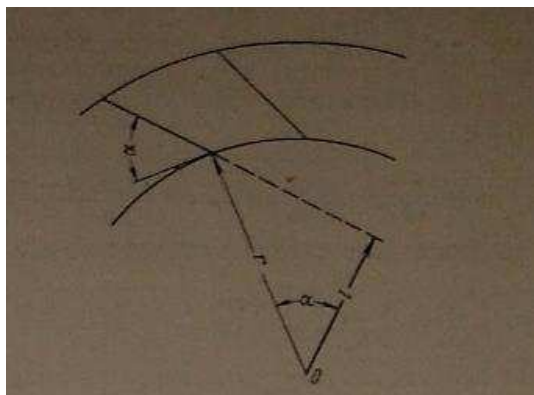


Рис.5 Элемент завихряющего устройства горелки с тангенциальным лопаточным подводом

Тангенциальная составляющая средней скорости воздушного потока при аксиальном лопаточном подводе будет, очевидно

$$w_t = w_a \cdot tg\alpha \quad (15)$$

где  $\alpha$  — угол наклона лопатки относительно оси горелки.

Для завихривающих устройств с переменным шагом лопаток угол наклона в целях упрощения можно принять тот, который составляет образующая поверхности лопатки относительно оси горелки на расстоянии от центра  $l$ .

Подставляя значение  $w_t$  из формулы (15) в формулу (14), получим:

$$M = \pi \rho w_a w_t tg\alpha \sqrt{\frac{(r^2 - r_0^2)}{2}} \quad (16)$$

Количество движения в потоке воздуха, выходящего из любой горелки с цилиндрическим устьем, будет равно

$$K = \rho Q w_a$$

или, подставляя значение  $Q$  из формулы (4), получим

$$K = \pi \rho w_a^2 r^2 \quad (17)$$

Тогда интенсивность крутки потока можно было бы характеризовать отношением момента количества движения к количеству движения воздушного потока. Из сопоставления формул (8), (9), (11) и (16) с формулой (47) можно заключить, что линейная величина  $\gamma$  в формулах для момента количества движения на порядок выше, чем в формуле для количества движения потока. Поэтому, для того чтобы указанное отношение было безразмерным, введем в знаменатель этого отношения характерную величину  $g$ . Кроме того, для упрощения конечных формул умножим это отношение на величину  $4/l$ . Тогда интенсивность крутки будет равна:

$$n = \frac{4M}{\pi K r} \quad (18)$$

Аналогичная характеристика была предложена Д. Н. Ляховским еще в 1955 г. [Л. 4] и может дать основу для сравнительной оценки закрученности потока в различных конструкциях горелочных устройств. Тогда для простого тангенциального подвода устройств. Тогда интенсивность крутки потока  $S$  горелок с простым тангенциальным подводом

$$n = \frac{4M}{\pi Kr} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{w_t}{w_a} \cdot \frac{r - \frac{a}{2}}{r} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{w_t}{w_a} \cdot \frac{d-a}{d} \quad (19)$$

Для улиточного тангенциального подвода

$$n = \frac{4M}{\pi Kr} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{w_t}{w_a} \cdot \frac{r + \frac{a}{2} + c}{r} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{w_t}{w_a} \cdot \frac{d+a+2c}{d} \quad (20)$$

Для лопаточного тангенциального подвода

$$n = \frac{4M}{\pi Kr} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{w_t}{w_a} \cdot \frac{r \cdot \cos \alpha}{r} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{w_t}{w_a} \cdot \cos \alpha \quad (21)$$

И для аксиального лопаточного подвода

$$n = \frac{4M}{\pi Kr} = \frac{4}{\pi} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sqrt{\frac{r-r_0^2}{2}} = \frac{4}{\pi} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sqrt{\frac{d-d_0^2}{2}} \quad (22)$$

Для улиточного и простого тангенциального подводов

$$\frac{w_t}{w_a} = \frac{\pi d^2}{4ab} \quad (23)$$

а для лопаточного тангенциального подвода

$$\frac{w_t}{w_a} = \frac{\pi d^2}{4Lm\varepsilon} \quad (24)$$

где  $L$ —длина лопаток (вдоль оси);

$m$  — число лопаток;

$\varepsilon$ — наименьшее расстояние между лопатками.

Пользуясь этими формулами, получим значения интенсивности крутки потока в зависимости лишь от конструктивных размеров горелочных устройств. Тогда интенсивность крутки потока для горелок с простым тангенциальным подводом

$$n = \frac{d(d-a)}{ab} \quad (25)$$

для горелок с улиточным тангенциальным подводом

$$n = \frac{d(d+a+2c)}{ab} \quad (26)$$

для горелок с лопаточным тангенциальным подводом

$$n = \frac{d^2}{Lm\varepsilon} \cos\alpha \quad (27)$$

для горелок с лопаточным аксиальным подводом

$$n = \frac{4tg\alpha}{\pi d} \sqrt{\frac{d-d_0^2}{2}} \quad (28)$$

Приведенные простые формулы позволят легко производить сравнительный анализ различных горелочных устройств при одинаковой интенсивности крутки.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Большая Советская энциклопедия. Изд. 2, т. 8, 195
2. Д. Н. Ляховский. Влияние конструктивных параметров парметров круглых горелок на их сопротивление и аэродинамику факела. Кн. 2, вып. I. Машгиз, 1947.
3. Д. Н. Ляховский. «Котлотурбостроение» №
4. Д. Н. Ляховский. Теория и практика сжигания газа. Гостехиздат, 1958.
5. И. Я. Сигал и Г. Ф. Найденков. «Газовая промышленность» № 6, 1959.
6. И. Я. Сигал. Газогорелочные устройства котельных установок. Укртехиздат. 1961.