

УДК 66.015.23

## СОПРОТИВЛЕНИЕ ТАНГЕНЦИАЛЬНЫХ ЗАВИХРИТЕЛЕЙ С ПРЯМЫМИ СТЕНКАМИ КАНАЛОВ

© 2021 г. А. С. Фролов<sup>а</sup>, Н. А. Войнов<sup>а, \*</sup>, А. В. Богаткова<sup>а</sup>, Д. А. Земцов<sup>а</sup>, О. П. Жукова<sup>а</sup>

<sup>а</sup>Сибирский государственный университет науки и технологий им. акад. М.Ф. Решетнева, Красноярск, Россия

\*e-mail: n.a.voynov@mail.ru

Поступила в редакцию 21.12.2020 г.

После доработки 22.03.2021 г.

Принята к публикации 23.03.2021 г.

Представлены результаты экспериментального исследования и численного моделирования распределения скорости газа и давления в тангенциальных завихрителях. Моделирование осуществлялось методом конечных элементов с использованием модели турбулентности  $k-\varepsilon$  в программе Comsol Multiphysics. Экспериментально определен коэффициент сопротивления тангенциальных устройств при различных конструктивных параметрах завихрителя. После комплексной обработки полученных данных установлено влияние количества каналов, их длины и угла наклона на сопротивление завихрителя. Подтверждено, что с увеличением ширины канала при прочих равных условиях величина коэффициента сопротивления завихрителя возрастает. Рассмотрены потери напора, связанные с такими факторами, как вход–выход в канал газа и его длина. Установлено, что наибольшее влияние на величину коэффициента сопротивления оказывают потери напора, обусловленные силами вязкого трения в канале. Представлена зависимость для оценки величины коэффициента сопротивления тангенциального завихрителя.

**Ключевые слова:** тангенциальный завихритель, коэффициент сопротивления, перепад давления, профиль скорости, профиль давления, численное моделирование

**DOI:** 10.31857/S0040357121040060

### ВВЕДЕНИЕ

Вращающиеся газожидкостные потоки используются для осуществления различных технологических процессов в химической и нефтехимической промышленности с целью интенсификации тепло и массопереноса, а также сепарации дисперсных частиц.

Вращающийся слой нашел применение при интенсификации многофазных реакций [1, 2], абсорбции и десорбции [3–6], очистке газовых выбросов [7, 8].

Устройства (завихрители) для придания газу (пару) вращательного движения применяются в сепараторах для очистки газа от капель и дисперсных частиц [9–11], скрубберах [12, 13], в контактных ступенях ректификационных колонн [14, 15], испарителях и выпарных аппаратах [16].

Вихревые потоки получили распространение в газовых турбинах, и камерах сгорания [17], в центробежных контакторах [18] а также системах охлаждения оборотной воды, градирнях [19].

Из всего многообразия завихрителей наибольшее применение нашли устройства тангенциального типа, обеспечивающие интенсивное вращение потока при сравнительно простом конструк-

тивном исполнении. В полной мере это относится к завихрителем с прямыми стенками каналов [20].

Основными характеристиками завихрителя являются его сопротивление и скорость газа в каналах устройства. Исходя из них, осуществляется расчет конструктивных и технологических параметров разрабатываемого оборудования. Сложность расчета гидродинамических параметров завихрителей затрудняет их эффективное использование на практике и требует всесторонних исследований.

Известные зависимости для расчета величины коэффициента сопротивления завихрителей тангенциального типа представлены в табл. 1.

Согласно представленным в табл. 1 данным, сопротивление тангенциального устройства зависит от фактора крутки, радиуса завихрителя, количества каналов, их ширины и высоты, толщины стенок каналов и угла их наклона. Имеющиеся литературные данные противоречивы. Так, согласно [22], с увеличением ширины канала сопротивление уменьшается, тогда как другие авторы [25] утверждают, что оно увеличивается. Наряду с этим, не достаточно изучено влияние угла

**Таблица 1.** Зависимости для расчета коэффициента сопротивления тангенциальных завихрителей

№	Зависимость	Литературный источник
1	$\xi = \exp(4.23 - 2.345A)$	[21]
2	$\xi = 3.1\alpha^{0.7}(\delta/b)^{1.54}(h/D_{st})^{-1.48}$	[22]
3	$\xi = 0.5(1 - A)$	[23]
4	$\xi = \xi_{in} + \xi_{out} + \xi_g + \xi_{tur}$ $\xi_{tur} = 1.36 \times 10^{-2} \alpha^{0.75} b^{1.3} n^{1.3} R_{out}^{-2.5}$ $\xi_g = 0.2 - 0.6$	[24]
5	$\xi = 21Re^{-0.28} \left(\frac{h}{b}\right)^{-0.25}$	[25]

наклона стенок канала и их длины на потери напора.

Многообразие факторов, влияющих на сопротивление завихрителя, не позволяет в ходе натурального эксперимента выявить степень воздействия каждого из них в отдельности. В связи с этим были использованы численные методы расчета по трехмерной модели данного устройства, описывающие поведение газа в завихрителе [26, 27].

Целью данной работы является экспериментальное исследование и численное моделирование параметров, влияющих на гидродинамику и сопротивление каналов тангенциальных завихрителей, определение уравнения для инженерных расчетов величины коэффициента сопротивления.

## ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ЧАСТЬ

Завихрители продувались воздухом при температуре 25°C. Расход газа измерялся диафрагмами с помощью дифференциального манометра фиксирующего перепад давления и составил до 100 м<sup>3</sup>/ч.

Общий перепад давления определялся как разность давлений на входе и выходе из завихрителя. Экспериментальная установка была детально описана нами ранее в работе [25].

Схема тангенциального завихрителя представлена на рис. 1.

Конструктивные параметры экспериментально исследованных завихрителей приведены в табл. 2.

Завихрители (рис. 1) выполнялись по 3D-модели. Высота каналов варьировалась от 0.005 до 0.01 м, ширина – 0.0012–0.007 м, угол наклона канала составил 26° и 45°. Длина канала завихрителя изменялась от 0.002 до 0.022 м, диаметр ступени  $D_{st} = 0.2$  м. Для определения экспериментальной величины коэффициента сопротивления завихрителя использовалась зависимость

$$\xi = 2\Delta P / \rho \bar{u}^2, \quad (1)$$

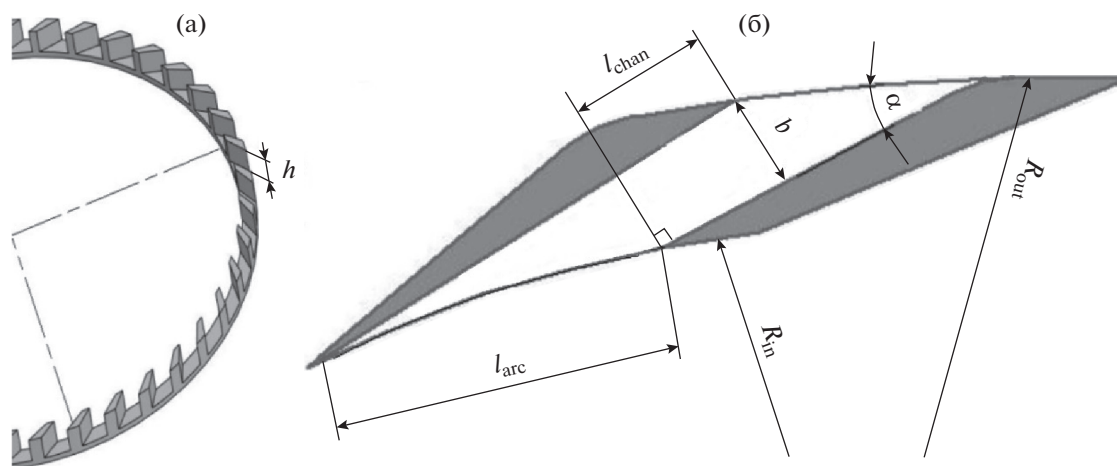
где  $\Delta P$  – перепад давлений, Па;  $\rho$  – плотность газа, кг/м<sup>3</sup>;  $\bar{u}$  – среднерасходная скорость газа в каналах завихрителя, м/с.

Среднерасходная скорость газа рассчитывалась по наименьшему сечению канала завихрителя.

Расчетный коэффициент сопротивления определялся согласно выражению (1) по полученному при численном моделировании расчетному перепаду давлений.

Число Рейнольдса определялось по зависимости

$$Re = (\bar{u}b\rho)/\mu, \quad (2)$$



**Рис. 1.** Схема завихрителя (а), каналы с параллельными стенками (б).

**Таблица 2.** Параметры тангенциальных завихрителей

№ завихрителя	$R_{out}$ , м	$R_{in}$ , м	$h$ , м	$b$ , м	$n$	$\alpha$ , град	Профиль стенки канала
1	0.085	0.057	0.010	0.0030	40	26	Прямые параллельные
2	0.075	0.07	0.006	0.0040	40	26	
3	0.084	0.077	0.008	0.0030	40	45	
4	0.087	0.078	0.008	0.0030	5, 10, 40	26	
5	0.087	0.078	0.010	0.0050	25, 40	26	
6	0.093	0.088	0.005	0.0015	40	26	
7	0.065	0.055	0.005	0.0012	40	26	
8	0.084	0.077	0.006	$b_{in} = 0.006$ $b = 0.003$	40	45	Прямые, сужающиеся на конус
9	0.094	0.087	0.009	$b_{in} = 0.007$ $b = 0.004$	40	45	

где  $b$  – ширина канала, м;  $\mu$  – коэффициент динамической вязкости, Па·с;  $Re$  – число Рейнольдса.

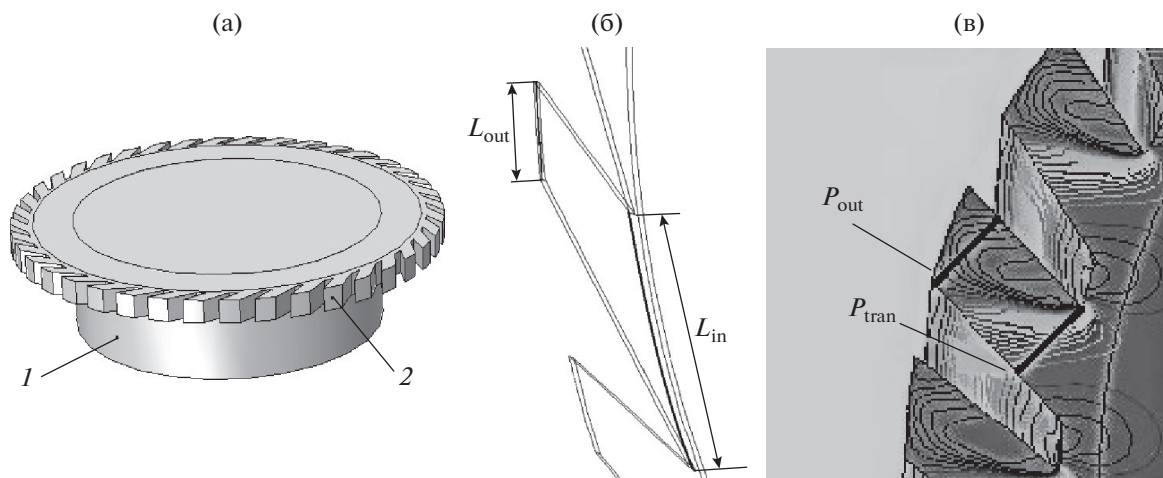
Для изучения гидродинамических характеристик завихрителя, расчета полей скоростей и перепадов давлений был применен метод численного моделирования в программе Comsol Multiphysics, которая является интерактивной средой, основанной на дифференциальных уравнениях в частных производных.

Программное обеспечение пакета поддерживает конечно-элементную технологию вместе с адаптивным построением сетки и контролем ошибок в процессе расчета модели.

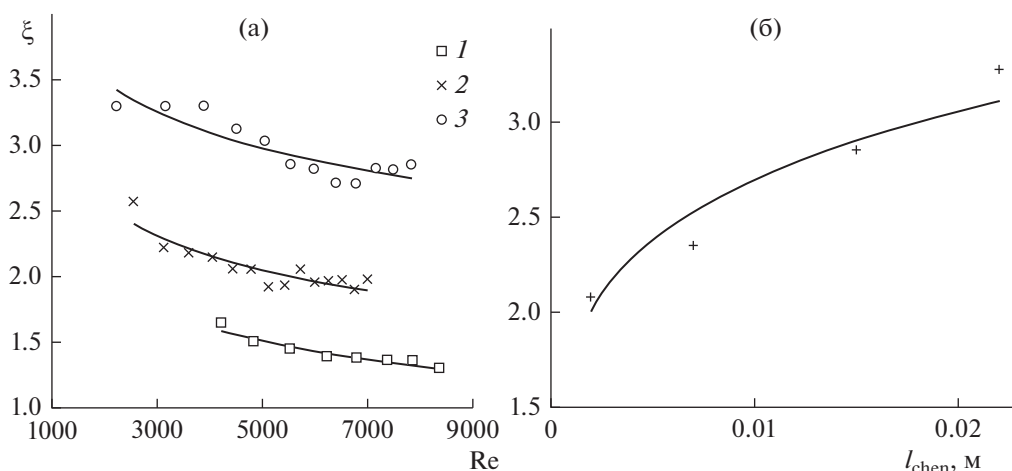
Первоначально для подготовки завихрителя к гидродинамическому анализу была создана твер-

дотельная модель (рис. 2а) его внутреннего пространства, т.е. его рабочая полость со всеми подробностями геометрии. Полученная таким образом геометрия импортировалась в программное обеспечение Comsol Multiphysics и была подвержена разбиению на элементы расчетной сетки.

Для повышения точности расчета, улучшения сходимости и оптимизации времени расчета была сгенерирована сетка, состоящая из элементов различной формы. Построенная расчетная сетка имела значительное сгущение элементов в местах наибольшего градиента скорости, что значительно отличает ее от равномерно построенной сетки. Проведенный тест на сеточную сходимость вы-



**Рис. 2.** Модель завихрителя (а); 1 – газовый патрубок; 2 – канал; линии считывания давления и скорости в работе (б); линии, используемые при обработке эпюр давления (в).



**Рис. 3.** Зависимость коэффициента сопротивления завихрителя № 5 (по табл. 2) от числа Рейнольдса (а): экспериментальные точки: 1 – длина канала  $l_{chan} = 0.002$  м; 2 – 0.007; 3 –  $l_{chan} = 0.022$  м; и длины канала  $l_{chan}$  (б): экспериментальные точки при  $Re = 3000$ .

явил оптимальную расчетную сетку, состоящую из 1200000 элементов различной формы.

В качестве рабочей среды в модели задан воздух с физико-химическими свойствами соответствующими натурным испытаниям. Искомыми величинами являлись давление и скорость газа. Определялось полная скорость  $u_p$ , а также ее составляющие по осям координат  $u_x$ ,  $u_z$ ,  $u_y$ . Полученное давление  $P$  в процессе постобработки результатов численного эксперимента характеризует общие потери завихрителя  $\Delta P$ .

Расчетное давление и скорость на входе в канал и его выходе при моделировании считывались по линиям  $L_{in}$  и  $L_{out}$  (рис. 2б), а при обработке полученных данных согласно рис. 2в.

Потери перепада давлений, обусловленные входом,  $\Delta P_{in}$  определялись (рис. 2б) согласно

$$\Delta P_{in} = P - P_{tran}, \quad (3)$$

где  $P$  – общее расчетное давление в камере завихрителя, Па;  $P_{tran}$  – давление на входе в канал в его узком сечении.

При моделировании диаметр газового патрубка завихрителя принимался равным 0.12 м, высота канала 0.008–0.04 м, ширина 0.0015–0.006 м, угол наклона канала составил  $26^\circ$  и  $45^\circ$ , количество каналов изменялось от 4 до 40, длина каналов составила 0.002–0.022 м.

## РЕЗУЛЬТАТЫ И ИХ ОБСУЖДЕНИЕ

Согласно экспериментальным данным (рис. 3), с увеличением длины канала от 0.002 до 0.022 м коэффициент сопротивления завихрителя увели-

чивается в 1.9 раза и подчиняется зависимости  $\xi \sim l_{chan}^{-0.184}$ .

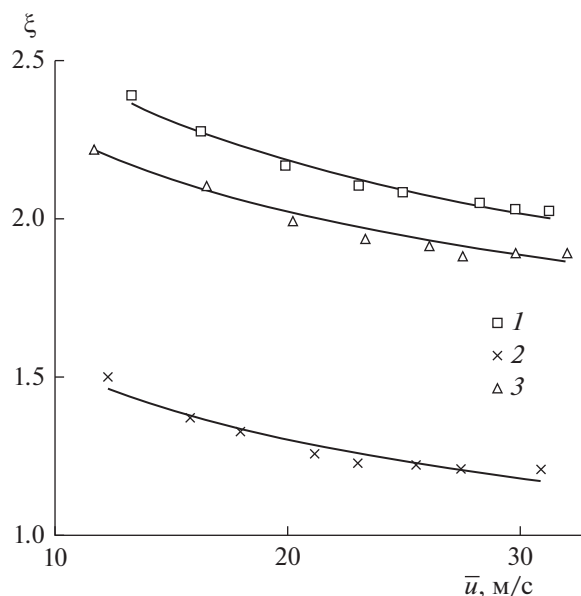
Как установлено, при доле свободного сечения канала в зоне их размещения равной 0.04–0.2 различие в сопротивлении составило не более 15%. Результаты численного моделирования в этих условиях также показали не существенное изменение перепада давлений.

Результаты численного моделирования выявили зависимость коэффициента сопротивления от геометрического симплекса подобия в виде  $\xi \sim (h/b)^{-0.22}$ , что согласуется с данными [25] (табл. 1). Также результаты моделирования, при изменении высоты канала от 0.008 до 0.08 м, показали зависимость коэффициента сопротивления  $\xi \sim (h)^{-0.13}$ .

Согласно экспериментальным данным, при одинаковой ширине канала на выходе  $b = 0.003$  м завихритель с сужающимися каналами (рис. 4, точки 1) по сравнению с устройством с каналами постоянного сечения (точки 2) имеет больший коэффициент сопротивления. Вероятно, это обусловлено переменным сечением канала, которое формирует профиль скорости по его длине.

Согласно результатам численного моделирования (рис. 5) и экспериментального исследования (рис. 4 точки 2 и 3), давление завихрителя с постоянным сечением каналов при уменьшении угла наклона их стенок возрастает.

Распределение скоростей газа (при угле наклона  $26^\circ$  и  $45^\circ$ ) на входе и выходе из канала представлено на рис. 6. С изменением угла наклона профили скоростей газа на выходе из канала претерпевают не существенное изменение, и потери



**Рис. 4.** Зависимость экспериментальной величины коэффициента сопротивления от скорости газа в каналах завихрителя при  $b = 0.003$  м,  $\alpha = 45^\circ$ . Экспериментальные точки: 1 – завихритель № 8; 2 – завихритель № 3; 3 – завихритель № 4,  $\alpha = 26^\circ$ .

напора на выходе (табл. 3) сравнимы. Однако распределение скоростей на входе в канал существенно изменяется при разных углах наклона стенки канала. При  $\alpha = 26^\circ$  (рис. 6, вход канала) формируется вогнутый профиль скорости, обусловленный увеличением длины стенки и расстояния  $l_{\text{arc}}$  между стенками соседних каналов на входе. Это приводит к росту потерь напора на

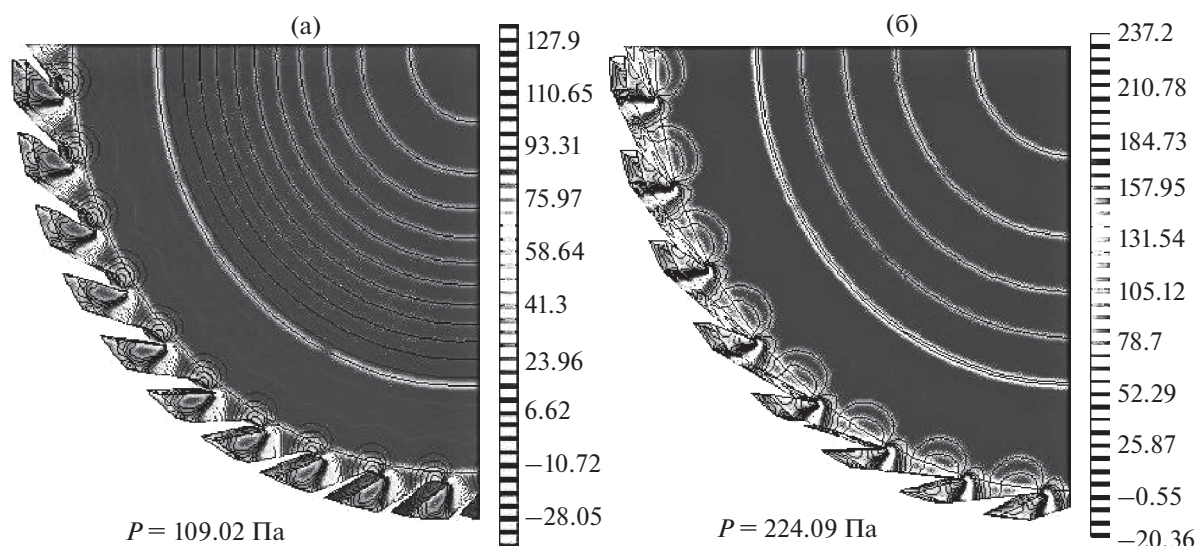
входе, а также в самом канале (табл. 3) по сравнению с каналами, размещенными под углом  $45^\circ$ . Экспериментально определенная величина коэффициента сопротивления при изменении  $\alpha$  с  $26^\circ$  до  $45^\circ$  уменьшилась в 1.5 раза, а при численном моделировании – в 1.9 раз.

Экспериментальные значения коэффициента сопротивления завихрителей, параметры которых представлены в табл. 2, показаны на рис. 7. Как установлено моделированием (рис. 7б, пунктирная линия) и подтверждено экспериментально (рис. 7а, точки 1–7), с увеличением ширины канала величина коэффициента сопротивления завихрителя возрастает как  $\xi \sim b^{0.6}$ , при этом  $\xi \sim \text{Re}^{0.28}$ .

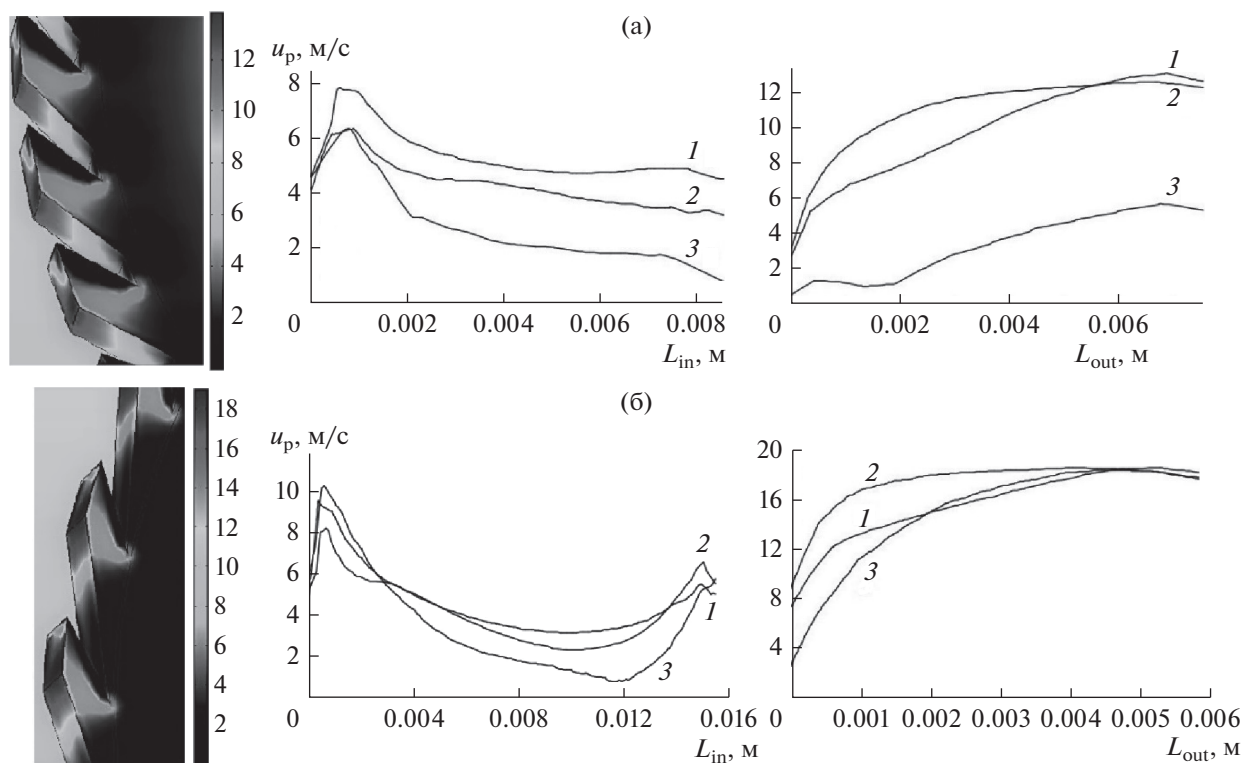
Расчетные значения давления и коэффициентов сопротивления при моделировании параметров завихрителя с прямыми стенками каналов представлены в табл. 3.

Профили скоростей, полученные при моделировании завихрителей с разной шириной канала, представлены на рис. 8. Сравнение давлений завихрителей при одинаковом числе  $\text{Re}$  показывает, что с увеличением ширины канала снижается среднерасходная скорость газа и, следовательно, динамическая скорость на стенке, что приводит к увеличению толщины пограничного слоя [28, 29] и росту потерь напора завихрителя.

Распределение полной скорости  $u_p$  и ее составляющих по осям координат  $u_z$ ,  $u_y$  и  $u_x$  представлены на рис. 9. Скорости  $u_y$  и  $u_x$  сопоставимы и имеют большие значения в сравнении со скоростью  $u_z$ . Кроме того, при угле наклона каналов  $26^\circ$  скорости  $u_y$  и  $u_x$  примерно в два раза больше, чем при



**Рис. 5.** Распределение давления в завихрителе при угле наклона канала  $\alpha = 45^\circ$  (а) и  $26^\circ$  (б) при  $b = 0.003$  м,  $h = 0.008$  м,  $\bar{u} = 14$  м/с.



**Рис. 6.** Изменение полной скорости  $u_p$  по линии считывания на входе канала  $L_{in}$  и на выходе  $L_{out}$  при  $b = 0.003$  м,  $h = 0.008$  м,  $\bar{u} = 14$  м/с: (а) –  $\alpha = 45^\circ$ ; (б) –  $\alpha = 26^\circ$ . Линии 1–3 – место считывания по высоте канала  $h$ : 1 –  $h = 0.004$  м; 2 – 0; 3 –  $h = 0.008$  м.

угле наклона каналов  $45^\circ$ . Таким образом, результатами моделирования подтверждается, что с уменьшением угла наклона стенки канала интенсивность вращения потока возрастает.

На основании обработки экспериментальных значений коэффициента сопротивления завихрителя, представленных на рис. 7, и результатов

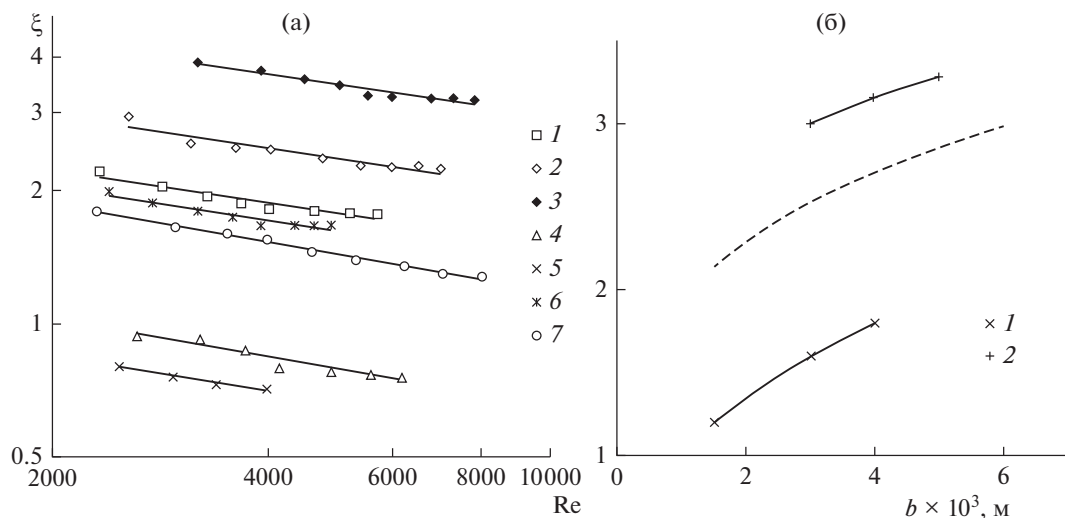
моделирования получена эмпирическая зависимость в виде

$$\xi = 10^4 \alpha^{-0.71} \text{Re}^{-0.28} l_{\text{chan}}^{0.19} b^{0.6} h^{-0.13}. \quad (4)$$

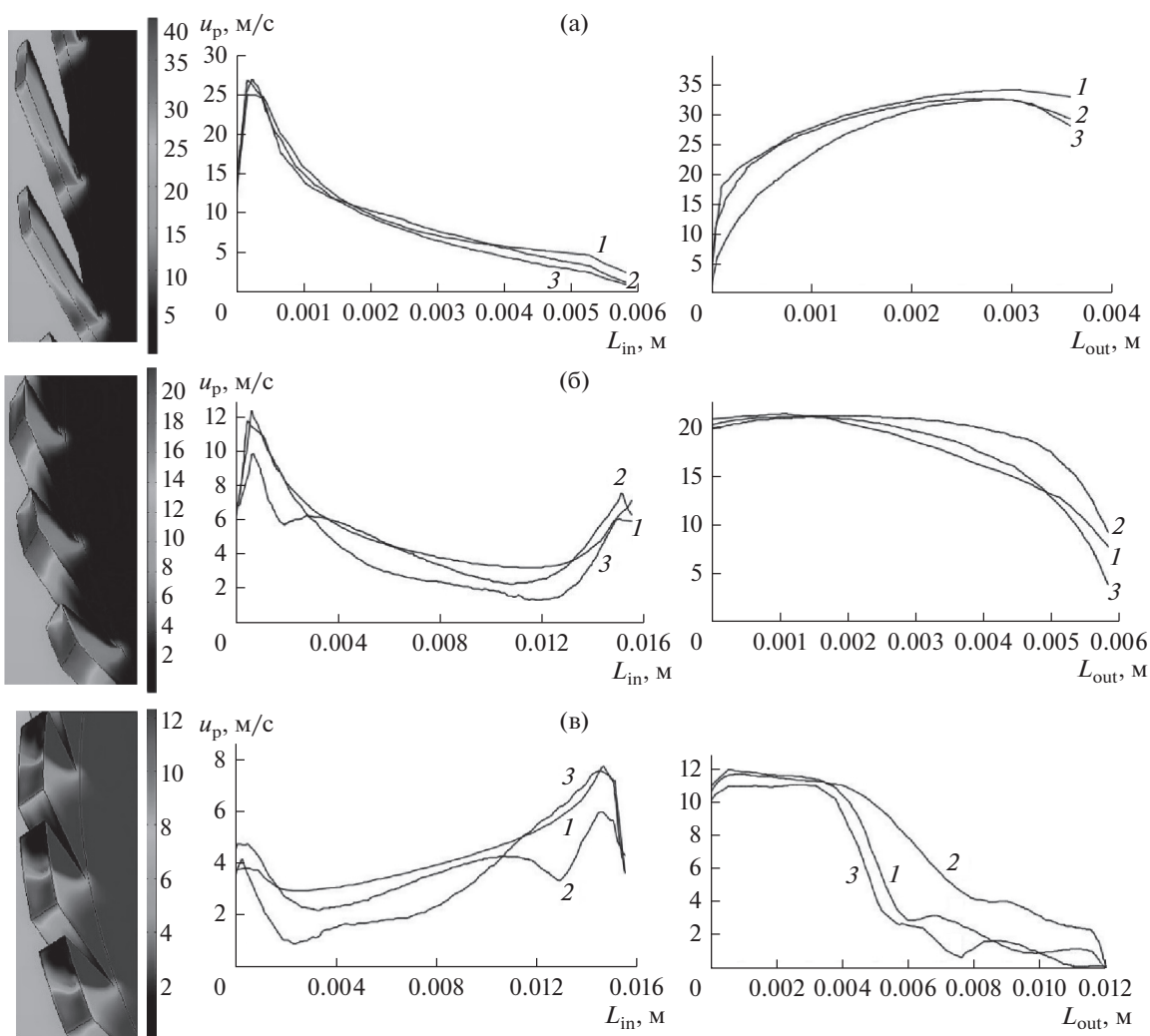
Уравнение (4) проверено при  $\alpha = 26^\circ - 45^\circ$ ,  $b = 0.0012 - 0.005$  м,  $l_{\text{chan}} = 0.005 - 0.022$  м,  $h = 0.008 - 0.08$  м.

**Таблица 3.** Расчетные параметры завихрителей с прямыми стенками каналов

$b$ , м	0.003	0.006	0.003	0.006	0.0015	0.003
$h$ , м	0.008	0.008	0.008	0.008	0.008	0.008
$\alpha$ , град	45	26	26	26	26	26
$\Delta P_{in}$ , Па	42.52	29.69	66.55	82.32	465.80	146.38
$\Delta P_{chan}$ , Па	44.50	60.25	207.50	267.00	665.00	140.00
$\Delta P_{out}$ , Па	19.00	1.25	18.00	53.50	35.00	16.00
$P$ , Па	109.02	91.19	292.05	402.82	1165.80	302.38
$P_{tran}$ , Па	66.50	61.50	225.50	320.50	700.00	156.00
Re	2796	2658	2819	5638	2919	2796
$\bar{u}$ , м/с	14	7	14	14	29	14
$\xi$	0.86	3.25	2.31	3.19	2.15	2.39



**Рис. 7.** Зависимость коэффициента сопротивления от числа Рейнольдса при  $l_{chan} = 0.005-0.012$  м,  $\alpha = 26^\circ$  (а): экспериментальные точки: 1 – завихритель № 4; 2 – завихритель № 5; 3 – завихритель № 5 при  $l_{chan} = 0.022$  м; 4 – завихритель № 6; 5 – завихритель № 7; 6 – завихритель № 1; 7 – завихритель № 2; и от ширины канала (б) при  $Re = 2200-2700$ : 1 – длина канала  $l_{chan} = 0.005$  м; 2 –  $l_{chan} = 0.022$  м. Пунктирная линия – данные полученные при моделировании при  $l_{chan} = 0.012$  м.



**Рис. 8.** Изменение полной скорости  $u_p$  по линии считывания на входе канала  $L_{in}$  и на выходе  $L_{out}$  при разной ширине канала завихрителя при  $\alpha = 26^\circ$ ,  $Re = 2200$ : (а) –  $b = 0.0015$  м; (б) –  $0.003$ ; (в) –  $b = 0.006$  м; линии 1–3 согласно рис. 7.

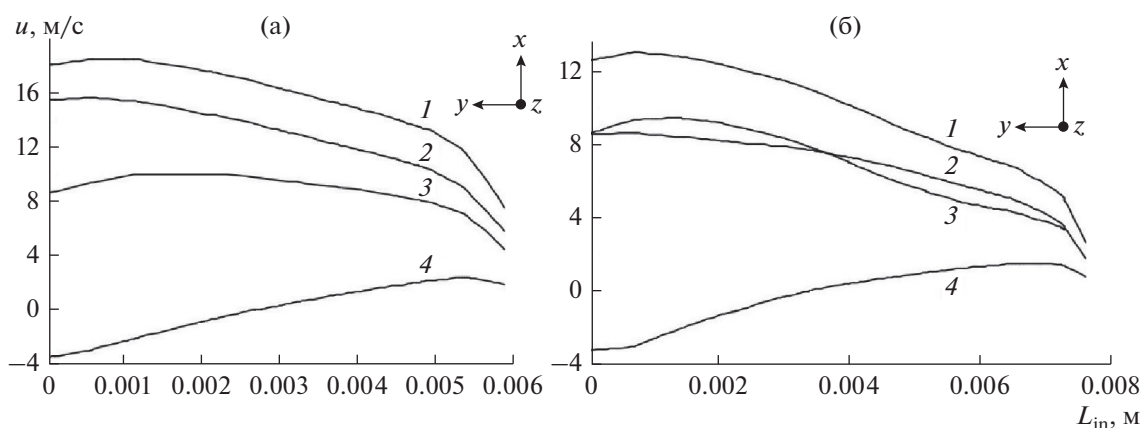


Рис. 9. Эпюры скорости на выходе из канала при разных углах наклона: (а) –  $\alpha = 26^\circ$ ; (б) –  $\alpha = 45^\circ$ ; линии скорости 1–4: 1 –  $u_p$ ; 2 –  $u_x$ ; 3 –  $u_y$ ; 4 –  $u_z$ .

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты, полученные в ходе численного моделирования, согласуются с данными экспериментальных исследований и позволяют определять не только гидравлическое сопротивление, но и структуру потока (полей скоростей и давлений) в канале. Влияние числа каналов на общий перепад давления тангенциального завихрителя находится в пределах погрешности. Наибольшее влияние на общее сопротивление завихрителя оказывают потери напора в канале и на входе в него, что обусловлено силами вязкого трения и изменяющимися профилями скорости. Общий перепад давления завихрителей с суживающимися каналами и каналами постоянного сечения при одинаковой их ширине на выходе дает большее сопротивление, что обусловлено различием в формировании пограничного слоя по длине канала. Уменьшение угла наклона каналов завихрителя с  $45^\circ$  до  $25^\circ$  приводит к росту перепада давления до 1.5–1.9 раза, вследствие изменения профиля скорости, который оказывает влияние как на потери на входе, так и потери по длине канала.

Численным моделированием установлено и экспериментально подтверждено влияние ширины канала завихрителя на его сопротивление. Величина коэффициента сопротивления возрастает при увеличении ширины канала. Получена эмпирическая зависимость для расчета коэффициента гидравлического сопротивления тангенциально-го завихрителя, учитывающая его геометрические параметры.

### ОБОЗНАЧЕНИЯ

$A = f/F$	безразмерный фактор крутки
$b$	ширина канала в самом узком месте, м
$D$	диаметр, м
$F = \pi D_s h$	площадь завихрителя, $m^2$
$f = nhb$	суммарная площадь каналов, $m^2$
$h$	высота канала, м
$L$	линия считывания давления, м
$l$	длина, м
$n$	количество каналов
$P$	расчетное давление, Па
$\Delta P$	перепад давлений, Па
$u$	скорость, м/с
	среднерасходная скорость газа, м/с
$\alpha$	угол наклона канала, град
$\delta$	толщина стенки канала, м
$\mu$	коэффициент динамической вязкости, Па с
$\xi$	безразмерный коэффициент сопротивления
$\rho$	плотность газа, $kg/m^3$
Re	число Рейнольдса

### ИНДЕКСЫ

arc	дуга окружности
chan	канал
g	газ
in	вход



out	выход
p	полный
s	завихритель
st	ступень
tran	переходная область, переход
tur	турбулентный

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Wang Z., Yang T., Liu Z., Wang S., Gao Y., Wu M. Mass Transfer in a Rotating Packed Bed: A Critical Review // *Chem. Eng. Process.* 2019. V. 139. P. 78. <https://doi.org/10.1016/j.ccep.2019.03.020>
2. Chen Y.S., Lin C.C., Liu H.S. Mass Transfer in a Rotating Packed Bed with Various Radii of the Bed // *Ind. Eng. Chem. Res.* 2005. V. 44. № 20. P. 7868. <https://doi.org/10.1021/ie048962s>
3. Sun B., Zou H., Chu G., Shao L., Zeng Z., Chen J. Determination of Mass-Transfer Coefficient of CO<sub>2</sub> in NH<sub>3</sub> and CO<sub>2</sub> Absorption by Materials Balance in a Rotating Packed Bed // *Ind. Eng. Chem. Res.* 2012. V. 51. № 33. P. 10949. <https://doi.org/10.1021/ie202983x>
4. Qian Z., Xu L., Cao H., Guo K. Modeling Study on Absorption of CO<sub>2</sub> by Aqueous Solutions of N-Methyldiethanolamine in Rotating Packed Bed // *Ind. Eng. Chem. Res.* 2009. V. 48. № 20. P. 9261. <https://doi.org/10.1021/ie900894a>
5. Chen Q.Y., Chu G.W., Luo Y., Sang L., Zhang L.L., Zou H.K., Chen J.F. Polytetrafluoroethylene Wire Mesh Packing in a Rotating Packed Bed: Mass-Transfer Studies // *Ind. Eng. Chem. Res.* 2016. V. 55. № 44. P. 11606. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.6b02630>
6. Sun B.C., Wang X.M., Chen J.M., Chu G.W., Chen J.F., Shao L. Simultaneous Absorption of CO<sub>2</sub> and NH<sub>3</sub> into Water in a Rotating Packed Bed // *Ind. Eng. Chem. Res.* 2009. V. 48. № 24. P. 11175. <https://doi.org/10.1021/ie900131e>
7. Qian Z., Li Z.H., Guo K. Industrial Applied and Modeling Research on Selective H<sub>2</sub>S Removal Using a Rotating Packed Bed // *Ind. Eng. Chem. Res.* 2012. V. 51. № 23. P. 8108. <https://doi.org/10.1021/ie2027266>
8. Guo K., Wen J., Zhao Y., Wang Y., Zhang Z., Li Z., Qian Z. Optimal Packing of a Rotating Packed Bed for H<sub>2</sub>S Removal // *Environ. Sci. Technol.* 2014. V. 48. № 12. P. 6844. <https://doi.org/10.1021/es404913e>
9. Овчинников А.А. Динамика двухфазных закрученных турбулентных течений в вихревых сепараторах. Казань: Новое знание, 2005.
10. Гурбанов А.Н. Высокоэффективное сепарационное оборудование для очистки природного газа и газов нефтепереработки // *Нефтепромысл. дело.* 2017. № 6. С. 46.
11. Замалиева А.Т., Зиганишин М.Г. Повышение энергетической и экологической эффективности систем газоочистки на ТЭС // *Изв. ТПУ.* 2019. Т. 330. № 9. С. 143. <https://doi.org/10.18799/24131830/2019/9/2263>
12. Войнов Н.А., Жукова О.П., Кожухова Н.Ю., Богаткова А.В. Вихревое контактное устройство для очистки газовых выбросов // *Хим. растит. сырья.* 2018. № 2. С. 217. <https://doi.org/10.14258/jcprgm.2018023448>
13. Коньков О.А., Дмитриев А.В., Николаев А.Н. Применение вихревых аппаратов для очистки газовых выбросов при производстве и переработке пластмасс // *Экол. пром-сть. Росс.* 2010. № 1. С. 8.
14. Voinov N.A., Zhukova O.P., Voinov A.N., Zemtsov D.A. Efficiency of a vortex contact stage in thermal distillation // *Theor. Found. Chem. Eng.* 2016. V. 50. № 5. P. 705. <https://doi.org/10.1134/S0040579516050390> [Войнов Н.А., Жукова О.П., Войнов А.Н., Земцов Д.А. Эффективность вихревой ступени при термической ректификации // *Теорет. основы хим. технол.* 2016. Т. 50. № 5. С. 525-531. <https://doi.org/10.7868/S0040357116050134>]
15. Voinov N.A., Frolov A.S., Bogatkova A.V., Zemtsov D.A., Zhukova O.P. Hydrodynamics and Mass Transfer at the Vortex Stage and during Bubbling // *Theor. Found. Chem. Eng.* 2019. V. 53. № 6. P. 972. <https://doi.org/10.1134/S0040579519060149> [Войнов Н.А., Фролов А.С., Земцов Д.А., Жукова О.П., Богаткова А.В. Гидродинамика и массообмен на вихревой ступени при барботаже // *Теор. осн. хим. технол.* 2019. Т. 53. № 6. С. 622. <https://doi.org/10.1134/S0040357119060149>]
16. Voinov N.A., Zhukova O.P., Konovalov N.M. Hydrodynamics and Heat Transfer during Boiling in a Rotating Gas-Liquid Layer // *Theor. Found. Chem. Eng.* 2018. V. 52. № 6. P. 987. <https://doi.org/10.1134/S0040579518060143> [Войнов Н.А., Жукова О.П., Коновалов Н.М. Гидродинамика и теплоотдача при кипении во вращающемся газожидкостном слое // *Теорет. основы хим. технол.* 2018. Т. 52. № 6. С. 689-697. <https://doi.org/10.1134/S0040357118060179>]
17. Eldrainy Y.A., Ibrahim M.F.A., Jaafar M.N.M. Investigation of radial swirler effect on flow pattern inside a gas turbine combustor // *Mod. Appl. Sci.* 2009. V. 3. № 5. P. 21.
18. Sandilya P., Rao D.P., Sharma A., Biswas G. Gas-Phase Mass Transfer in a Centrifugal Contactor // *Ind. Eng. Chem. Res.* 2001. V. 40. № 1. P. 384. <https://doi.org/10.1021/ie0000818>
19. Дмитриева О.С., Дмитриев А.В., Николаев А.Н. Распределение циркулирующей воды в рабочей зоне вихревой камеры с дисковым распылителем с целью повышения эффективности процесса охлаждения // *Chem. Pet. Eng.* 2014. V. 50. P. 169. <https://doi.org/10.1007/s10556-014-9874-1>
20. Ishak M.S.A., Jaafar M.N.M., Omar W.Z.W. Experimental Analysis on the Formation of CO-NO-NC in Swirling Flow Combustion Chamber // *J. Teknol.* 2015.

- V. 72. № 4. P. 21.  
<https://doi.org/10.11113/jt.v72.3909>
21. *Лантев У.Г.* Модели пограничного слоя и расчет тепломассообменных процессов. Казань: Казанск. ун-т, 2007.
  22. *Собин В.М., Ершов А.И.* Исследование структуры и гидравлического сопротивления турбулентного закрученного потока в коротких трубах // Изв. Акад. наук Б. ССР. Сер. Физ. энерг. наук. 1972. № 3. С. 56.
  23. *Идельчик Е.И.* Справочник по гидравлическим сопротивлениям. М.: Наука, 1992.
  24. *Voinov, N.A., Zhukova, O.P., Nikolaev, N.A.* Hydrodynamics of the vortex stage with tangential swirlers // Theor. Found. Chem. Eng. 2010. V. 44. № 2. P. 213. <https://doi.org/10.1134/S0040579510020132> [*Войнов Н.А., Жукова О.П., Николаев Н.А.* Гидродинамика вихревой ступени тангенциальными завихрителями // Теор. осн. хим. технол. 2010. Т. 44. № 2. С. 225].
  25. *Voinov N.A., Zemtsov D.A., Zhukova O.P., Bogatkova A.V.* Hydraulic Resistance of Tangential Swirlers // Chem. Pet. Eng. 2019. V. 55. P. 51. <https://doi.org/10.1007/s10556-019-00584-y>
  26. *Wu W., Luo Y., Chu G.W., Liu Y., Zou H.K., Chen J.F.* Gas Flow in a Multiliquid-Inlet Rotating Packed Bed: Three-Dimensional Numerical Simulation and Internal Optimization // Ind. Eng. Chem. Res. 2018. V. 57. № 6. P. 2031. <https://doi.org/10.1021/acs.iecr.7b04901>
  27. *Candel S., Durox D., Schuller T., Bourgoin J.F., Moeck J.P.* Dynamics of Swirling Flames // Annu. Rev. Fluid Mech. 2014. V. 46. P. 147. <https://doi.org/10.1146/annurev-fluid-010313-141300>
  28. *Шлихтинг Г.* Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974.
  29. *Хьюитт Дж., Холл-Тейлор Н.* Кольцевые двухфазные течения. М.: Энергия, 1974.