

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 Машпроект”

## ГИДРОДИНАМИКА ЗАКРУЧЕННОГО ПОТОКА В ТРУБЕ С НАКЛОННО-ТАНГЕНЦИАЛЬНОЙ ЗАКРУТКОЙ ПОТОКА И ПОДВОДОМ ВОЗДУХА В ТОРЦЕВУЮ ОБЛАСТЬ КАНАЛА

Наведено результати експериментального дослідження гідродинаміки закрученого потоку у відкритому циліндричному каналі діаметром 20 мм та довжиною 280 мм з тангенційним завихрювачем прямокутного перерізу на вході. Визначено поля статичного та повного тиску, поверхневий кут закрутки потоку, гідравлічні втрати в каналі та в тангенційному завихрювачі.

Представлены результаты экспериментального исследования гидродинамики закрученного потока в открытом цилиндрическом канале диаметром 20 мм и длиной 280 мм с тангенциальным завихрителем прямоугольного сечения на входе. Определены поля статического и полного давления, поверхностный угол закрутки потока, гидравлические потери в канале и тангенциальном завихрителе.

The results of experimental studies of swirl flow hydrodynamics in the open tube with diameter of 20 mm, 280 mm length and tangential swirl generator at the inlet are given. The static and total pressure fields, wall swirl flow angle, pressure losses within the tube and swirl generator are determined.

$b$  – ширина завихрителя;  
 $d$  – диаметр канала;  
 $G$  – массовый расход;  
 $h$  – высота завихрителя;  
 $P$  – давление;  
 $r$  – радиус;  
 $t$  – шаг спирали;  
 $w$  – 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 потока;  
 $w$  – параметры на стенке;  
 $x$  – продольная координата;  
 $\varphi$  – параметры закрученного потока; угловая координата;  
 $vx$  – параметры на входе;  
 $d$  – параметры дополнительного потока;  
 изб – избыточный;  
 ср – средний;  
 щ – параметры в щели завихрителя.

### Введение

Закрутка потока широко используется в различных технических приложениях для интенсификации теплообмена и совершенствования термогазодинамических процессов. Высокие радиальные градиенты статического и полного давления, скорости и температуры потока, зона обратных течений у оси канала и значительный уровень турбулентности в приосевой зоне, суще-

ственное увеличение скорости потока в пристеночной области являются основными факторами, способствующими интенсификации процессов тепло- и массообмена.

В настоящее время в различных технических приложениях используются несколько способов начальной закрутки потока, среди которых широкое распространение получил тангенциальный подвод [1, 2], благодаря простоте и технологичности его реализации.

Гидродинамика потока в цилиндрическом канале с тангенциальной закруткой ( $\beta = 0^\circ$ ) на входе подробно рассмотрена в работах [1, 2], где представлены обобщенные уравнения для осевой и вращательной скорости потока, радиуса зоны обратного течения, статического и полного давления, параметра закрутки потока и потерь давления. Показано, что поток с начальной закруткой характеризуется двумя участками: начальным и основным. На начальном участке, длина которого составляет 2...3 диаметра канала, на характер распределения локальных параметров закрученного потока значительное влияние оказывают тип завихрителя и степень закрутки потока; здесь имеет место существенная скоростная неравномерность потока в азимутальном направлении. На основном участке канала безразмерное радиальное распределение осевой и вращательной скорости потока определяется локальной интенсивностью закрутки потока и является автомодельным по числу Рейнольдса.

подавляющее большинство публикаций относится к случаю подачи воздушного потока в относительно короткий канал тангенциального завихрителя из емкости больших размеров (резервуара с пренебрежимо малой скоростью потока) или через достаточно длинный тангенциальный канал, обеспечивающий развитый профиль скорости [3]. С практической точки зрения наибольший интерес представляют короткие каналы тангенциального завихрителя. Опытные данные работы [4] показали, что с ростом отношения ширины тангенциального завихрителя к его высоте интенсивность теплообмена в канале уменьшается.

При тангенциальной закрутке потока ( $\beta = 0^\circ$ ) происходит “разворачивание” потока в канале с преобразованием тангенциально-закрученного потока в поступательно-вращательное движение, что приводит к потерям полного давления. В работе [4] рассмотрена наклонно-тангенциальная подача воздушного потока в цилиндрический канал при  $\beta = 30^\circ$  и  $60^\circ$ . Показано, что за одиночным тангенциальным подводом наблюдаются “ленточный” характер течения и азимутальная несимметричность потока, которая исчезает на расстоянии 5 диаметров канала от завихрителя. С ростом величины угла  $\beta$  степень азимутальной

неравномерности потока возрастает, а интенсивность теплообмена в канале уменьшается.

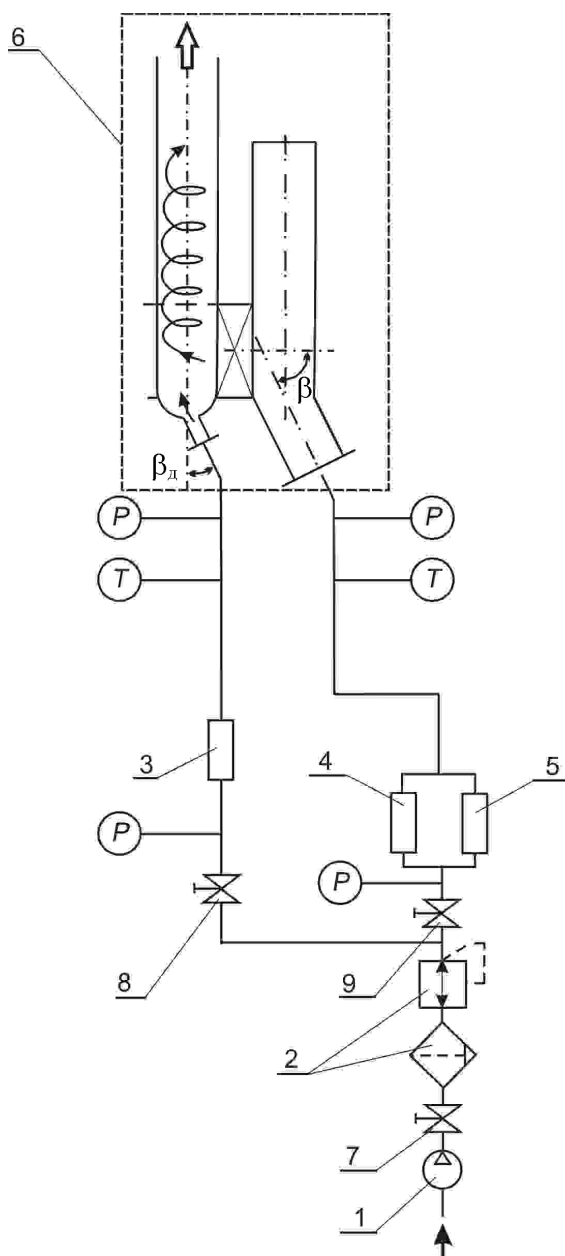
При наклонно-тангенциальной закрутке за счет поворота потока возникает неравномерность скоростного поля в сечении завихрителя и возникают зоны отрыва потока. Одновременно за счет снижения тангенциальной скорости уменьшается степень закрутки потока в канале и интенсивность теплообмена. В канале с тангенциальной, и особенно с наклонно-тангенциальной, закруткой потока в торцевой области канала (области завихрителя) могут возникать торцевые течения и зоны рециркуляции потока, способствующие росту гидравлических потерь [1]. Очевидно, что подача дополнительного воздуха в эту зону под углом, близким к углу закрутки потока  $\beta$  в тангенциальном завихрителе, может способствовать улучшению гидродинамики и снижению общих потерь давления.

Целью настоящей работы является экспериментальное исследование гидродинамических характеристик закрученного потока в цилиндрическом канале с наклонно-тангенциальной закруткой потока и подачей дополнительного воздуха в торцевую (донную) область канала, а также определение гидравлических потерь в канале и тангенциальном завихрителе.

### **Экспериментальная установка и методика проведения измерений**

Экспериментальная установка представляет собой открытый газодинамический контур, схема которого показана на рис. 1. Воздух от компрессора 1 через фильтр-регулятор давления 2 AW60-F10H фирмы SMC, который удаляет влагу из воздуха и поддерживает постоянное давление на входе в экспериментальный участок, вентили 7, 8, 9 и ротаметры 3, 4, 5 подается в экспериментальный участок 6, состоящий из двух соосных каналов.

Большая часть воздушного потока через ротаметры 4 и 5 поступает в закрытый с торца “глухой” канал прямоугольного сечения, конструкция которого обеспечивает наклонную подачу потока (под углом  $\beta$ ) в тангенциальный завихритель, и далее — в открытый цилиндрический канал диаметром  $d = 20$  мм и длиной  $l = 280$  мм.



**Рис. 1. Схема экспериментального стенда для исследования гидродинамики закрученного потока в цилиндрическом канале: 1 – компрессор; 2 – фильтр-регулятор; 3, 4, 5 – ротаметры; 6 – рабочий участок; 7, 8, 9 – вентили.**

Другая часть воздуха (до 20% по массовому расходу) подается в торцевую (донную) область канала. Регулировка подачи дополнительного воздуха обеспечивается вентилем 8, а его расход измеряется ротаметром 3. Открытый цилиндрический канал – прозрачный, он выполнен из оргстекла для обеспечения визуальных наблюдений.

Измерения проводились в открытом цилиндрическом канале, тангенциальный завихритель представлял собой тангенциальную прямоугольную щель высотой  $h = 5$  мм и шириной  $b = 59$  мм. Площадь щели завихрителя составляла  $295 \text{ мм}^2$ , а отношение площади тангенциального завихрителя и цилиндрического канала равнялось 0,93. В стенке канала на расстояниях  $x_1$ ,  $x_2$  и  $x_3$  от “среза” тангенциальной щели выполнены приемные отверстия диаметром 0,8 мм для измерения избыточного статического давления.

Подача дополнительного воздуха в экспериментальный участок осуществлялась в торцевой (донной) области канала через круглое отверстие диаметром 5 мм, выполненное на радиусе  $r = 5$  мм под углом  $\beta_d$  около  $45^\circ$  к оси канала (рис. 1). Эта подача осуществлялась в направлении основной закрутки потока таким образом, чтобы вектор скорости дополнительного потока на выходе из отверстия имел две составляющие – осевую и тангенциальную, абсолютные значения которых примерно равны ( $w_x^d \approx w_\varphi^d$ ). Радиальная компонента скорости в данном случае равнялась нулю.

Схема экспериментального участка показана на рис. 2, а его основные размеры приведены в таблице. В экспериментах измерялись статическое давление на входе в завихритель, статическое давление на стенке цилиндрического канала в трех точках по длине –  $x_1$ ,  $x_2$  и  $x_3$  (рис. 2). Изменялись также профиль избыточного полного давления в цилиндрическом канале, расход основного и дополнительного потока воздуха, угол закрутки потока на стенке канала, температура воздуха на входе в экспериментальный участок.

Расход основного и дополнительного воздуха измерялся ротаметрами РМ-40ГУЗ и РС5. Давление воздуха перед измерителями расхода определялись стрелочными манометрами. Статическое давление и динамический напор определялись водяными дифференциальными манометрами. Профили избыточного полного давления измерялись датчиком полного давления, представляющим собой трубку диаметром 1,6 мм с приемным отверстием диаметром 0,8 мм. Датчик устанавливался в координатном устройстве, которое позволяло вращать приемное отверстие по угловой координате с поиском максимального

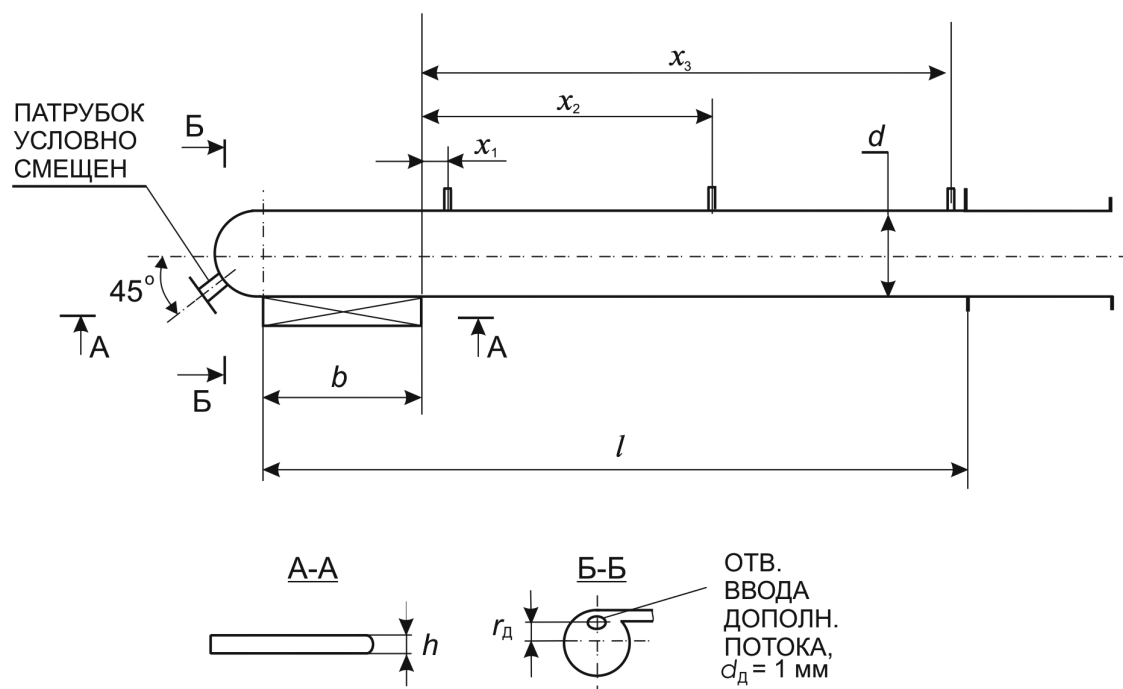


Рис. 2. Основные размеры рабочего участка. Координаты  $x_1 - x_3$  соответствуют точкам отбора статического давления (см. таблицу).

Таблица. Геометрические размеры экспериментального участка

Параметр	$d$ мм	$h$ , мм	$\beta$ , град	$b_{\text{экв}}$ , мм	$l$ , мм	$x_1$ , мм	$x_2$ , мм	$x_3$ , мм
Значение параметра	20	5	60	59	280	30	137	243

скоростного напора, а также перемещать датчик вдоль диаметра канала. Температура воздушного потока на входе измерялась хромель-алюмелевой термопарой.

Угол закрутки потока на стенке экспериментального канала определялся с помощью ввода в поток струйки жидкости, которая формировала на стенке канала хорошо видимую спиральную линию. При измерении шага спирали  $t$  масштабной линейкой из уравнения  $\text{tg}\varphi_w = \pi d/t$  определяли угол закрутки потока на стенке канала  $\varphi_w$ . По длине канала в зависимости от условий эксперимента формировались 3–4 спирали, что дало возможность построить зависимость изменения угла закрутки по длине канала. Значение поверхностного угла закрутки при  $x = 0$  (“срез” тангенциального завихрителя) определялось экстраполяцией измеренных значений угла закрутки на начало координат.

Эксперименты выполнены при одном значении расхода воздуха через тангенциальный за-

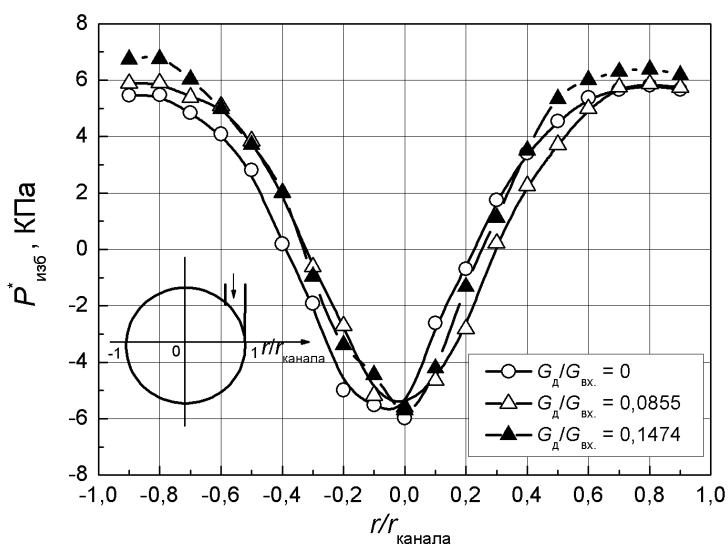
вихритель ( $G_{\text{ш}}$ ), равном 23,4 г/с. При этом расход воздуха через дополнительный канал  $G_{\text{д}}$  составлял 0; 2,0 и 3,45 г/с. Число Рейнольдса, рассчитанное по суммарному расходу воздуха в экспериментальном участке, составляло  $(8...9) \cdot 10^4$ , что соответствовало турбулентному режиму течения в канале.

### Результаты экспериментов и их анализ

**Полное давление.** Измерение профиля избыточного полного давления проводилось для трех случаев – при отсутствии дополнительного потока, а также при подаче дополнительного потока в торцевую (донную) область канала ( $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} = 0,085; 0,174$ ).

Радиальное изменение избыточного полного давления в сечении  $x/d = 14,0$  приведено на рис. 3. При наклонно-тангенциальной закрутке потока поток является азимутально неравномер-





**Рис. 3. Распределение полного давления в закрученном потоке по радиусу канала в сечении  $x/d = 14,0$ .**

ным. Подача дополнительного воздуха приводит к росту полного давления в канале, причем по мере увеличения расхода  $G_d$  профиль избыточного полного давления становится более симметричным относительно оси канала. Профиль избыточного полного давления является переменным по радиусу канала и характеризуется значительным радиальным градиентом. При  $r/r_{\text{канала}} < 0,30$  избыточное полное давление в канале принимает отрицательное значение, т.е. в центре канала наблюдается область разрежения.

Расчеты, выполненные по методике [2] для  $\beta = 0^\circ$ , показали, что зона отрицательных значений избыточного полного давления для условий эксперимента составляет  $r/r_{\text{канала}} \approx 0,20$ . Как следует из данных, приведенных на рис. 3, радиус зоны отрицательных значений  $P^*_{\text{изб}}$  незначительно изменяется по длине канала и в сечении  $x/d = 14,0$  составляет  $0,32 \dots 0,39$  в нижней части канала ( $r/r_{\text{канала}} < 0$ ) и  $0,23 \dots 0,3$  — в верхней. Таким образом, несимметричность профиля полного давления сохраняется на достаточно большом расстоянии от завихрителя.

Среднее по сечению канала полное давление  $P^*_{\text{изб ср}}$  характеризует энергию закрученного потока [2]. Ранее в работе [2] было экспериментально показано, что при  $\beta = 0^\circ$  в закрученном потоке выполняется приблизительное равенство:

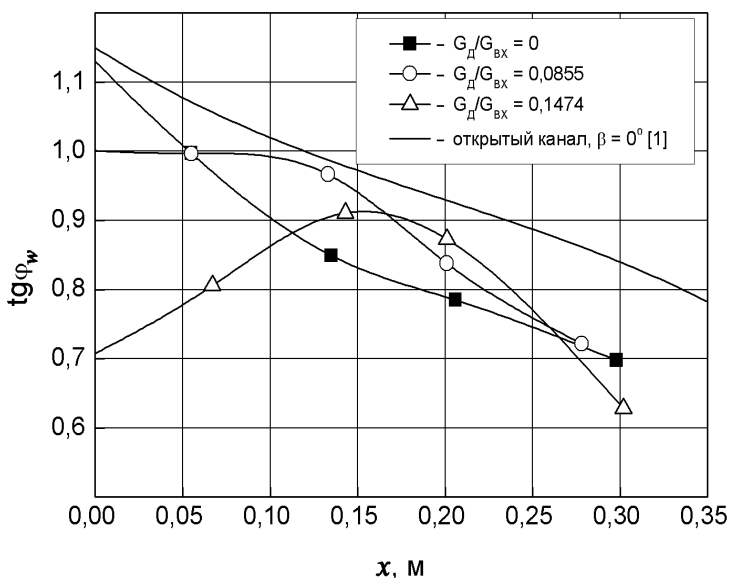
$$P_{\text{изб } w} \approx P^*_{\text{изб ср}}, \quad (1)$$

где  $P^*_{\text{изб ср}}$  — среднее по сечению канала избыточное полное давление;  $P_{\text{изб } w}$  — избыточное статическое давление на стенке канала в этом же сечении.

Равенство (1) получено для цилиндрического канала с открытым выходом и без дополнительного потока в торцевой (донной) области канала. Для проверки применимости этого равенства к условиям экспериментов было проведено интегрирование профилей избыточного полного давления (рис. 3) с нахождением среднеинтегрального значения  $P^*_{\text{изб ср}}$ . Полученные результаты показали, что для условий экспериментов равенство (1) выполняется с точностью 97...98%, и его использование для наклонно-тангенциальной закрутки и дополнительной подачи потока в торцевую область является обоснованным.

Величина полного давления за тангенциальным завихрителем возрастает с увеличением дополнительного расхода воздуха  $G_d$ . Как и для случая классического тангенциального подвода ( $\beta = 0$ ), избыточное среднее полное давление в потоке уменьшается по длине канала. На выходе из канала полное давление, которое характеризует выходные потери, примерно одинаково для всех значений расхода воздуха через дополнительный канал. Эти потери составляют 25...30% от величины полной энергии потока на входе (среднего полного давления) в сечении  $x = 0$ .

**Угол закрутки потока.** Изменение угла закрутки потока на стенке канала в зависимости от расхода дополнительного воздуха представлено на рис. 4. Интерполяция измеренных значений тангенса угла закрутки на стенке канала на начало координат ( $x = 0$ ) при  $G_d/G_{\text{вх}} = 0$  (линия 1) показывает, что начальный угол закрутки потока  $\varphi_{w0}$  равняется  $48,5^\circ$ , что близко к значению  $\beta_d = 45^\circ$ , принятому для дополнительного потока. Сравнение с данными работы [2] для  $\beta = 0^\circ$  и  $G_d = 0$  (линия 4) показывает, что в отличие от случая  $\beta = 0^\circ$  закрученное течение в цилиндрическом канале с тангенциальным завихрителем при  $\beta = 60^\circ$  характеризуется более высоким темпом затухания закрутки.

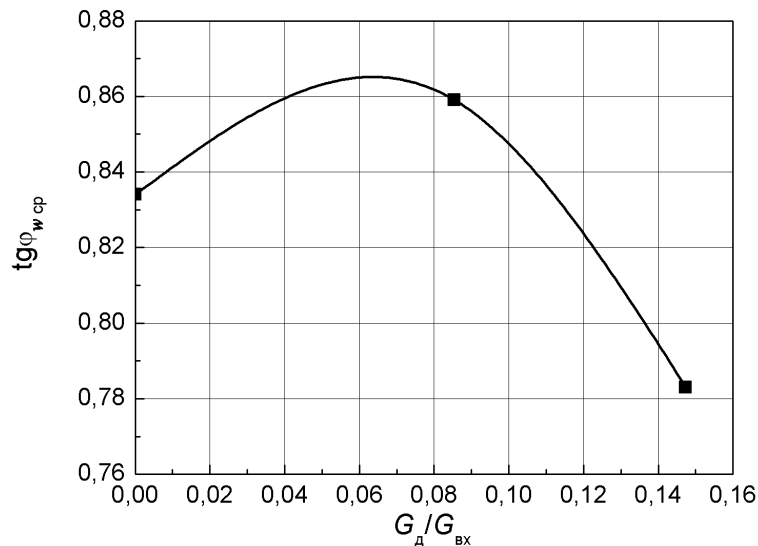


**Рис. 4. Распределение тангенса угла закрутки потока по длине канала.**

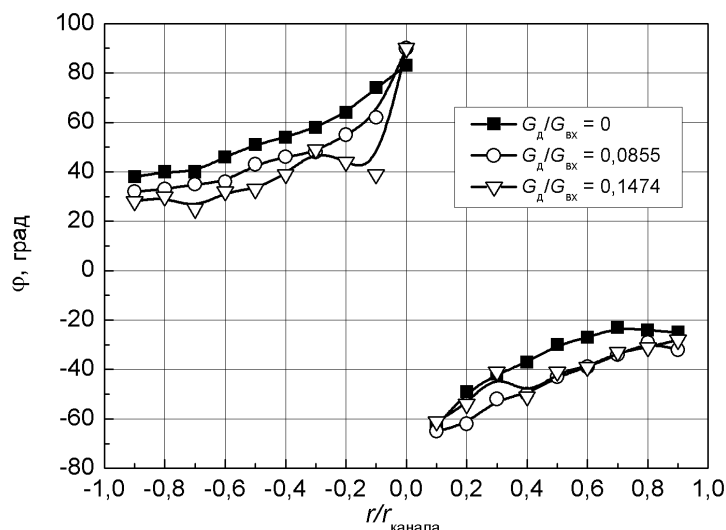
С ростом расхода дополнительного воздуха начальный угол закрутки потока  $\varphi_{\text{н}} \text{ (} \varphi_{\text{н}0} \text{)}$  уменьшается, а характер изменения угла закрутки потока по длине канала существенно изменяется. При больших значениях  $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}}$  закрутка потока значительно уменьшается в области около завихрителя, а угол закрутки по длине канала изменяется по кривой с максимумом примерно в середине канала. Таким образом, подача дополнительного потока может служить эффективным средством изменения степени закрутки потока (и интенсивности теплообмена) по длине канала.

Осредненное по длине канала значение тангенса угла закрутки потока в зависимости от отношения  $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}}$  представлено на рис. 5. Экспериментальная зависимость имеет максимум в области  $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} \approx 0,06 \dots 0,07$ , что близко к случаю равенства абсолютных скоростей потока через дополнительное отверстие и тангенциальный завихритель. При  $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} > 0,06 \dots 0,07$  имеет место торможение потока, выходящего из завихрителя, струей дополнительного потока и уменьшение степени его закрутки ( $\text{tg}\varphi_{\text{w}}$ ) в начальной области канала. При  $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}} < 0,06 \dots 0,07$  наблюдается обратное влияние.

На рис. 6 представлено изменение угла закрутки потока по радиусу канала в сечении  $x/d = 14,0$ . С ростом отношения  $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}}$  угол закрутки в области отрицательных значений отношения  $r/r_{\text{канала}}$  уменьшается, а в области положительных — увеличивается.



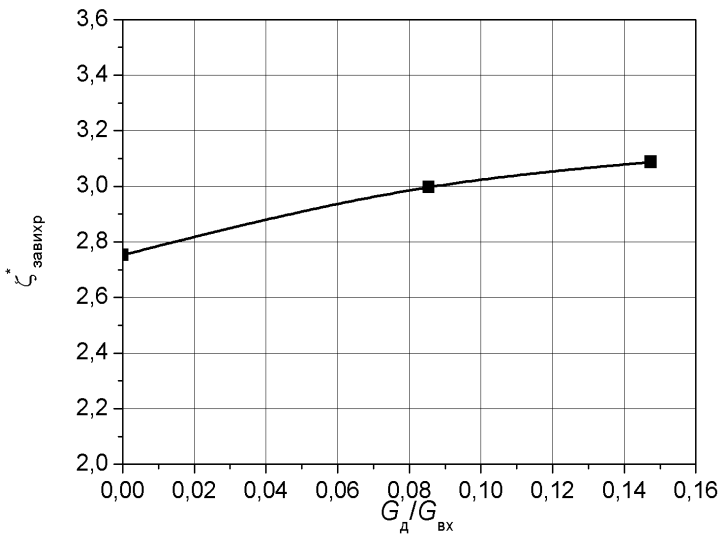
**Рис. 5. Зависимость тангенса угла закрутки потока от относительного расхода воздуха через дополнительный канал.**



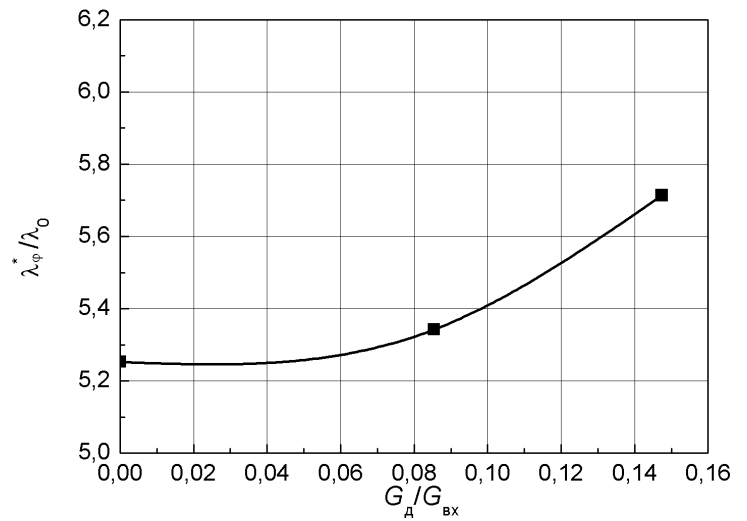
**Рис. 6. Изменение угла закрутки потока по радиусу канала в сечении  $x/d = 14,0$ .**

Различный характер радиального изменения угла закрутки потока подтверждает наличие азимутальной несимметричности закрученного течения в канале. Как и в канале с классической тангенциальной закруткой потока ( $\beta = 0^\circ$ ), угол закрутки потока увеличивается с уменьшением радиуса канала [1, 2].

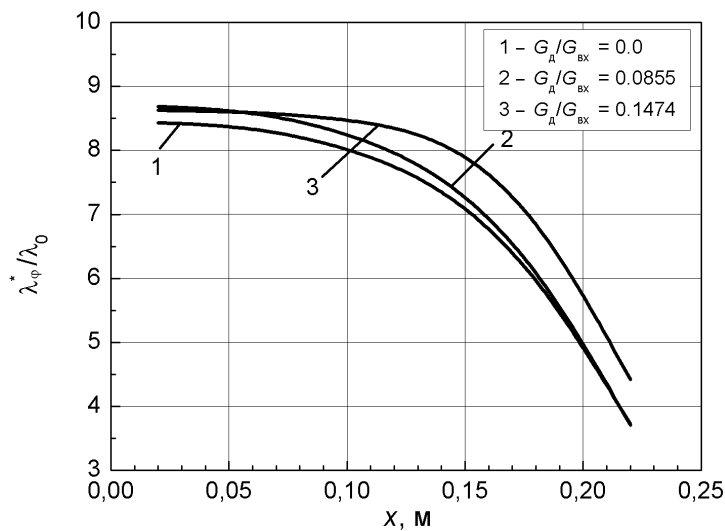
*Потери полного давления в тангенциальном завихрителе.* На рис. 7 представлена зависимость коэффициента сопротивления тангенциального завихрителя от величины относительного расхо-



**Рис. 7. Коэффициент сопротивления тангенциального завихрителя в зависимости от относительного расхода воздуха через дополнительный канал.**



**Рис. 9. Осредненные относительные потери полного давления в канале.**



**Рис. 8. Относительные потери полного давления по длине канала.**

да дополнительного воздуха. Потери полного давления определялись в соответствии с выражением:

$$\zeta_{\text{завихр}}^* = \frac{\Delta P_{\text{завихр}}^*}{0,5 \rho_{\text{щ}} \bar{w}_{\text{щ}}^2}, \quad (2)$$

где  $\Delta P_{\text{завихр}}^*$  – потери полного давления в тангенциальном завихрителе при наклонной подаче;  $\rho_{\text{щ}}$ ,  $\bar{w}_{\text{щ}}$  – плотность воздуха и среднерасходная

скорость в канале завихрителя. В данном случае вследствие особенностей гидродинамики сопротивление завихрителя включает две составляющие – потери в самом завихрителе (входные, выходные, потери на трение), а также потери на смешение основного и дополнительного потоков (область тангенциального завихрителя). Как следует из рис. 7, с ростом отношения  $G_{\text{д}}/G_{\text{вх}}$  [1, 2] коэффициент сопротивления завихрителя увеличивается.

*Потери полного давления по длине канала.* На рис. 8 приведено продольное изменение относительных потерь полного давления в экспериментальном канале. Здесь  $\lambda_{\phi}^*$  – коэффициент гидравлического сопротивления в канале с наклонно-тангенциальной закруткой потока;  $\lambda_0$  – коэффициент гидравлического сопротивления в канале для осевого потока при том же значении числа Рейнольдса. Из рисунка видно, что относительные потери уменьшаются по длине канала и незначительно возрастают при увеличении относительного расхода дополнительного воздуха. До середины канала ( $x = 0,12$  м;  $x/d = 6,0$ ) относительные потери полного давления примерно постоянны по длине, но затем наблюдается их резкое снижение.

На рис. 9 представлена зависимость средних в канале относительных потерь полного давления от величины относительного расхода дополни-

тельного воздуха. Из рисунка видно, что с ростом отношения  $G_d/G_{вх}$  относительные потери давления в канале увеличиваются, причём особенно заметно при  $G_d/G_{вх} > 0,06...0,08$ .

### Выводы

Выполненное исследование показывает, что закономерности течения закрученного потока в цилиндрическом канале при наклонно-тангенциальной закрутке потока ( $\beta = 60^\circ$ ) и дополнительной подаче воздуха в торцевую область канала отличаются от результатов, полученных при классической схеме тангенциальной закрутки ( $\beta = 0^\circ$ ). Можно отметить следующие особенности гидродинамики исследованного способа закрутки потока:

- ◆ при больших значениях отношения  $G_d/G_{вх}$ , подача дополнительного воздуха в торцевую (донную) область канала уменьшает угол закрутки потока в области около тангенциального завихрителя и способствует снижению несимметричности радиального профиля полного давления;

- ◆ закрученный поток в канале является азимутально-неравномерным; подача дополнительного потока может служить эффективным средством гидродинамического воздействия на

поток, изменения степени закрутки потока и теплообмена в канале;

- ◆ с увеличением расхода дополнительного воздуха потери полного давления в тангенциальном завихрителе и в канале возрастают; по длине канала относительные потери полного давления особенно заметно снижаются во второй половине канала.

### ЛИТЕРАТУРА

1. *Шукин В.К., Халатов А.А.* Теплообмен и гидродинамика закрученных потоков в осесимметричных каналах. — М.: Машиностроение, 1982. — 200 с.
2. *Халатов А.А.* Теория и практика закрученных потоков. — К.: Наук. думка, 1989. — 192 с.
3. *Hedlund C.R., Ligrani P.M.* Local swirl chamber heat transfer and flow structure at different Reynolds numbers // *Journal of Turbomachinery*. — 2000. — Vol. 122. — P. 375–385.
4. *Хэй Н., Вест П.Д.* Теплообмен в трубе с закрученным потоком // *Теплопередача*. Сер. С. — 1975. — № 3. — С.100–106.

Получено 14.01.2009 г.

УДК 539.19

ДРЕМОВ В.В.

*Донбасская национальная академия строительства и архитектуры*

## ВЛИЯНИЕ ВНУТРЕННИХ ИСТОЧНИКОВ ТЕПЛОТЫ НА ЗАТВЕРДЕВАНИЕ ПЛОСКОГО СЛИТКА

Варіаційним за методом розв'язано задачу твердіння металу у плоскій клиноподібній виливниці при наявності внутрішніх джерел теплоти з визначенням положення фронту кристалізації у будь-який момент часу.

Вариационным методом решена задача затвердевания металла в плоской клинообразной изложнице при наличии внутренних источников теплоты с определением положения фронта кристаллизации в любой момент времени.

The problem of metal solidification in a flat wedge-shaped mould influenced by internal heat sources was solved using variational method. The time dependence of the front of crystallization was obtained.