

УДК 532.516:536.24.01

ХАЛАТОВ А.А.,<sup>1</sup> БОРИСОВ И.И.,<sup>1</sup> ДАШЕВСКИЙ Ю.Я.,<sup>2</sup> СЕВЕРИН С.Д.<sup>1</sup><sup>1</sup>Институт технической теплофизики НАН Украины<sup>2</sup>ГП НПКГ «Зоря Машипроект»

## ГИДРОДИНАМИКА ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА В ТРУБЕ С НАКЛОННО-ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ ЗАКРУТКОЙ ПОТОКА И 90<sup>0</sup>-ПОВОРОТОМ НА ВЫХОДЕ

Наведено результати експериментального дослідження гідродинаміки закрученого потоку в циліндричному каналі з похило-тангенціальним закручуванням потоку і 90<sup>0</sup> – поворотом потоку на виході з каналу. Визначено локальні та інтегральні параметри закрученого потоку, досліджено вплив закручування потоку на опір повороту.

Представлены результаты экспериментального исследования гидродинамики закрученного потока в цилиндрическом канале с наклонно-тангенциальной закруткой потока и 90<sup>0</sup> – поворотом потока на выходе из канала. Определены локальные и интегральные параметры закрученного потока, исследовано влияние закрутки потока на сопротивление поворота.

The results of hydrodynamics experimental studies in a cylindrical channel with an obliquely-tangential flow swirl are presented. The 90 degrees channel bend was installed at the channel exit. The local and total flow parameters were obtained, the flow swirl influence on the pressure drop in the channel bend was studied.

$b$  – ширина щели завихрителя;  
 $d$  – диаметр канала;  
 $F$  – площадь сечения канала;  
 $G$  – массовый расход;  
 $P$  – давление;  
 $l$  – длина канала;  
 $r$  – радиус;  
 $Re$  – число Рейнольдса;  
 $t$  – шаг спирали закрученного потока на стенке канала;  
 $w$  – скорость;  
 $x$  – продольная координата;  
 $\beta$  – угол подачи воздушного потока;  
 $\zeta$  – коэффициент местного сопротивления;  
 $\lambda$  – коэффициент гидравлического сопротивления;  
 $\rho$  – плотность;

$\varphi$  – угол закрутки потока.

### Индексы верхние:

\* – полные параметры потока.

### Индексы нижние:

0 – параметры осевого (незакрученного) потока;  
 $w$  – параметры на стенке;  
 $x$  – параметры по продольной координате;  
 $\varphi$  – параметры закрученного потока; угловая координата;  
 абс – абсолютное значение параметра;  
 $vx$  – параметры на входе;  
 $вых$  – параметры на выходе из канала;  
 $d$  – параметры дополнительного потока;  
 изб – избыточный;  
 $ср$  – средний;  
 $щ$  – параметры в щели завихрителя.

### Введение

Закрутка потока рассматривается как одно из перспективных направлений совершенствования внутреннего охлаждения лопаток высокотемпературных газотурбинных двигателей (ГТД). Это обусловлено высоким уровнем интенсификации теплообмена, приемлемыми потерями давления, относительно простой технологией изготовления, позволяющей отказаться от использования интенсификаторов теплообмена малого размера (0,5 мм и менее), склонных к засорению и постепенной дегра-

дации. Интенсификация теплообмена в закрученном потоке обусловлена увеличением скорости потока около поверхности канала, значительными радиальными градиентами скорости, статического и полного давления, высоким уровнем турбулентности в пристеночной зоне.

Наибольшее распространение в конструкциях циклонного охлаждения, использующих принцип закрутки потока, получил тангенциальный подвод воздуха в канал охлаждения [1, 2]. При тангенциальной закрутке происходит разворот потока в канале на 90 градусов и постепенное преобразо-

вание тангенциальной закрутки в поступательно-вращательное движение, что сопровождается значительными потерями давления и азимутальной неравномерностью потока. В работе [3] рассмотрена наклонно-тангенциальная подача воздушного потока в цилиндрический канал при  $\beta = 30^\circ$  и  $60^\circ$ . В этом случае за одиночным тангенциальным подводом формируется «ленточный» характер течения, но азимутальная несимметричность потока исчезает на расстоянии до пяти диаметров канала от сечения завихрителя. С увеличением угла  $\beta$  степень азимутальной неравномерности потока возрастает, а интенсивность теплообмена в канале уменьшается. В работе [4] рассмотрена гидродинамика закрученного потока в открытом цилиндрическом канале при наклонно-тангенциальной ( $\beta = 60^\circ$ ) закрутке потока на входе. Для снижения сопротивления завихрителя используется дополнительная подача воздуха под углом  $45^\circ$  в направлении закрутки потока через отверстие на торцевой (донной) стенке канала.

В реальных условиях в конструкции системы охлаждения лопадки имеет место поворот потока на  $90^\circ$  для выпуска охладителя в хвостовую часть лопадки. Поэтому основной задачей настоящей работы является дальнейшее исследование циклонного охлаждения в части экспериментального исследования гидродинамики воздушного потока в ци-

линдрическом канале с наклонно-тангенциальной закруткой потока ( $\beta = 60^\circ$ ), подачей дополнительного воздуха в торцевую область канала и поворотом потока на  $90^\circ$  на выходе из канала.

### Экспериментальная установка и методика проведения измерений

Экспериментальное исследование выполнено на установке, схема которой приведена в работе [4]. Экспериментальный участок (рис. 1) представляет собой прозрачный (оргстекло) цилиндрический канал диаметром  $d = 20$  мм и длиной  $l = 280$  мм ( $l/d = 15,6$ ). В стенке канала на расстояниях  $x_1, x_2, x_3$  от «среза» тангенциальной щели выполнены приемные отверстия диаметром 0,8 мм для измерения избыточного статического давления. Тангенциальный завихритель – прямоугольная щель высотой  $h = 5$  мм и шириной  $b = 59$  мм ( $b/h = 11,8$ ). Воздушный поток в тангенциальный завихритель подается под углом  $\beta = 60^\circ$  к вертикальной оси (рис. 1) из соосного и полностью заглушенного канала прямоугольного сечения ( $G_2 = 0$ ), что формирует наклонно-тангенциальную закрутку потока [4]. Диаметр цилиндрического отверстия для подачи дополнительного потока в торцевой области канала 5 мм; оно расположено на расстоянии  $r_d = 5$  мм от оси канала под углом  $45^\circ$  к его оси в направлении закрутки потока (рис.1, сечение Б-Б).

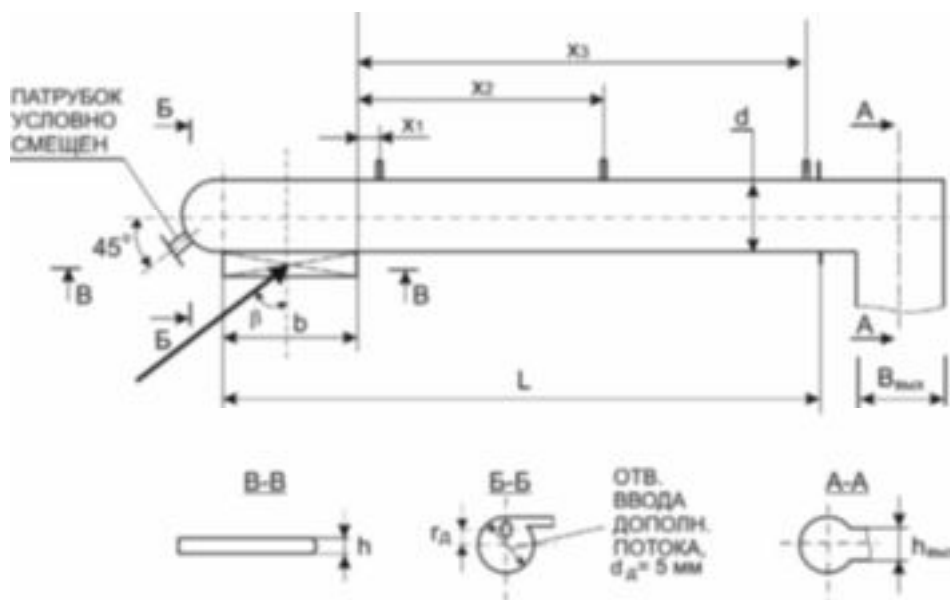


Рис. 1. Схема экспериментального участка.

Координаты  $x_1, x_2, x_3$  соответствуют точкам отбора статического давления (см. таблицу).

Табл. Геометрические размеры экспериментального участка

Параметр	$d$ мм	$h$ , мм	$b$ , мм	$l$ , мм	$x_1$ , мм	$x_2$ , мм	$x_3$ , мм
Значение параметра	20	5	59	280	30	137	243

На выходе из экспериментального канала установлен насадок, обеспечивающий поворот потока на 90 градусов (рис. 1, сечение А-А). Геометрические размеры выходной щели прямоугольного сечения составляют  $b_{\text{вых.}} = 37,5$  мм и  $h_{\text{вых.}} = 15$  мм (рис. 1), а отношение площадей выходного канала (после поворота) и экспериментального канала – 1,7.

В экспериментах измерялись расход основного и дополнительного воздуха, статическое давление перед завихрителем, статическое давление на стенке цилиндрического канала в трех точках по длине ( $x_1, x_2, x_3$ ), избыточное полное давление по радиусу канала, температура воздуха на входе в экспериментальный участок, а также угол закрутки потока на стенке канала. Поверхностный угол закрутки потока определялся на основе измерений шага подкрашенной закрученной струйки жидкости на поверхности канала. Для этого использовалось соотношение  $\varphi_w = \arctg(\pi d/t)$ , где  $d$  – диаметр канала,  $t$  – шаг спирали на поверхности трубы при ее повороте на  $360^\circ$ .

Исследование выполнено в следующем диапазоне изменения определяющих параметров: расход воздуха на входе  $G_{\text{вх.}} - 13,1...31,2$  г/с, относительный расход дополнительного воздуха  $G_{\text{д.}}/G_{\text{вх.}} - 0...0,28$ , среднерасходное число Рейнольдса в канале  $Re - 46000...95000$ . Ниже приведены экспериментальные данные для одного из режимов течения ( $G_{\text{вх.}} = 24,1$  г/с); для других значений расхода закономерности изменения анализируемых параметров аналогичны представленным.

### Результаты исследования и их анализ

**Полное давление.** Продольное изменение осредненного по сечению канала избыточного полного давления ( $P_{\text{изб ср}}^*$ ) представлено на рис. 2. Так же как и в канале с открытым выходом [4], полное давление уменьшается по длине канала и возрастает почти эквидистантно с увеличением дополни-

тельного расхода воздуха  $G_{\text{д.}}$ . Выходная энергия закрученного потока ( $P_{\text{изб ср вых}}^*$ ) в данном случае составляет 35...50% от энергии на выходе из завихрителя, т.е. закрученный поток имеет достаточно высокую остаточную энергию перед выходным поворотом.

Радиальное изменение избыточного полного давления в сечении  $x/d=14,0$ , представлено на рис. 3. В целом, оно имеет такой же характер, как и в открытом канале [4], но характеризуется более высокими абсолютными значениями давления. Радиус отрицательных значений  $P_{\text{изб}}^*$  несколько меньше, чем в канале с открытым выходом, что обусловлено влиянием выходных условий [1]. При увеличении расхода дополнительного воздуха профиль полного давления становится более симметричным относительно оси канала. Измерения показали, что среднеинтегральное значение избыточного полного давления в сечении канала соответствует избыточному статическому давлению на стенке канала ( $P_w$ ) в этом же сечении. Этот факт был использован при определении гидравлических потерь в канале и тангенциальном завихрителе.

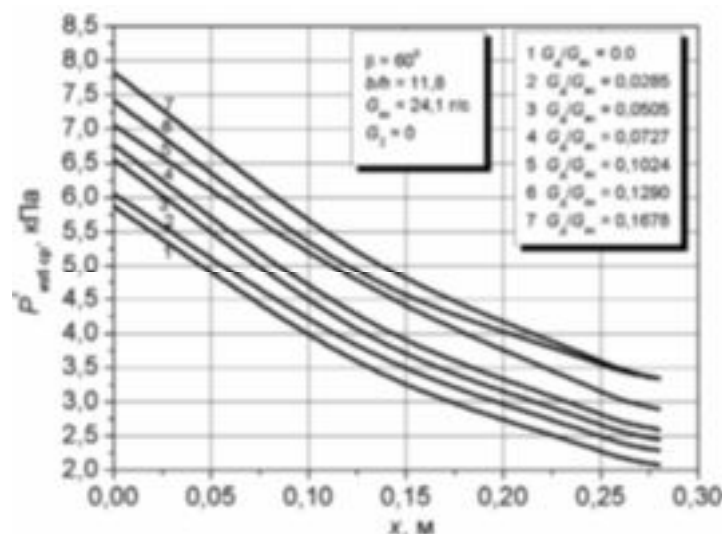
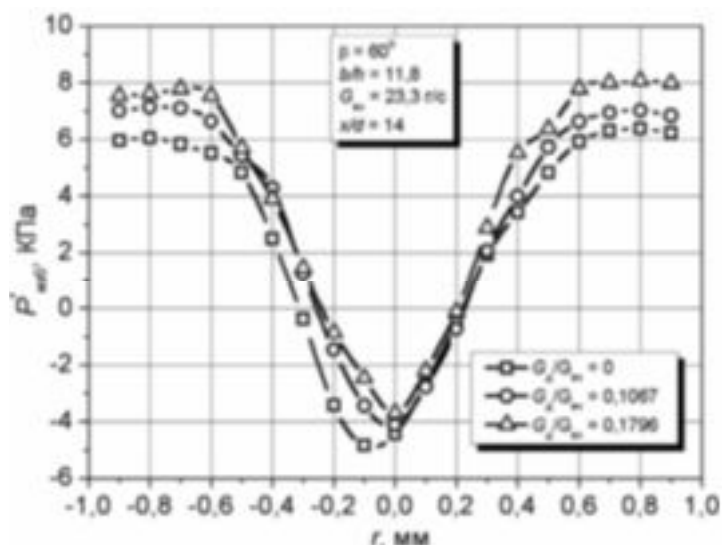


Рис. 2. Изменение среднего по сечению избыточного полного давления по длине канала (сплайн-аппроксимация).

**Угол закрутки потока.** Анализ поведения тангенса поверхностного угла закрутки потока (рис. 4) показывает, что продольное изменение абсолютных значений  $\operatorname{tg} \varphi_w$  в канале с поворотом потока на выходе практически такое же, как и в открытом канале. При малых значениях относительного расхода через дополнительный канал угол закрутки монотонно уменьшается по длине канала. При  $G_d/G_{вх} > 0,129$  кривая, характеризующая локальный угол закрутки потока, изменяется по кривой с максимумом, при этом начальный угол закрутки ( $x=0$ ) существенно уменьшается по абсолютной величине, а на выходе из канала несколько возрастает. В этом случае дополнительный поток оказывает тормозящее действие на поток, выходящий из тангенциального завихрителя.

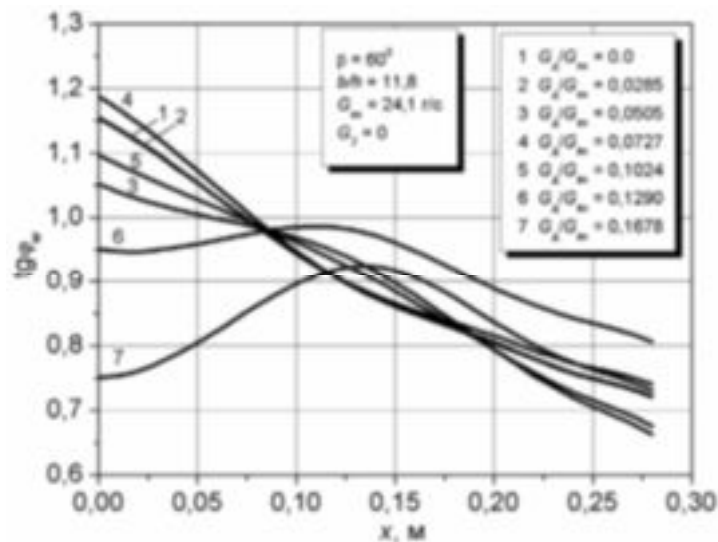


**Рис. 3. Радиальное изменение избыточного полного давления в сечении  $x/d=14,0$ .**

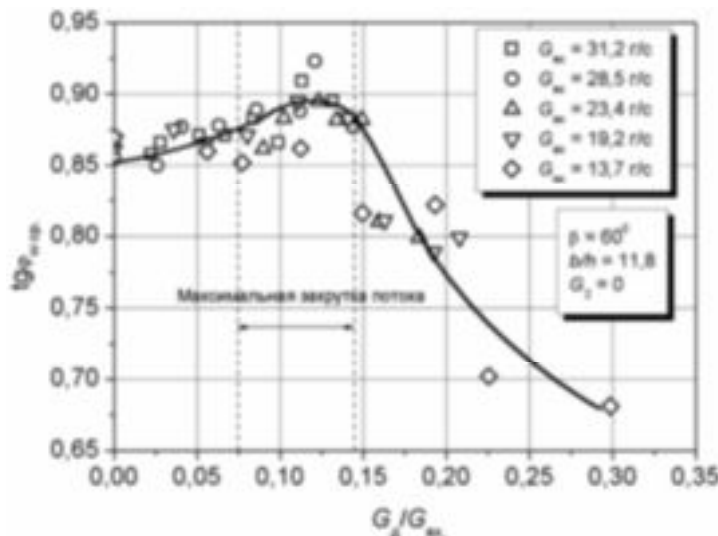
При  $G_d/G_{вх} = 0$  начальная степень закрутки завихрителя, так же, как и для случая с открытым выходом, составляет  $\operatorname{tg} \varphi_{w0} \approx 1,15$ . При подаче дополнительного потока в диапазоне  $G_d/G_{вх} = 0,0285 \dots 0,0505$  начальная степень закрутки потока изменяется в диапазоне от 1,06 до 1,16.

Среднее по длине канала значение поверхностного угла закрутки потока также изменяется по кривой с максимумом (рис. 5), причем максимальное значение угла закрутки достигается при

$G_d/G_{вх} = 0,12 \dots 0,13$  (максимальные значения среднего угла закрутки в канале с открытым выходом достигаются при  $G_d/G_{вх} = 0,065$ ). В области  $G_d/G_{вх} < 0,065$  средний угол закрутки потока в открытом канале на 10...12% ниже, чем в канале с поворотом на выходе.

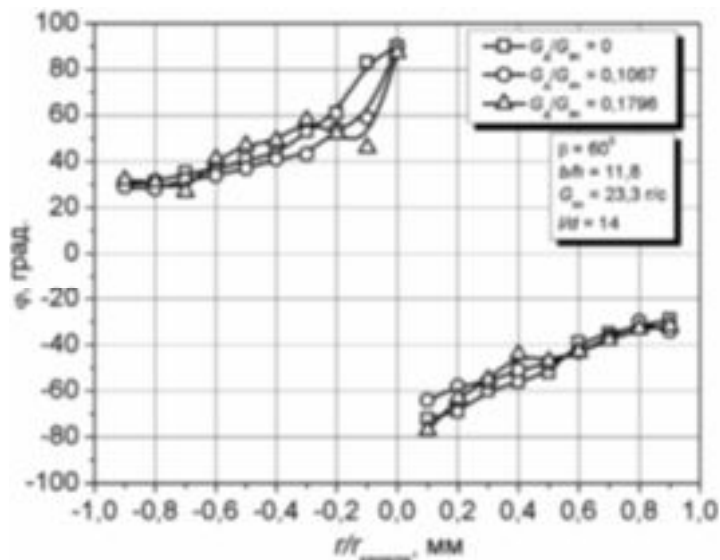


**Рис. 4. Продольное изменение тангенса угла закрутки потока на поверхности канала (сплайн-аппроксимация).**



**Рис. 5. Средний угол закрутки потока на стенке канала в зависимости от относительного расхода воздуха через дополнительный канал.**

При увеличении расхода воздуха через дополнительный канал ( $G_d/G_{вх} > 0,15$ ) происходит резкое уменьшение средней закрутки потока в канале (в открытом канале это происходит при  $G_d/G_{вх} > 0,065$ ). Это снижение соответствует значению отношения импульсов потоков, выходящих из дополнительного канала и из тангенциальной щели завихрителя, ( $G_d w_d / G_{щ} w_{щ}$ ) более 0,4 и отношению абсолютных скоростей ( $w_{д абс} / w_{щ абс}$ ) более 2,5. В то же время в области максимальных значений  $\text{tg } \varphi_{вср}$  ( $G_d/G_{вх} = 0,08 \dots 0,14$ ) отношение средних скоростей через дополнительное отверстие и тангенциальный завихритель  $w_{д абс} / w_{щ абс}$  составляет 1,25...2,0, а отношение импульсов потоков – 0,1...0,35.



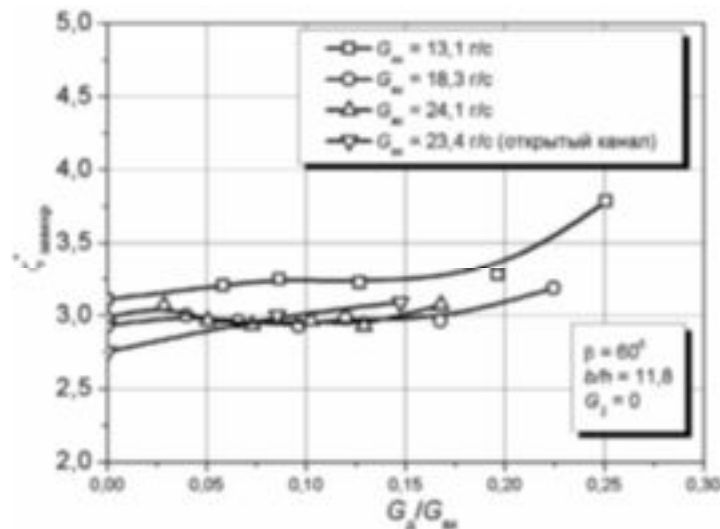
**Рис. 6. Угол закрутки потока по радиусу канала в сечении  $x/d = 14,0$ .**

На рис. 6 представлено изменение угла закрутки потока по радиусу канала в одном из сечений канала. Из анализа этих данных следует, что, так же как и в канале с открытым выходом, в канале с поворотом потока на выходе сохраняется азимутальная несимметричность закрученного потока. Около поверхности канала абсолютная величина комплекса  $\bar{r} \cdot \text{tg } \varphi$  в большей степени соответствует условию  $\bar{r} \cdot \text{tg } \varphi = \text{const}$  характерному для закрученного потока в трубе при  $\beta = 90^0$  [1], чем в канале с открытым выходом.

**Потери полного давления в завихрителе.** Коэффициент сопротивления тангенциального завихрителя определялся из соотношения:

$$\zeta_{завихр.} = \frac{\Delta P^*}{\rho w_{щ}^2 / 2}, \quad (1)$$

где  $\Delta P^*$  – разность полных давлений перед завихрителем и в сечении канала сразу за завихрителем;  $w_{щ}$ ,  $\rho_{щ}$  – среднemasсовая скорость и плотность потока в канале завихрителя. В представленной форме коэффициент сопротивления завихрителя учитывает потери в самом завихрителе (сужение потока и потери трения), а также потери, обусловленные смещением основного и дополнительного потоков.

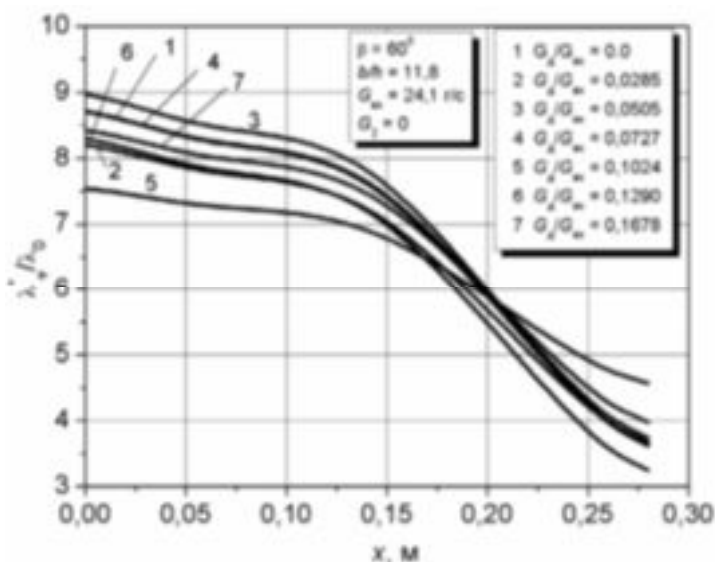


**Рис. 7. Коэффициент сопротивления наклонно-тангенциального завихрителя.**

На рис. 7 представлены опытные данные, характеризующие потери полного давления в тангенциальном завихрителе при наклонно-тангенциальной закрутке потока и различных значениях относительного расхода дополнительного воздуха. Из рисунка следует, что до значений  $G_d/G_{вх} = 0,12 \dots 0,13$  коэффициент сопротивления завихрителя сохраняется примерно постоянным. При  $G_d/G_{вх} < 0,15$  ( $G_{вх} = 13,1 \dots 24,1$  г/с) коэффициент сопротивления завихрителя также слабо зависит от величины расхода воздуха через завихритель. Поэтому при прак-

тических расчетах в этой области значение коэффициента потерь полного давления можно принять постоянным.

Сравнение опытных данных, в открытом канале (пунктирная линия на рис. 7,  $G_{\text{вх}} = 23,4$  г/с) и в канале с поворотом на выходе (линия для  $G_{\text{вх}} = 24,1$  г/с) показывает, что хотя абсолютные значения коэффициента сопротивления примерно одинаковы, но имеет место различный характер его поведения с изменением отношения  $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}}$ .



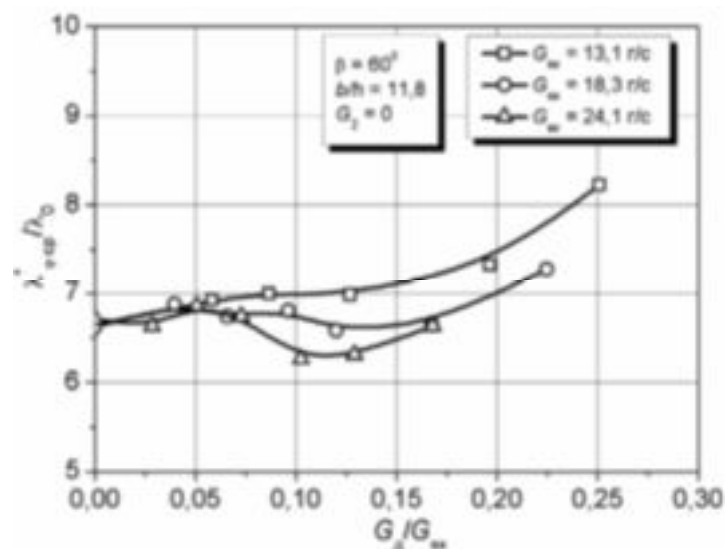
**Рис. 8. Изменение относительного коэффициента сопротивления по длине канала (сплайн аппроксимация).**

Потери полного давления в канале. Локальный коэффициент сопротивления закрученного потока в цилиндрическом канале определялся на основе перепада средних значений полного давления на участке между трубками отбора статического давления (рис. 1). В качестве характерной длины  $l$  использовалось расстояние между трубками отбора, а в качестве характерной скорости – среднерасходная скорость в канале  $w_{\text{ср}} = G/\rho F$ . Коэффициент сопротивления определялся по соотношению:

$$\lambda_{\text{ф}}^* = \frac{\Delta P^*}{l \rho w_{\text{ср}}^2} \quad (2)$$

Для сравнения использовалось значение коэффициента сопротивления в гладкой трубе при турбулентном режиме ( $\lambda_0^*$ ) при том же числе Рейнольдса рассчитанное по формуле Блаузиуса.

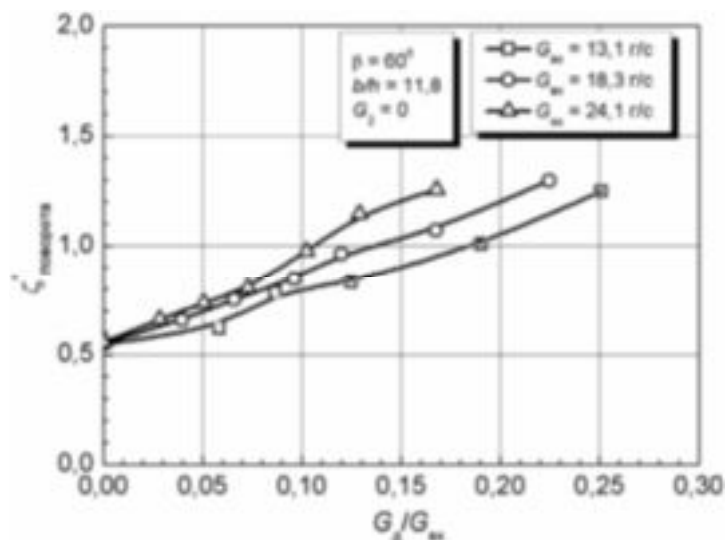
Как следует из рис. 8, относительный коэффициент сопротивления уменьшается по длине канала, причем особенно заметно при  $x > 0,15$  м ( $x/d > 7,5$ ). В сечении перед поворотом относительный коэффициент сопротивления составляет величину 3,3...4,7, т.е. примерно ту же величину, что и в открытом канале [4]. Влияние отношения  $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}}$  на величину относительного коэффициента потерь заметно проявляется при  $x < 0,15$  м.



**Рис. 9. Относительные потери полного давления в канале в зависимости от относительного расхода воздуха через дополнительный канал.**

На рис. 9 представлены зависимости среднего значения относительного коэффициента сопротивления в канале от относительного расхода воздуха через дополнительный канал. Анализ этих данных показывает, что коэффициент сопротивления значительно возрастает при  $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} > 0,15$ , а при  $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} < 0,10$  его можно считать практически постоянным. Как следует, минимум относительных потерь наблюдается в области максимальной интенсивности средней закрутки потока ( $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} = 0,08 \dots 0,14$ ; рис. 5). Возможно, это связано с наиболее благоприятным характером смешения ос-

новного и дополнительного потоков. Следует отметить, что в рассматриваемых условиях относительные потери полного давления в канале практически не зависят от расхода воздуха через завихритель. В целом, относительные потери в канале с поворотом незначительно отличаются от потерь в открытом канале [4].



**Рис. 10. Потери полного давления в выходном  $90^\circ$  повороте в зависимости от относительного расхода воздуха через дополнительный канал.**

**Потери полного давления в повороте.** Коэффициент местного сопротивления поворота определялся по соотношению:

$$\zeta_{поворота} = \frac{\Delta P_{поворота}^*}{\rho_{ср} w_{ср}^2 / 2}, \quad (3)$$

где  $\Delta P_{поворота}^*$  - разность осредненных полных давлений в потоке перед поворотом и на выходе из него;  $w_{ср}$ ,  $\rho_{ср}$  - 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.

На рис. 10 представлены экспериментальные данные, характеризующие потери полного давления при течении закрученного потока в повороте на выходе из канала. При  $G_d/G_{вх} = 0$  эти потери составляют 0,55 и возрастают практически линейно с уве-

личением относительного расхода воздуха через дополнительный канал. В области  $G_d/G_{вх} < 0,10$  значение  $\zeta_{поворота}$  незначительно зависит от расхода воздуха через завихритель, а при  $G_d/G_{вх} > 0,10$  кривые для различного расхода через завихритель расслаиваются, но это расслоение не превышает 30%.

Для сравнения были проведены дополнительные эксперименты, целью которых было определение гидравлического сопротивления поворота при осевом характере движения воздуха перед поворотом. Диапазон изменения числа Рейнольдса в экспериментах составлял  $1 \cdot 10^4 \dots 7 \cdot 10^4$ . В исследованном диапазоне коэффициент сопротивления поворота оставался неизменным и составлял около 1,0, что соответствует имеющимся в литературе справочным данным [5, 6]. Таким образом, в случае закрученного потока на входе в  $90^\circ$ -поворот его сопротивление при  $G_d/G_{вх} < 0,10$  на 10...45% ниже, чем в случае осевого потока. Этот факт можно объяснить более благоприятными условиями входа закрученного потока в поворот, когда при приближении к повороту вследствие перестройки потока происходит уменьшение осевой составляющей скорости и возрастание тангенциальной, в результате чего поток практически безударно входит в выходной патрубков.

## Выводы

Выполненные экспериментальные исследования показывают, что  $90^\circ$ -поворот потока на выходе из канала оказывает влияние на закрученный поток в канале. Следует отметить следующие особенности влияния поворота на закрученный поток в цилиндрическом канале:

- установка поворота приводит к повышению давления в канале, причём перед поворотом поток имеет большую остаточную энергию, чем в канале с открытым выходом;
- при увеличении расхода дополнительного воздуха радиальный профиль избыточного полного давления в канале с поворотом становится более симметричным относительно оси канала;
- поскольку при  $G_d/G_{вх} > 0,15$  значительно возрастает среднее значение коэффициента сопротивле-

ния канала, то дальнейшее увеличение расхода дополнительного воздуха (более 15% от  $G_{вх}$ ) является нецелесообразным;

- закрутка потока на входе в поворот приводит к снижению его коэффициента гидродинамического сопротивления при  $G_{\partial}/G_{вх} < 0,10$  на 10...45% по сравнению с осевым потоком на входе в поворот.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Халатов А.А., Борисов И.И., Шевцов С.В. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 5: Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков // Изд. ИГТФ НАН Украины. – К. – 2005. – 500 с.
2. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных массовых сил. Т. 7: Вихревые технологии аэротермодинамики в энергетическом газотурбостроении // Изд. ИГТФ НАН Украины. – К. – 2008. – 292 с.
3. Хэй Н., Вест П.Д. Теплообмен в трубе с закрученным потоком // Теплопередача. Сер.С. –1975. – №3. – С.100–106.
4. 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 // Пром. теплотехника. 2009. – №3. – С.13–20.
5. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление: Справочное пособие. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 367 с.
6. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям. / Под ред. М.О. Штейнберга – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

Получено 03.07.2009 г.