

УДК 532.516:536.24.01

Халатов А.А.,¹ Борисов И.И.,¹ Дашевский Ю.Я.,² Северин С.Д.¹¹Институт технической теплофизики НАН Украины²ГП НПКГ «Зоря Машипроект»ГИДРОДИНАМИКА ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА В ТРУБЕ С ДВУМЯ
ТАНГЕНЦИАЛЬНЫМИ ЗАВИХРИТЕЛЯМИ И 90° - ПОВОРОТОМ НА ВЫХОДЕ

Наведено результати експериментального дослідження гідродинаміки закрученого потоку в циліндричному каналі з двома розподіленими по довжині тангенціальними завихрювачами, подачею додаткового повітря в торцеву область каналу та 90° поворотом потоку на виході. Визначено локальні та інтегральні параметри закрученого потоку, а також гідравлічні втрати в каналі, в тангенціальних завихрювачах і в повороті на виході з каналу.

Представлены результаты экспериментального исследования гидродинамики закрученного потока в цилиндрическом канале с двумя распределенными по длине тангенциальными завихрителями, подачей дополнительного воздуха в торцевую область канала и 90° поворотом потока на выходе. Определены локальные и интегральные параметры закрученного потока, а также гидравлические потери в канале, в тангенциальных завихрителях и в повороте на выходе из канала.

The results of experimental studies of swirling flow hydrodynamics in a cylindrical channel with two tangential swirl flow generators distributed along the channel length, additional air admission in the end-wall area and 90 degree outlet bend are presented. The local and total swirl flow parameters, as well as hydraulic losses, in the channel, tangential swirl generators and outlet bend are determined.

b – ширина щели завихрителя;
 d – диаметр канала;
 F – площадь сечения канала;
 G – массовый расход;
 k – коэффициент расхода;
 l – длина участка канала;
 L – общая длина канала;
 P – давление;
 Re – число Рейнольдса;
 r – радиальная координата;
 R – радиус канала;
 t – шаг спирали закрученного потока на стенке канала;
 w – скорость;
 x – продольная координата;
 β – угол подачи воздушного потока;
 ζ – коэффициент местного сопротивления;
 λ – коэффициент гидравлического сопротивления;
 ρ – плотность;
 ε – корректирующий множитель;
 φ – угол закрутки потока;
 Φ – параметр закрутки потока.

Индексы верхние:

* – полные параметры потока;
 γ – гаметрический параметр.

Индексы нижние:

0 – параметры осевого (незакрученного) потока;
 1 – параметры на участке между завихрителями, параметры первого завихрителя;
 2 – параметры на участке за вторым завихрителем, параметры второго завихрителя;
 w – параметры на стенке;
 x – параметры по продольной координате;
 φ – параметры закрученного потока; угловая координата;
 vx – параметры на входе;
 $вых$ – параметры на выходе из канала;
 $абс$ – абсолютное значение параметра;
 d – параметры дополнительного потока;
 $изб$ – избыточный;
 $ср$ – средний;
 $щ$ – параметры в щели завихрителя.

Введение

В работах [1, 2] представлены результаты экспериментального исследования гидродинамики закрученного воздушного потока в цилиндрическом канале относительной длиной $L/d = 15,6$. В обоих случаях использовалась наклонно-тангенциальная подача воздушного потока ($\beta_1 = 60^\circ$), для уменьшения гидравлических потерь в области завихрителя в торцевой стенке трубы под углом 45 градусов в направлении закрутки потока подавался дополнительный поток воздуха. В работе [1] был рассмотрен канал с открытым выходом потока, а в работе [2] на выходе из канала устанавливался 90° поворот, который отражал конструктивные особенности системы внутреннего охлаждения лопатки газовой турбины.

Исследования, выполненные в работах [1, 2], показали, что использование только одного тангенциального завихрителя ограничивает расходные характеристики канала и приводит к большим гидравлическим потерям в тангенциальном завихрителе. Поэтому задачей настоящей работы является дальнейшее изучение циклонного охлаждения в части экспериментального исследования гидродинамики воздушного потока в цилиндрическом канале с двумя распределенными по длине тангенциальными завихрителями, подачей дополнительного воздуха в торцевую область канала и 90° поворотом потока на выходе. Как и в работах [1, 2], поток в первый завихритель подавался наклонно под углом $\beta_1 = 60^\circ$. Полученные экспериментальные данные, имея самостоятельное теоретическое значение, могут быть использованы также как основа для совершенствования алгоритмов компьютерного моделирования циклонного охлаждения лопаток газовой турбины.

Экспериментальная установка и система измерений

Экспериментальное исследование выполнено на установке, схема которой приведена в работе [1]. Как и в работах [1, 2], экспериментальный участок (рис. 1) представляет собой прозрачный (оргстекло) цилиндрический ка-

нал диаметром $d = 20$ мм и длиной $l = 260$ мм ($l/d = 13,0$). Воздушный поток, поступающий в распределительный канал (№ 2), самопроизвольно перераспределяется между двумя завихрителями (№ 1 и № 2). В настоящей работе представлены результаты исследований при полностью закрытом канале № 2 ($G_2^* = 0$), т.е. весь воздух, поступивший в канал № 2, проходил через оба завихрителя и далее через 90° поворот выбрасывался в окружающее пространство. Дополнительный поток воздуха подавался в торцевую область экспериментального канала №1.

Экспериментальный канал №1 состоит из завихрителя №1, двух прозрачных цилиндрических участков (оргстекло), между которыми расположен завихритель №2. Суммарная длина канала (расстояние от среза завихрителя №1 до поворота) примерно соответствует длине канала для ранее исследованной схемы с одним завихрителем и 90° поворотом [2]. Относительная длина канала между первым и вторым завихрителями (l_1/d) составляет $6,3$, а между вторым завихрителем и выходным поворотом (l_2/d) – $5,4$. Основные параметры экспериментального участка приведены в таблице.

Первый тангенциальный завихритель, как и в работах [1, 2], представляет собой прямоугольную щель высотой $h_1 = 5$ мм и длиной $b_1 = 59$ мм ($b_1/h_1 = 11,8$). Воздушный поток в него подавался наклонно под углом $\beta_1 = 60^\circ$ к оси щели завихрителя (рис. 1), что формирует наклонно-тангенциальную закрутку потока. У второго завихрителя щель имеет скругленные боковые кромки; ее размеры – высота $h = 5$ мм и эквивалентная длина $b_2 = 25,5$ мм ($b_2/h = 5,1$), которая определялась делением площади проходного сечения щели на ее высоту.

Диаметр цилиндрического отверстия в торцевой области канала для подачи дополнительного потока (рис. 1) составляет 5 мм; оно располагается на расстоянии $r_d = 5$ мм от оси канала и выполнено под углом 45° в направлении закрутки потока. Выходной 90° поворот (рис. 1) описан в работе [2], размеры выходной щели прямоугольного сечения составля-

ют $b_{\text{ВЫХ}} = 37,5$ мм и $h_{\text{ВЫХ}} = 15$ мм, а отношение площадей выходного канала (после поворота) и экспериментального канала равно 1,70. Отно-

шение суммарной площади двух завихрителей к площади выходного сечения 90°-поворота составляет 0,75.

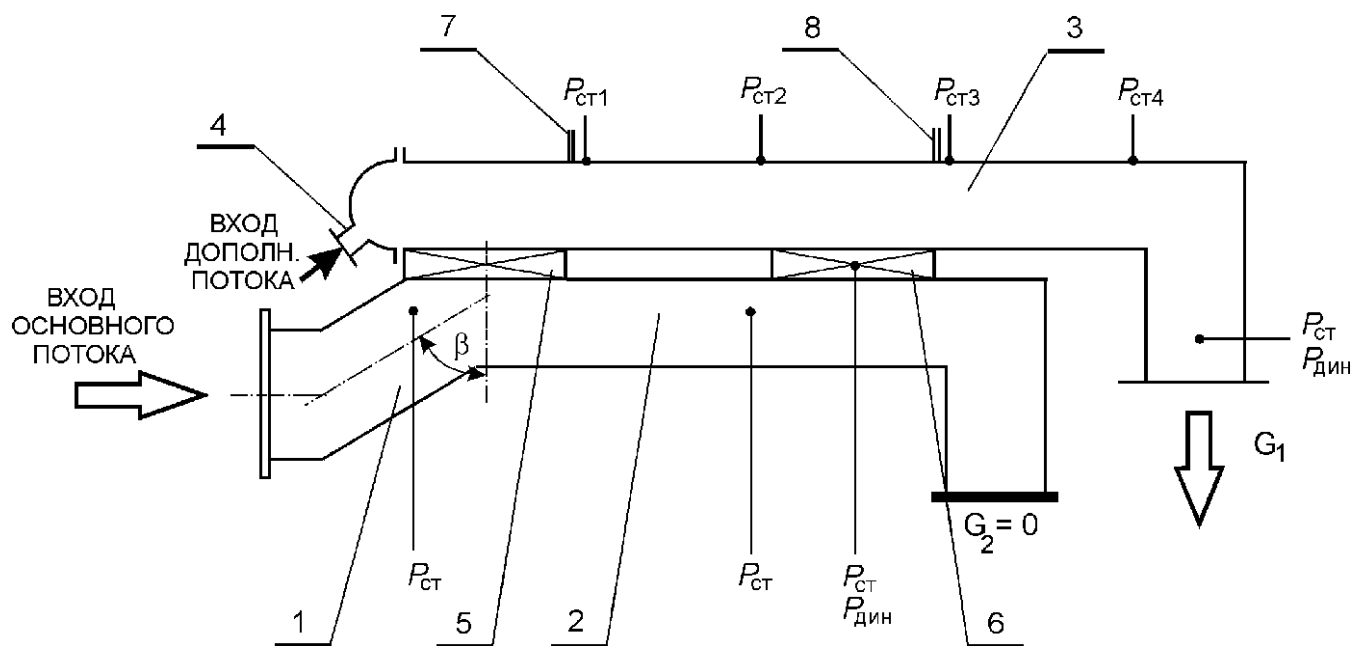


Рис. 1. Схема экспериментального участка для исследования гидродинамики закрученного потока в трубе с двумя завихрителями:

- 1 – входной патрубок; 2 – распределительный канал (канал № 2);
3 – основной цилиндрический канал (канал № 1); 4 – патрубок ввода дополнительного потока; 5 – тангенциальный завихритель № 1;
6 – тангенциальный завихритель № 2; 7, 8 – трубки ввода жидкости для визуализации потока и измерения угла закрутки потока.

В канале № 2 перед первым и вторым завихрителями выполнены отверстия для измерения избыточного статического давления (рис. 1). Дополнительные четыре отверстия диаметром 0,8 мм для отбора избыточного статического давления сделаны на стенке канала № 1 (рис. 2; таблица); там же предусмотрены отверстия для подачи подкрашенной жидкости внутрь канала для измерения поверхностного угла закрутки потока, который определялся на основе измерений шага спирали струйки жидкости на внутренней поверхности канала. Для расчета поверхностного угла закрутки использовалось уравнение $\varphi_w = \arctg(\pi \cdot d/t)$, где d – диаметр канала, t – шаг закрученной спи-

рали на поверхности трубы при ее повороте на 360°. На участке канала № 1 за вторым завихрителем была предусмотрена возможность установки координатного устройства с зондом для измерения профиля избыточного полного давления и углов потока по радиусу канала.

Эксперименты выполнены при трёх значениях расхода воздуха на входе в канал № 2 ($G_{\text{вх}} = G_{\text{завихр 1}} + G_{\text{завихр 2}}$) равных 18,8, 27,4 и 29,7 г/с. Относительный расход воздуха через дополнительный канал $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}}$ изменялся в диапазоне от 0 до 0,16. Среднерасходное число Рейнольдса ($Re_{\text{д}}$), рассчитанное по суммарному расходу воздуха, в канале № 1 изменя-

лось в диапазоне от 46640 до 107510 и соответствовало турбулентному режиму течения.

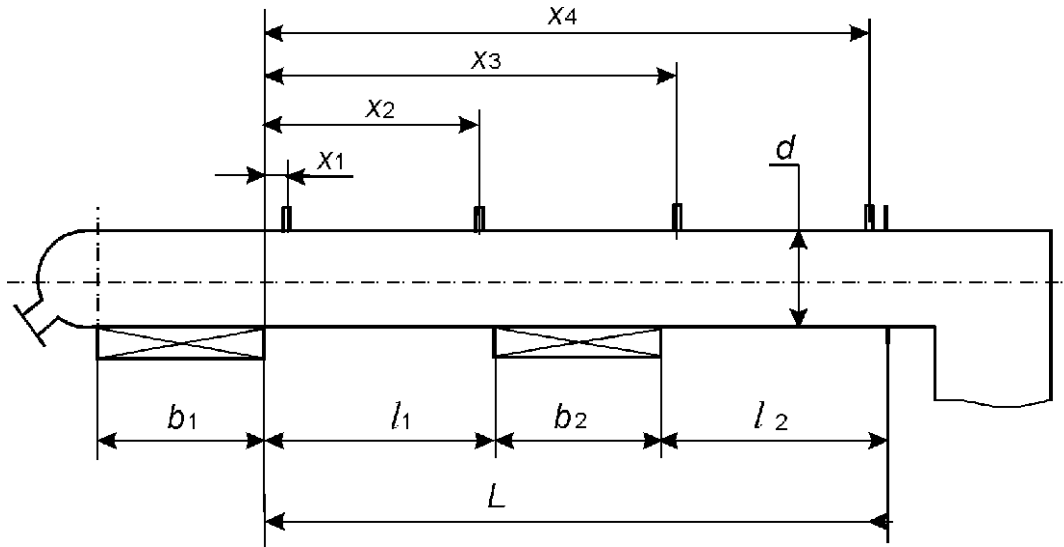


Рис. 2. Экспериментальный участок с двумя тангенциальными завихрителями. Координаты $x_1 - x_4$ соответствуют точкам отбора статического давления на стенке канала (таблица).

Таблица. Основные геометрические размеры экспериментального участка

Параметр	d мм	h мм	β град	b_1 мм	b_2 мм	L мм	l_1 мм	l_2 мм	x_1 мм	x_2 мм	x_3 мм	x_4 мм
Значение параметра	20	5	60	59	25,5	260	126,5	108	32	81	175	242

Локальные и осредненные параметры закрученного потока

Расходные характеристики завихрителей. Перед началом основных экспериментов определялись расходные характеристики завихрителей. Расход воздуха через второй завихритель определялся миниатюрным датчиком скоростного напора, установленным в щели завихрителя и калиброванным с помощью расходомера SMC PF2A703H (Япония) при полностью закрытой щели завихрителя №1. В результате калибровки датчика находился коэффициент k_* в уравнении

$$G = k_* \sqrt{\frac{P \cdot \Delta P}{T}}, \text{ где } P \text{ и } \Delta P - \text{ абсолютное статическое}$$

давление и скоростной напор ($P^* - P$) в щели завихрителя № 2, T – абсолютная температура воздуха (измерялась хромель-алюмелевой термопарой). Это соотношение является производным от общепринятого уравнения

$G = k \sqrt{\Delta P \cdot \rho}$, в настоящих экспериментах оно использовалось для упрощения обработки опытных данных поскольку в него подставляются непосредственно измеряемые параметры. Расход воздуха через первый завихритель определялся как разность расходов воздуха на входе в экспериментальный участок и завихритель № 2 в соответствии с уравнением

$$G_{\text{завихр 1}} = G_{\text{вх}} - G_{\text{завихр 2}}$$

Эксперименты показали, что при закрытом выходе из канала №2 соотношение расходов через первый и второй завихрители сохраняется примерно постоянным в широком диапазоне изменения расхода воздуха G_v и отношения $G_d/G_{вх}$. Расход через первый завихритель составляет в среднем 70 % от суммарного расхода, а расход через второй завихритель – 30 %.

Угол закрутки потока. На рис. 3 представлен осредненный по длине поверхностный угол закрутки потока в зависимости от отношения $G_d/G_{вх}$. На участке между тангенциальными завихрителями (рис. 3,а) при измене-

нии относительного дополнительного расхода $G_d/G_{вх}$ от 0 до 0,03 интенсивность закрутки незначительно возрастает, но затем быстро уменьшается. Среднее значение тангенса угла закрутки потока $\text{tg}\varphi_{\text{ср}}$ в этой области составляет 1,35, что на 19,5 % больше, чем в канале с одним завихрителем на входе [1]. Рост интенсивности закрутки потока происходит за счет дросселирующего (обратного) влияния второго завихрителя на структуру потока на участке между двумя завихрителями, что приводит к перераспределению осевой и окружной составляющих вектора абсолютной скорости закрученного потока.

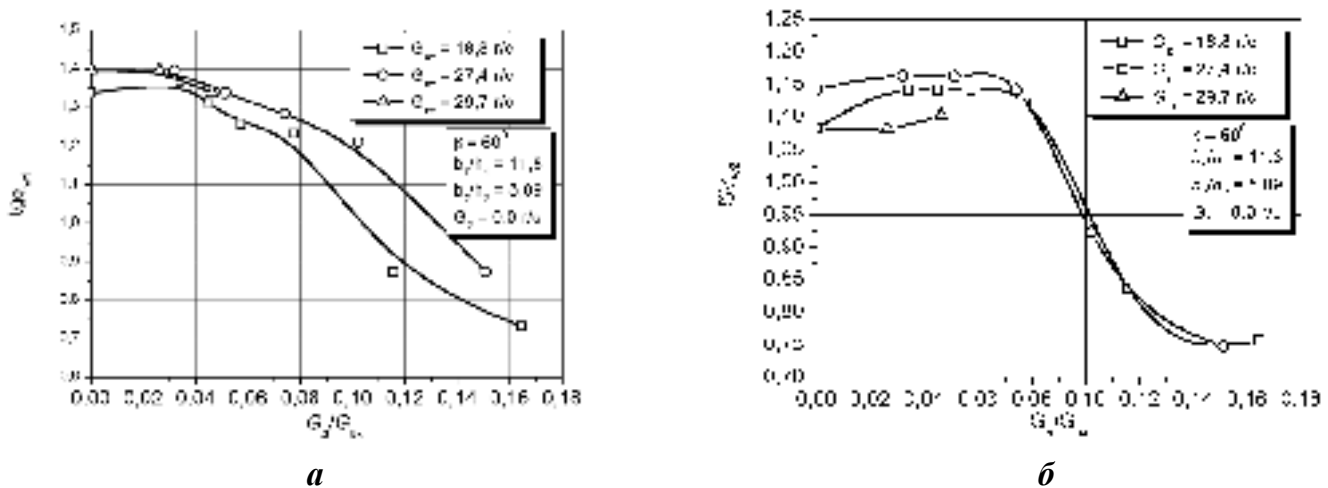


Рис. 3. Средний по длине канала поверхностный угол закрутки потока: а – участок канала между завихрителями; б – участок канала между вторым завихрителем и поворотом на выходе.

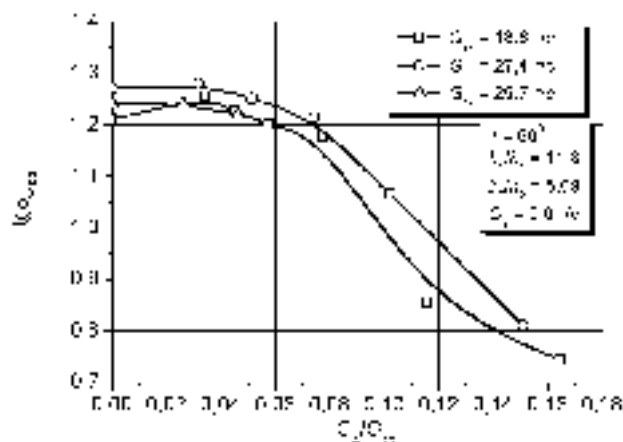


Рис. 4. Осредненный по всей длине канала поверхностный угол закрутки потока.

При дальнейшем увеличении расхода дополнительного воздуха ($G_d/G_{вх} > 0,03$) отношение абсолютных скоростей дополнительного и основного потоков в завихрителе и отношение полных импульсов приближается к единице. В этом случае энергообмен между основным и дополнительными потоками приводит к снижению интенсивности закрутки потока. При увеличении $G_d/G_{вх}$ до 0,06...0,07 на участке между вторым завихрителем и выходным поворотом

(рис. 3,б) закрутка потока незначительно возрастает, а при $G_d/G_{вх} > 0,08$ быстро уменьшается.

Осредненный по всей длине канала угол закрутки потока на стенке канала представлен на рис. 4. Максимальное значение угла закрутки потока (φ_{wcp}) достигается при $G_d/G_{вх} = 0,03...0,05$ и составляет 1,25...1,28, что на 35...40 % выше, чем в канале с одним тангенциальным завихрителем и поворотом потока на выходе.

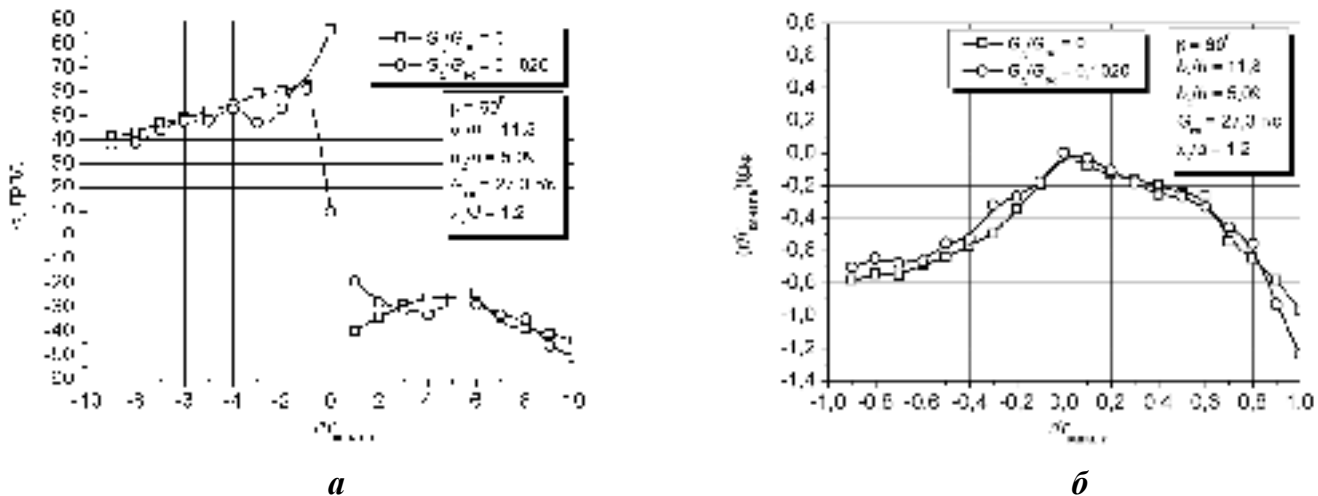


Рис. 5. Радиальное изменение угла закрутки потока (а) и произведения $\bar{r} \cdot \text{tg}\varphi_w$ (б) после второго завихрителя в сечении $x_2/d=1,20$.

На рис. 5,а представлено изменение угла закрутки потока по радиусу канала в сечении $x_2/d=1,2$ между вторым завихрителем и выходным поворотом. Из него следует, что азимутальная несимметричность закрученного потока в канале весьма значительна. Средний локальный угол закрутки потока около стенки канала в этом сечении (43°) близок к среднему по длине за вторым завихрителем (47°). Как следует из рис. 5,а, в области $G_d/G_{вх} = 0...0,10$ подача дополнительного воздуха не оказывает существенного влияния на угол закрутки потока на стенке канала и приводит к некоторому его снижению у оси канала.

Вблизи поверхности канала величина

комплекса $\bar{r} \cdot \text{tg}\varphi$ не соответствует условию $\bar{r} \cdot \text{tg}\varphi = \text{const}$ (рис. 5,б) характерному для полностью развитого закрученного потока в трубе [3]. Это объясняется тем, что на расстоянии $x_2/d = 1,20$ от второго завихрителя закрученный поток не успевает полностью стабилизироваться и взаимодействие потоков продолжается на участке до поворота на выходе из канала. В соответствии с данными работ [3] азимутальная неравномерность потока сохраняется на длине до 8...10 диаметров канала.

Полное давление. Радиальное изменение избыточного полного давления, измеренное в сечении $x_2/d = 1,20$ (x_2 – расстояние от «среза» тангенциальной щели второго завихрителя),

представлено на рис. 6. Качественно зависимость имеет такой же характер, как и в канале с одним завихрителем [2], но характеризуется более высокими абсолютными значениями избыточного полного давления, особенно в пристеночной области канала. Радиус отрицательного значения $P^*_{изб}$ и величина разрежения на оси канала несколько меньше, чем в канале с

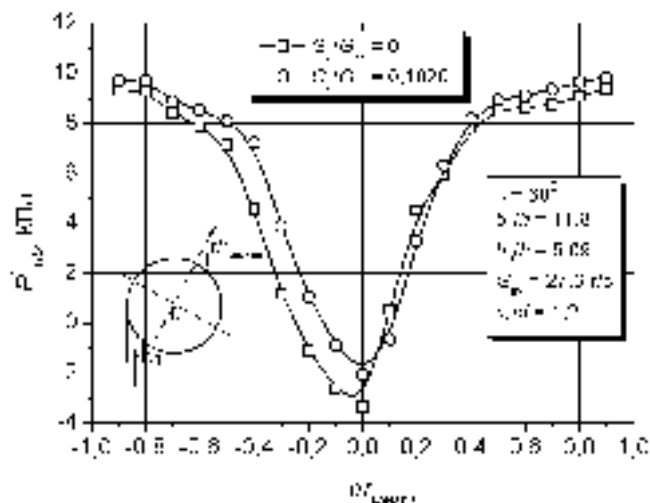


Рис. 6. Радиальное изменение избыточного полного давления в сечении $x_2/d=1,20$.

Продольное изменение осредненного по сечению избыточного полного давления в потоке представлено на рис. 7. В области канала между первым и вторым завихрителем давление имеет специфический характер изменения, что обусловлено обратным влиянием второго завихрителя на структуру потока. При $G_d/G_{вх} < 0,074$ полное давление возрастает по длине канала, при $G_d/G_{вх} = 0,10$ оно сохраняется примерно постоянным, а при $G_d/G_{вх} = 0,15$ уменьшается. За вторым завихрителем избыточное полное давление в канале интенсивно уменьшается. В этой области с ростом дополнительного расхода воздуха полное давление в канале при $G_d/G_{вх} = 0...0,10$ сохраняется примерно одинаковым для всех значений отноше-

одним завихрителем, что также обусловлено влиянием выходных условий, а также значительной остаточной закруткой потока перед вторым завихрителем. Так же как и в канале с одним завихрителем при увеличении расхода дополнительного воздуха профиль полного давления становится более симметричным относительно оси канала.

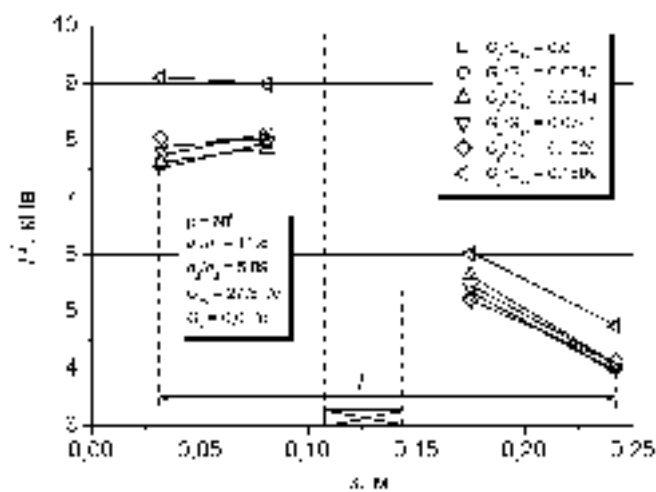


Рис. 7. Продольное изменение осредненного по сечению избыточного полного давления (здесь использовано уравнение $P^* \approx P_w$ [3]).

ния $G_d/G_{вх}$, а при $G_d/G_{вх} > 0,10$ оно интенсивно возрастает по длине канала.

Параметр закрутки потока

Первый завихритель, $G_d = 0$. Теоретическое значение геометрического параметра закрутки потока для первого завихрителя при наклонно-тангенциальной закрутке потока, определенное по методике [3], имеет следующий вид ($\beta_1 \neq 0^\circ$):

$$\Phi_{*1}^r = 0,66 \cdot \text{ctg}\beta_1 \frac{R^3 - (R-h)^3}{R \cdot [R^2 - (R-h)^2]}, \quad (1)$$

где R, h – радиус канала и высота тангенциального завихрителя; β_1 – геометрический угол

входа потока в тангенциальный завихритель (рис. 1).

Средний по поверхности экспериментально измеренный угол закрутки потока β_1 при $G_d = 0$ равен 54° (рис. 3,а), следовательно, средний угол входа потока β_1 составляет 36° . Это означает, что в данном случае имеется существенное различие между конструктивным ($\beta_1 = 60^\circ$) и действительным углами входа потока в завихритель. Тогда в соответствии с уравнением (1) теоретическое значение параметра закрутки Φ_{*1}^r первого завихрителя составляет 1,06.

В монографии [3] на основе обобщения опытных данных для различных закручивающих устройств, установленных на входе в канал, в том числе для классического тангенциального завихрителя ($\beta_1 = 0^\circ$), получено следующее уравнение:

$$\operatorname{tg} \varphi_w = C \cdot (\Phi_{*1}^r)^{0,61} \quad (2)$$

где $C = 0,86$ – эмпирическая константа; φ_w – угол

закрутки потока на стенке канала на расстоянии $x/d = 1,0 \dots 1,5$ от «среза» щели завихрителя. Как следует из данных рис. 3,а, при $G_d = 0$ уравнение (2) не соответствует результатам измерений в условиях наклонно-тангенциальной закрутки потока. Удовлетворительное согласование с экспериментальными результатами имеет место только при $C = 1,32$.

Второй завихритель, $G_d = 0$. Для второго завихрителя теоретическое значение геометрического параметра закрутки определяется из следующего уравнения, которое получено с учетом взаимодействия потоков от первого и второго завихрителей по методике, изложенной в [3]:

$$\Phi_{*2}^r = (\Phi_{*1}^r) \left[\frac{1 + \left(\frac{G_2}{G_1}\right)^2 \frac{F_{\text{ш1}}}{F_{\text{ш2}}}}{1 + \left(\frac{G_2}{G_1}\right)^2 \frac{F_{\text{ш1}}}{F_{\text{ш2}}} \operatorname{tg} \beta_2} \right], \quad (3)$$

здесь Φ_{*1}^r – теоретическое значение геометри-

ческого параметра закрутки первого завихрителя; G_1 и G_2 – расходы воздуха через первый и второй завихрители; β_2 – геометрический угол входа потока во второй завихритель; $F_{\text{ш1}}$ и $F_{\text{ш2}}$ – площадь тангенциальной щели первого и второго завихрителей.

Из рис. 3,б следует, что при $G_d = 0$ среднее значение угла закрутки потока за вторым завихрителем φ_{w2} составляет 47° , следовательно, угол входа потока во второй завихритель φ_{w2} равен 43° . Отметим, что при тарировке измеренный угол входа потока во второй завихритель составлял 22° ; это означает, что вследствие взаимодействия двух потоков в пределах тангенциального завихрителя происходит разворот потока на 21° .

При $G_2/G_1 = 3/7 = 0,429$ (получено в тарировочных экспериментах), $\beta_1 = 36^\circ$, $\beta_2 = 43^\circ$, $F_{\text{ш1}}/F_{\text{ш2}} = 2,31$ теоретическое значение параметра закрутки на выходе из второго завихрителя Φ_{*2}^r составляет 0,98. Используя уравнение (2) при $C = 1,32$, имеем $\operatorname{tg} \varphi_{w2} \approx 1,3$ (среднее экспериментальное значение: $\operatorname{tg} \varphi_{w2} = 1,09$). Таким образом, уравнение (3) дает завышенные на 19 % результаты.

Отношение вращательных и осевых скоростей на выходе из первого и второго завихрителей определяется уравнениями:

$$w_{\varphi1} / w_{\varphi2} = \frac{G_1}{G_2} \cdot \frac{F_{\text{ш2}}}{F_{\text{ш1}}}, \quad (4)$$

$$w_{x1} / w_{x2} = \frac{G_1}{G_2} \cdot \frac{F_{\text{ш2}}}{F_{\text{ш1}}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta_1}{\operatorname{tg} \beta_2}. \quad (5)$$

Как следует при $G_1/G_2 = 7:3$ и $F_{\text{ш2}}/F_{\text{ш1}} = 0,432$ отношение осевых скоростей на выходе из первого и второго завихрителей составляет 0,79, а отношение вращательных скоростей – близко к единице.

Первый завихритель, $G_d \neq 0$. В этом

случае теоретическое значение параметра закрутки потока определяется с учетом взаимодействия закрученных потоков, выходящих из первого завихрителя и дополнительного канала [3]:

$$\Phi_{*1}^r = \frac{(G_1 / G_{\text{вх}})^2 + (G_{\text{д}} / G_{\text{вх}})^2 \frac{F_{\text{ш1}}}{F_{\text{д}}} \frac{r_{\text{д}}}{r_{\text{вх}}} \sin \varphi_{\text{д}}}{(G_1 / G_{\text{вх}})^2 + (G_{\text{д}} / G_{\text{вх}})^2 \frac{F_{\text{ш1}}}{F_{\text{д}}} \cos \varphi_{\text{д}} \operatorname{ctg} \beta_1} (\Phi_{*1}^r)_0, \quad (6)$$

где G_1 , $G_{\text{вх}}$ – расход воздуха через первый завихритель и суммарный расход через оба завихрителя; $G_{\text{д}}$ – расход воздуха через дополнительный канал; (Φ_{*1}^r) – теоретическое значение параметра закрутки первого завихрителя при $G_{\text{д}} = 0$, определяемое уравнением (1); $F_{\text{д}}$ – площадь поперечного сечения круглого канала для подвода дополнительного потока; $r_{\text{д}}$ – радиус, на котором расположено отверстие для подачи дополнительного воздуха; $r_{\text{вх}} = R - 0,5h$ – средний радиус входа закрученного потока; $\varphi_{\text{д}}$ – угол закрутки дополнительного потока.

При $\varphi_{\text{д}} = 45^\circ$, $G_1 / G_{\text{вх}} = 0,7$, $r_{\text{д}} = 5$ мм, $r_{\text{вх}} = 7,5$ мм уравнение (6) принимает следующий вид:

$$\Phi_{*1}^r = 1,06 \frac{0,49 + 7,14(G_{\text{д}} / G_{\text{вх}})^2}{0,49 + 10,72(G_{\text{д}} / G_{\text{вх}})^2 \operatorname{ctg} \beta_1}. \quad (7)$$

Угол β_1 в уравнении (7) является переменным и зависит от отношения $G_{\text{д}} / G_{\text{вх}}$. Так как его значение определяется уравнением $\beta_1 = 90^\circ - \varphi_{\text{w1}}$, то $\operatorname{ctg} \beta_1 = \operatorname{tg} \varphi_{\text{w1}}$. Из уравнения (2) при $C = 1,32$ следует:

$$\Phi_{*1}^r = 0,63 \cdot \operatorname{tg} \varphi_{\text{w1}}^{1,64}. \quad (8)$$

Совместное решение уравнений (7) и (8) при $\operatorname{ctg} \beta_1 = \operatorname{tg} \varphi_{\text{w1}}$ определяет однозначную связь между параметрами $\operatorname{tg} \varphi_{\text{w1}}$ и $G_{\text{д}} / G_{\text{вх}}$.

Выполненные расчеты показывают, что уравнение (7) дает существенно завышенные

результаты, что обусловлено недостаточно полным учетом особенностей смешения прямоугольной и круглой закрученных струй. Сравнение результатов расчета по уравнению (7) с экспериментальными данными, представленными на рис. 3,а, показывает, что хорошее согласование результатов достигается только при введении в правую часть уравнения (6) корректирующего множителя

$$\varepsilon = 1 - 22,2(G_{\text{д}} / G_{\text{вх}})^{2,2}. \quad (9)$$

Абсолютное значение этого множителя изменяется от 1,0 до 0,6 при изменении отношения $G_{\text{д}} / G_{\text{вх}}$ от 0 до 0,16.

Аналогичным образом определяется теоретическое значение параметра закрутки для второго завихрителя при $G_{\text{д}} \neq 0$.

Гидравлическое сопротивление

Тангенциальные завихрители. Коэффициент сопротивления первого завихрителя определяется уравнением:

$$\zeta_{\text{завихр1}} = \frac{2\Delta P_1^*}{\rho_{\text{ш1}} w_{\text{ш1}}^2}, \quad (10)$$

где ΔP_1^* – разность полных давлений перед завихрителем и в сечении канала сразу за ним; $w_{\text{ш1}}$, $\rho_{\text{ш1}}$ – среднemasсовая скорость и плотность потока в щели первого завихрителя. В представленной форме коэффициент сопротивления завихрителя учитывает потери в самом завихрителе (сужение и расширение потока плюс потери трения) и потери, обусловленные смешением основного и дополнительного потоков.

Коэффициент сопротивления второго завихрителя определяется аналогичным уравнением:

$$\zeta_{\text{завихр2}} = \frac{2\Delta P_2^*}{\rho_{\text{ш2}} w_{\text{ш2}}^2}, \quad (11)$$

где ΔP_2^* – разность полных давлений перед вторым завихрителем и в сечении канала сразу за ним; $w_{\text{ш2}}$, $\rho_{\text{ш2}}$ – среднemasсовая скорость и

плотность потока в тангенциальной щели второго завихрителя. В представленной форме коэффициент сопротивления учитывает потери в тангенциальном подводе и потери, обусловленные смешением основного ($G_{\text{д}} + G_{\text{завихр1}}$) и дополнительного ($G_{\text{завихр2}}$) потоков.

На рис. 8 представлены экспериментальные зависимости коэффициента потерь полного давления в первом и втором завихрителе в зависимости от относительного расхода дополнительного воздуха.

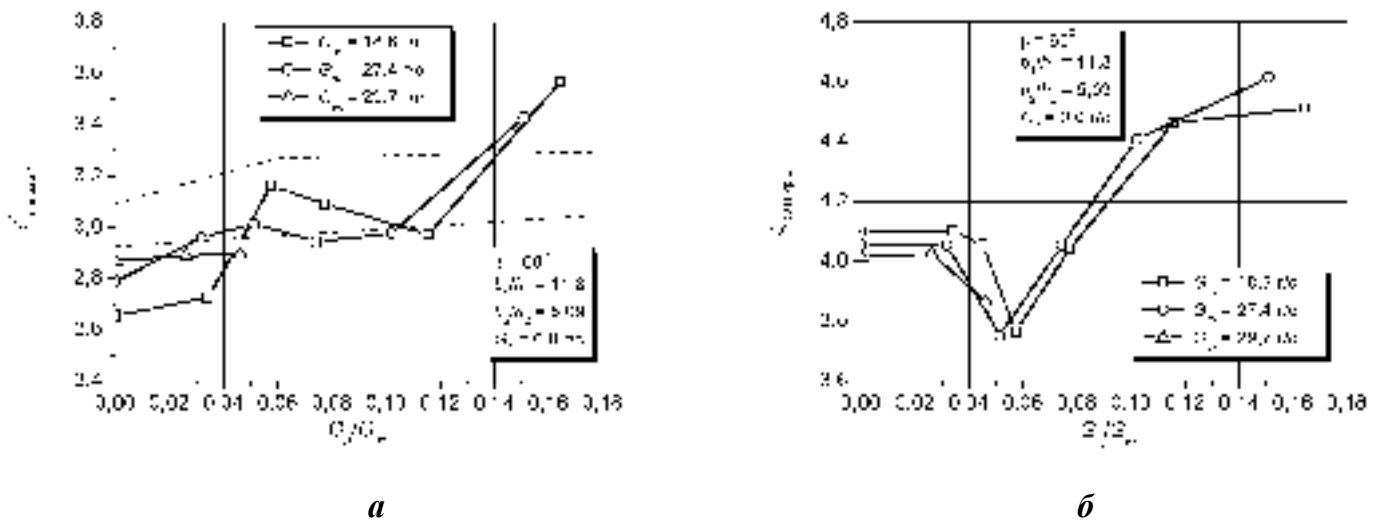


Рис. 8. Коэффициент потерь полного давления первого (а) и второго (б) завихрителя. Штриховые линии ограничивают область изменения коэффициента сопротивления поворота в канале с одним завихрителем [2].

Если для канала с одним завихрителем [2] и поворотом на выходе в области $G_{\text{вх}} = 13,1 \dots 24,1$ г/с коэффициент сопротивления завихрителя сохраняется примерно постоянным (2,9...3,2) при изменении отношения $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}}$ от 0 до 0,16, то в канале с двумя завихрителями коэффициент сопротивления первого завихрителя возрастает в области $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} = 0 \dots 0,06$, затем уменьшается при $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} = 0,06 \dots 0,10$ и далее резко возрастает в области $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} > 0,10 \dots 0,12$. В области $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} < 0,04$ сопротивление первого завихрителя в канале с двумя завихрителями меньше, чем в канале с одним завихри-

телем, а в области $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} > 0,10 \dots 0,12$ – больше.

Отметим, что область $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} = 0,05 \dots 0,06$ приблизительно соответствует равенству полных импульсов и абсолютных скоростей дополнительного потока и воздушного потока через первый завихритель. В области $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} > 0,10 \dots 0,12$ рост сопротивления обусловлен увеличением потерь смешения. Кроме того анализ расходной характеристики показывает, что из-за роста потерь в первом завихрителе происходит незначительное снижение расхода через него и соответствующее увеличение расхода через второй завихритель.

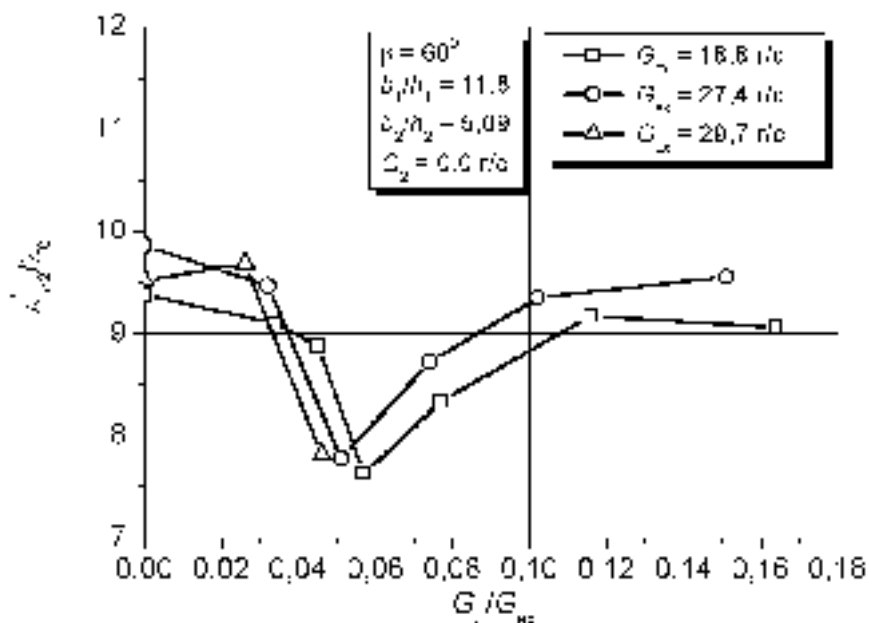


Рис. 9. Относительные потери полного давления на длине канала, соответствующей второму завихрителю.

Коэффициент потерь полного давления второго завихрителя представлен на рис. 8, б. Из рисунка видно, что потери во втором завихрителе больше, чем в первом в широком диапазоне изменения отношения G_d / G_{vx} . Это связано с тем, что на струю, выходящую из щели завихрителя, действуют силы противодействия со стороны закрученного потока. В области $G_d / G_{vx} = 0,05 \dots 0,06$ (максимальные значения $\text{tg} \varphi_{w1} = 1,25 \dots 1,35$) происходит резкое снижение потерь, и коэффициент потерь полного давления второго завихрителя достигает своего минимального значения. По-видимому, в этой области создаются наиболее благоприятные условия для смешения двух закрученных потоков.

Потери полного давления на участке канала, соответствующем второму завихрителю (на длине $b_2 = 25,5$ мм), отнесенные к среднему скоростному напору в сечении канала за завихрителем представлены на рис. 9. Общий характер поведения относительного коэффициента сопротивления в зависимости от отношения

G_d / G_{vx} соответствует поведению кривых на рис. 8, б с минимумом в области $G_d / G_{vx} = 0,5 \dots 0,6$.

Поворот на выходе. Коэффициент местного сопротивления поворота определяется по соотношению:

$$\zeta_{\text{поворота}} = \frac{\Delta P_{\text{поворота}}^*}{\rho_{\text{ср}} w_{\text{ср}}^2 / 2}, \quad (12)$$

где $\Delta P_{\text{поворота}}^*$ – разность осредненных полных давлений в потоке перед поворотом и на выходе из него; $w_{\text{ср}}$, $\rho_{\text{ср}}$ – среднemasсовая скорость и плотность потока в сечении канала на входе в поворот. Полное давление после поворота измерялось интегрирующей гребёнкой полного давления в канале прямоугольного сечения сразу после поворота.

В отличие от канала с одним завихрителем, где коэффициент сопротивления поворота возрастает с увеличением отношения G_d / G_{vx} [2], в канале с двумя завихрителями этот коэффициент

изменяется по кривой с минимумом в области $G_d/G_{вх} = 0,10 \dots 0,12$ (рис. 10). Минимум коэффициента сопротивления соответствует среднему углу закрутки потока на стенке канала за вторым завихрителем от 40° до 44° (рис. 3,б) и для данного случая, по-видимому, является оптимальным для «безударного» входа закрученного потока в поворот. Различный характер поведения коэффициента сопротивления в зависимости от отношения $G_d/G_{вх}$ свидетельствует о том, что значительное влияние на величину коэффициента сопротивления может оказывать характер радиального распределения угла закрутки пе-

ред поворотом, которое является различным в каналах с одним и двумя завихрителями.

Сравнение с данными работы [2] показывает, что при отсутствии дополнительной подачи воздуха ($G_d/G_{вх} = 0$) потери в выходном повороте в канале с двумя завихрителями на 50...60 % больше, чем в повороте, установленном в канале с одним завихрителем. В области $G_d/G_{вх} < 0,04 \dots 0,06$ коэффициент сопротивления поворота в канале с двумя завихрителями выше данных, полученных для канала с одним завихрителем, а при $G_d/G_{вх} > 0,06$ – ниже их.

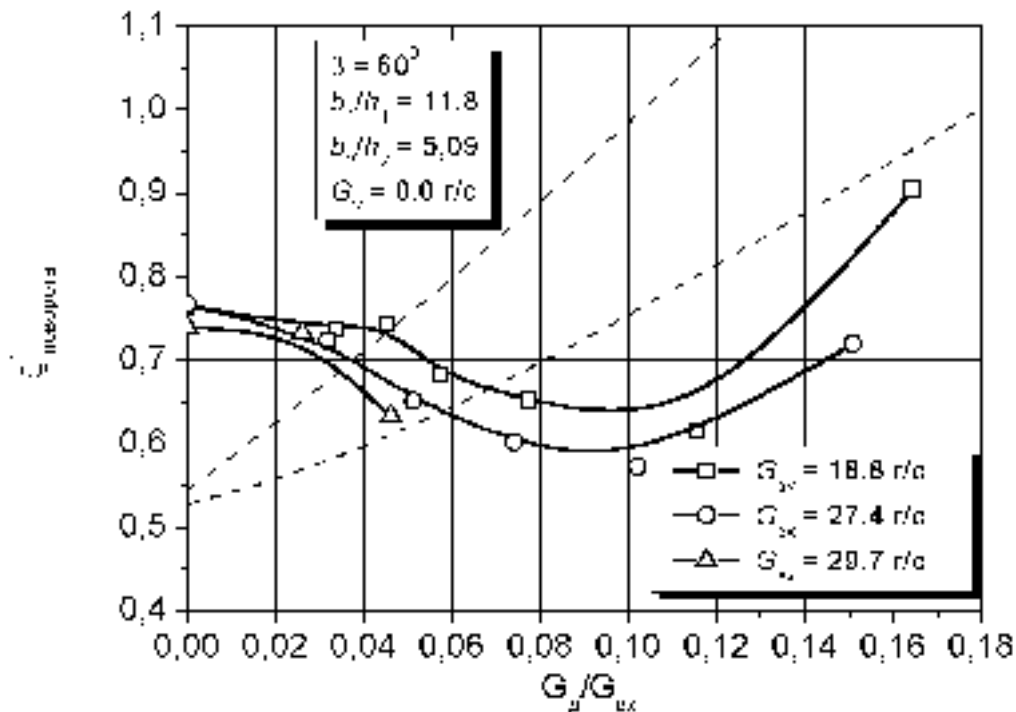


Рис 10. Коэффициент сопротивления 90° поворота на выходе из канала. Штриховые линии ограничивают область изменения коэффициента сопротивления поворота в канале с одним завихрителем [2].

Потери давления в канале с двумя завихрителями. Средний коэффициент сопротивления канала определяется в соответствии с уравнением:

$$\lambda_{\varphi_{cp}}^* = \frac{2\Delta P^*}{(l/d) \cdot \rho w_{cp}^2}, \quad (13)$$

Здесь ΔP^* – перепад средних значений полного давления на длине канала l (рис. 7); $w_{\text{ср}}$ – среднерасходная скорость потока перед поворотом; l, d – длина и диаметр канала. В представленной форме коэффициент сопротивления учитывает, в том числе, потери смешения на участке канала, соответствующем второму завихрителю. Зависимость коэффициента сопротивления в канале с двумя завихрителями от относительного расхода дополнительного воздуха представлена на рис. 11. Из представленных данных следует, что в широком диапазоне изменения расхода дополнительного воздуха относительные потери в канале с двумя завихрителями ниже, чем в канале с одним завихрителем. При $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} = 0$ эти потери на 12...28%

ниже, чем в канале с одним завихрителем.

В области $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} = 0,04...0,06$ наблюдается минимум относительного коэффициента сопротивления, который соответствует минимуму потерь полного давления во втором завихрителе (рис. 8, б, 9), где происходит смешение закрученных потоков при наиболее благоприятных условиях. В этом же диапазоне достигается максимальная средняя закрутка потока на участке между вторым завихрителем и выходным поворотом (рис. 3, б). Таким образом, оптимальный с точки зрения гидравлических потерь диапазон расхода дополнительного воздуха по сравнению с каналом с одним завихрителем [2] смещается в сторону меньших значений и составляет $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} = 0,04...0,06$, или $G_{\text{д}}/G_{\text{завихр1}} = 0,05...0,08$.

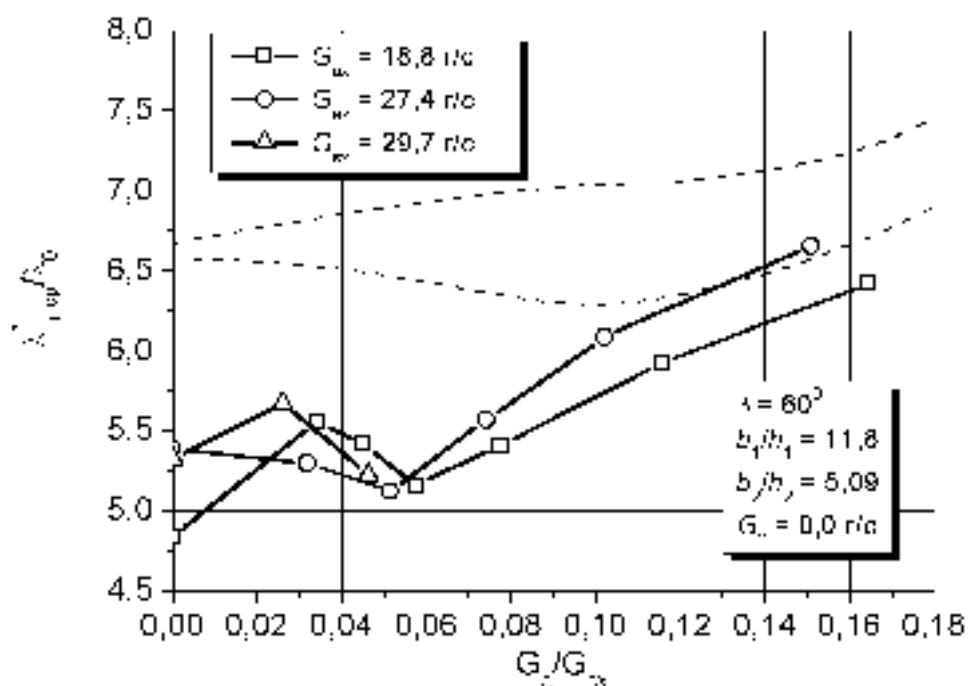


Рис. 11. Относительные средние потери полного давления в канале в зависимости от относительного расхода воздуха через дополнительный канал. Штриховые линии ограничивают область изменения среднего коэффициента сопротивления в канале с одним завихрителем [2].

Выполненные измерения показали существенно различный характер распределения локальных и интегральных параметров закрученного потока в канале с двумя завихрителями по сравнению с каналом с одним завихрителем. Это обусловлено как абсолютными значениями среднего угла закрутки потока в канале, так и характером изменения этого угла в зависимости от отношения $G_d/G_{вх}$. Если в канале с одним завихрителем средний угол закрутки потока при $G_d/G_{вх} = 0...0,11$ находится в диапазоне $38^0...42^0$, то в канале с двумя завихрителями он существенно выше и изменяется от 43^0 до 51^0 . При этом в канале с двумя завихрителями в области между первым и вторым завихрителями угол закрутки изменяется от 53^0 до 46^0 .

Выводы

1. Распределение локальных и интегральных параметров в канале с двумя тангенциальными завихрителями существенно отличается от распределения в канале с одним тангенциальным завихрителем.

2. Действительный угол входа потока в первый тангенциальный завихритель существенно отличается от геометрического и зависит от соотношения расходов $G_d/G_{вх}$. В пределах второго завихрителя происходит поворот потока на 21^0 .

3. Гидравлические потери в канале с двумя завихрителями уменьшаются, а сопротивление выходного поворота в области малых расходов дополнительного воздуха ($G_d/G_{вх} < 0,4$) увеличивается по сравнению с каналом с одним завихрителем.

4. Оптимальный с точки зрения минимума гидравлических потерь диапазон расхода дополнительного воздуха в канале с двумя тангенциальными завихрителями составляет $G_d/G_{вх} = 0,04...0,06$.

ЛИТЕРАТУРА

1. Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д. Гидродинамика закрученного потока в трубе с наклонно-тангенциальной закруткой потока и подводом воздуха в торцевую область канала // Промышленная теплотехника. –2009. –№3. – С.13-20.

2. Халатов А.А., Борисов И.И., Дашевский Ю.Я., Северин С.Д. Гидродинамика закрученного потока в трубе с наклонно-тангенциальной закруткой и 90^0 поворотом на выходе // Промышленная теплотехника. –2009. –№6. – С. 6 – 13.

3. Халатов А.А. Теория и практика закрученных потоков. – К.: Наукова Думка, 1989.– 192 с.

Получено 28.07.2009 г.