

Вестник Евразийской науки / The Eurasian Scientific Journal <https://esj.today>

2019, №3, Том 11 / 2019, No 3, Vol 11 <https://esj.today/issue-3-2019.html>

URL статьи: <https://esj.today/PDF/76SAVN319.pdf>

Ссылка для цитирования этой статьи:

Орехов Г.В. Струйная контрвихревая аэрация в инженерных системах городских водных объектов // Вестник Евразийской науки, 2019 №3, <https://esj.today/PDF/76SAVN319.pdf> (доступ свободный). Загл. с экрана. Яз. рус., англ.

For citation:

Orekhov G.V. (2019). Flow characteristics and peculiarities of cavitation phenomena in counter-vortex flow energy dissipators of hydraulic structures. *The Eurasian Scientific Journal*, [online] 3(11). Available at: <https://esj.today/PDF/76SAVN319.pdf> (in Russian)

УДК 532.517.2

Орехов Генрих Васильевич

ФГБОУ ВО «Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет»
Москва, Россия

Профессор кафедры «Гидравлики и гидротехнического строительства»

Доктор технических наук, доцент

E-mail: orehov_genrih@mail.ru

Струйная контрвихревая аэрация в инженерных системах городских водных объектов

Аннотация. Открытые водные объекты на урбанизированных территориях играют важную роль в формировании городской инфраструктуры. В то же время, они находятся под постоянным воздействием мощных антропогенных факторов, приводящих к быстрому загрязнению городской гидросферы. Самоочистительной способности воды в этих условиях оказывается недостаточно, поэтому необходимо применять дополнительные инженерные мероприятия. Основными способами такой поддержки водного объекта на должном уровне является создание искусственной циркуляции и обеспечение необходимого уровня растворённого кислорода в воде. Статья посвящена исследованию контрвихревых струйных аэраторов, которые могут входить в состав городских гидротехнических инженерных комплексов, обеспечивающих эти мероприятия.

Наиболее эффективным способом доставки кислорода в воду является струйная газожидкостная аэрация. Процесс аэрации заключается в генерации пузырьков воздуха в водном массиве, позволяющий быстро растворить кислород воздуха в воде. Наряду с молекулярной и турбулентной диффузией, а также созданием за счёт кинетической энергии аэрированной струи циркуляции потока, растворённый кислород охватывает весь массив водоёма. В статье приведены результаты исследования гидравлических характеристик контрвихревых аэраторов.

Контрвихревое течение является сложным, искусственно созданным, течением, которое обладает двумя важными свойствами: появлением приосевой полости разрыва сплошности потока с давлением, ниже атмосферного и чрезвычайно высокой степенью турбулентности воды в камере смешения. Эффекты в полной мере используются в контрвихревом струйном аэраторе. В камере смешения устройства за счёт турбулентной дисперсии образуется большое количество малых по размеру пузырьков, что позволяет запустить процесс растворения кислорода воздуха уже в проточной части устройства.

Исследование проводилось физическими методами с помощью модельных испытаний на специально созданном экспериментальном стенде. В результате проведённых опытов были получены зависимости пропускной способности устройства по воде и по воздуху. Значения пропускной способности явились основой для вычисления коэффициентов расхода как по воде, так и по воздуху в зависимости от действующего напора. В результате проведённых исследований были получены коэффициенты эжекции, являющимся важным параметром, характеризующим контрвихревой струйный аэратор с точки зрения эффективности его работы.

Ключевые слова: гидротехнические водосбросы; кинематика потока; структура течения; гашение энергии; скорость; расход; давление; кавитация

Введение

В архитектурно-ландшафтной инфраструктуре городов особую роль занимают водные объекты, выполняющие санитарно-биологическую, культурно-историческую и рекреационную функции. В местах массовой застройки и рекреационных зонах нашей страны находится огромное количество водных объектов различного происхождения. В основном это водотоки и водоёмы [1]. Все они, находясь в границах урбанизированных территорий, нуждаются в обязательной периодической очистке, ремонте и последующем поддержании качества воды на требуемом санитарном уровне.

Многие современные водные объекты на урбанизированных территориях имеют глубокие исторические корни, возникая в составе архитектурно-ландшафтных композиций городских и загородных усадеб прошлого. Неизбежное расширение городских агломераций приводит к тому, что водные объекты входят в состав площадей массовой застройки. Примером может служить территория, отведённая под строительство Новой Москвы, имеющая большое количество водоёмов и водотоков различной мощности. В недалёком будущем они будут поглощены городской территорией с плотной застройкой [2; 3]. В качестве водного объекта на территории России (как и на территориях европейских стран) использовались, в подавляющем большинстве, участки рек, русловые (созданные с помощью плотин или дамб на водотоках), или искусственно созданные (копанные) пруды. Широко использовались каскады этих сооружений.

Все эти водные объекты, войдя в состав городской территории, сильно видоизменились. Главное, изменилось их функциональное назначение, превратившись в общегородские рекреационные водные зоны. В то же время, изменились гидрологические и гидрогеологические условия существования этих водных объектов, резко снизилась приточность. Многократно возросла антропогенная нагрузка на сравнительно небольшие по своим характеристикам городские водоёмы и водотоки. В этих условиях естественная самоочистительная способность воды оказывается явно недостаточной для переработки поступающих загрязнений. В городских условиях в водные объекты загрязнения поступают со всех сторон: с водосборной площади, из атмосферы и с грунтовыми водами [4; 5; 6]. Среда современного мегаполиса сама по себе является источником постоянного загрязнения воды. Главный вклад в общий баланс загрязнений гидросферы городов, в особенности крупных мегаполисов вносит транспорт. В ближайшие десятилетия, пока существует многомиллионный парк автомобильного транспорта с двигателями внутреннего сгорания, невозможно ожидать длительного положительного эффекта в отношении качества воды в водных объектах от однократно проводимых реконструкционных мероприятий [7].

Поэтому рассматриваемые водные объекты требуют постоянной очистки. Для реализации этой идеи необходима разработка и внедрение в практику дешёвых, но достаточно эффективных инженерных систем для поддержания качества воды на протяжении всего

периода эксплуатации водоёмов. Единственным способом поддержания стабильной экосистемы водоёма является создание системы струйной аэрации, которая постоянно обеспечивает насыщение воды кислородом воздуха до нужных значений и одновременно создаёт искусственную проточность за счёт циркуляции водных масс по всему периметру акватории.

Аэрация, то есть образование пузырьков воздуха в жидкости, применяется в различных технологических процессах в ряде отраслей промышленности. Например, для обогащения полезных ископаемых, очистки сточных вод, биотехнологии, пищевой и рыбозаводной промышленности и других [8; 9; 10]. В настоящей статье речь идёт об аэрации, как способе насыщения водоёмов кислородом воздуха с целью поддержания необходимого качества воды [11; 12; 13].

Из всех известных способов, струйная газожидкостная аэрация является наиболее эффективным способом кислородонасыщения воды. Этот способ способен не только генерировать пузырьки воздуха и распределять их в объёме воды, но и управлять параметрами аэрации, а именно: размерами образующихся пузырьков, их распределением в прорабатываемом объёме. Кроме этого, очень важной характеристикой является структура двухфазного потока в камере смешения аэрационного устройства.

Известные теории движения потоков в струйных газожидкостных аэраторах основаны в основном на данных, полученных экспериментальным путём, и описываются полуэмпирическими методами. Сложность систем уравнений движения двухфазных (многофазных) потоков в настоящее время не позволяет исследователям теоретически обосновать применимость той или иной модели для различных конструкций устройств.

Контрвихревая структура потока создаётся за счёт специальной формы проточной части устройства и взаимодействия сформированных двух или более циркуляционно-продольных, противоположно вращающихся слоёв жидкости в цилиндрической камере смешения. Такое сложное, искусственно созданное, течение обладает двумя важными свойствами: появлением приосевой полости разрыва сплошности потока с давлением, ниже атмосферного и чрезвычайно высокой степенью турбулентности жидкости в камере смешения [14; 15; 16]. Эти два эффекта в полной мере используются в контрвихревом струйном аэраторе. Появляется возможность управляемо транспортировать воздух в водный поток. В камере смешения аэратора воздушные массы в результате турбулентной диспергации, генерируя большое количество малых по размеру пузырьков, позволяет запустить процесс растворения кислорода воздуха в воде. Создаётся ситуация, при которой растворение кислорода воздуха начинается уже в самом аэраторе, в его камере смешения. Аэрированная струя, попадая из аэратора в прорабатываемый массив водоёма, дополнительно насыщается кислородом. Описанный выше контрвихревой струйный аэратор выгодно отличается от других известных конструкций.

Методы

Работа контрвихревого струйного аэратора основана на двух эффектах, возникающих при взаимодействии противоположно вращающихся слоёв жидкости. Первый эффект – возникновение в приосевой зоне вращения жидкости полости разрыва сплошности потока с пониженным давлением. Второй эффект – формирование чрезвычайно высокой степени турбулентности в цилиндрической камере взаимодействия. Зона с пониженным давлением отвечает за эжектирующую способность аэратора, а уровень турбулизации потока за степень диспергирования газовой (воздушной) фазы для получения дисперсионной среды – аэрированной струи, выходящей из устройства.

Целью проведённых исследований явилось экспериментальное определение основных гидравлических параметров проточной части контрвихревого устройства и экспериментальное обоснование его эжектирующей способности. Поскольку работа контрвихревого аэратора связана с проявлениями двух сложных гидромеханических эффектов, указанных выше, то важно было получить значения ряда параметров такого течения. Эти данные лягут в основу расчётного алгоритма устройства. Исследования проводились методом физического моделирования. Задачей исследований явилось экспериментальное определение гидравлических характеристик для обоснования расчётных положений.

Изучение режимов работы проводились на экспериментальном стенде, показанном на рис. 1. Модель аэратора имела диаметр камеры смешения (камера взаимодействия противоположно вращающихся закрученных потоков) $D_{КС} = 0,16$ м. Выбор такого размера камеры смешения не случаен. Геометрические размеры модели могут быть как больше натуральных размеров устройства, так и меньше, в зависимости от конкретных задач. Это позволило упростить перенос полученных данных модели на условия природы с использованием критериев моделирования.

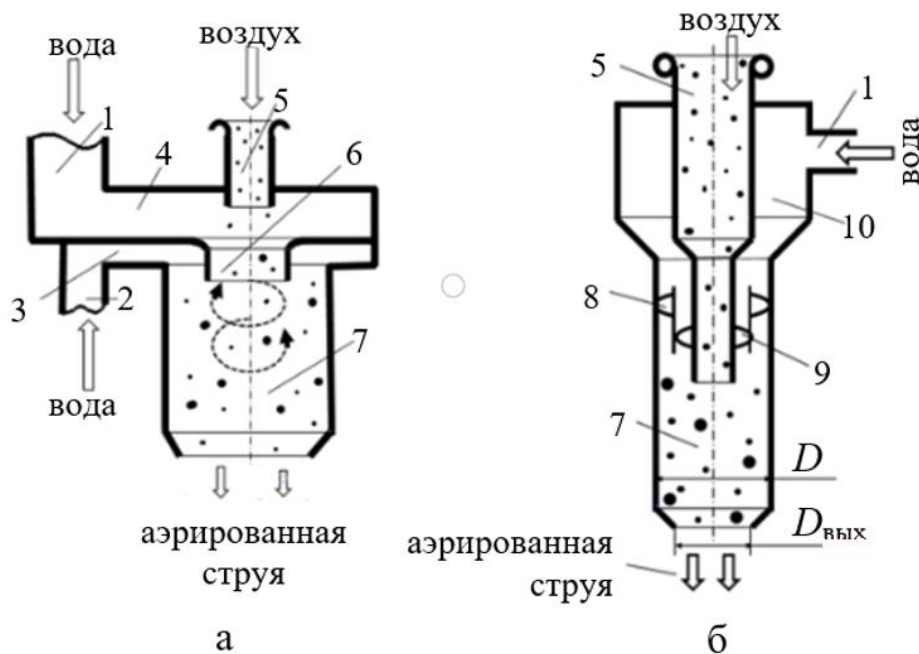
Исследования контрвихревых аэраторов в режимах с впуском воздуха в центральное паровоздушное ядро показали, что эти режимы отличаются по своей структуре от режимов работы контрвихревых систем, применяемых для гашения избыточной энергии потоков большей сложностью, поскольку присутствует вторая (газовая) фаза. Поэтому в отношении контрвихревых аэраторов не предпринималась попытка применить методы гидромеханики для описания течения в камере смешения.

Схема экспериментальной установки состоит из следующих основных узлов (см. рис. 1):

- центробежного насоса 1, обеспечивающего начальный напор H перед входом в аэратор;
- регулирующей задвижки 2;
- вертикального участка 3 напорного трубопровода диаметром 200 мм с диффузорным входным патрубком);
- горизонтального подводящего участка 4 вертикального напорного трубопровода 3;
- диафрагмы 5 для измерения расхода воды в сжатом сечением диаметром 170 мм;
- узла модели контрвихревого аэратора 6;
- камеры смешения модели аэратора 7 диаметром 160 мм со сменными цилиндрическими или конфузорными патрубками. Струя, выходящая из аэратора, поступает в ёмкость 8 объёмом 1 м^3 . Внутренний диаметр ёмкости 0,8 м, высота 2 м;
- отводящего патрубка 9 диаметром 200 мм с цилиндрическим поворотом на 90° ;
- всасывающего патрубка 10 диаметром 200 мм;
- для подвода воздуха из атмосферы в проточную часть аэратора 6 предусмотрены два воздуховода диаметром 79 мм каждый. Воздуховод 11 подаёт воздух в центр полости разрыва внутреннего циркуляционно-продольного потока (центральный воздуховод). Воздуховод 12 – в полость разрыва сплошности внешнего циркуляционно-продольного потока. Для регулирования подачи воздуха установлены задвижки. Задвижка 13 на воздуховоде 11 и задвижка 14 на воздуховоде 12.

водных объектах на городских территориях и во многих других сооружениях и устройствах. Процесс растворения кислорода воздуха обусловлено двумя наиболее характерными свойствами контрвихревых систем [17]. Прежде всего, это наличие приосевого разрыва сплошности с пониженным давлением в циркуляционно-продольном потоке жидкости, что позволяет обеспечить свободно-поточную эжекцию воздуха из атмосферы в полость разрыва [18; 19]. Воздух самотёком поступает в полость разрыва единым массивом, где в результате взаимодействия с закрученными в противоположные стороны слоями воды увлекается в общий поток. Второе – наличие в зоне взаимодействия противоположно закрученных слоёв градиентов аксиальных скоростей, стремящихся к бесконечности. Такая структура течения создаёт чрезвычайно высокую степень турбулентности, которая используется для диспергации воздушной струи и образования множества воздушных пузырьков с большой площадью поверхности контакта фаз [20].

Принцип работы устройства реализуется исключительно благодаря созданию особой геометрической формы проточного тракта устройства. Возможные схемы контрвихревых аэраторов с подачей воздуха в полость разрыва внутреннего циркуляционно-продольного потока (центральный воздухопровод) показана на рис. 2а,б. Приведены две схемы в виде продольных разрезов по оси проточной части. Они состоят из напорных водоводов 1 и 2, подводящих воду к блоку завихрителей 3 и 4 с воздухопроводом 5 (или несколькими воздухопроводами) и камеры 7 смешения жидкой и газообразной фаз. Между двумя вращающимися циркуляционно-продольными слоями воды установлен разделительный цилиндр 6. Подлежащий аэрированию напорный поток воды разделяется перед устройством на две неравные по расходу части, которые поступают в завихрители.



1 и 2 – подводящие водоводы; 3 – переходный участок; 4 – завихритель внутреннего циркуляционно-продольного потока; 5 – воздухопровод; 6 – разделительный цилиндр; 7 – камера смешения; 8 – лопаточная осевая решётка внешнего циркуляционно-продольного потока; 9 – то же, внутреннего циркуляционно-продольного потока; 10 – распределительная камера

Рисунок 2. Основные узлы контрвихревого аэратора. Подача воздуха только в полость разрыва внутреннего циркуляционно-продольного потока (использование центрального воздуховода): а – с однозаходными спиральными завихрителями; б – с цилиндрическими лопаточными осевыми решётками (разработано автором)

Завихрители могут выполняться различными. В большинство испытанных и применённых на практике конструкций устанавливались завихрители в виде однозаходных спиралей или тангенциального подвода (рис. 2а) [21]. В ряде случаев использовались завихрители в виде цилиндрических лопаточных решеток, как показано на рис 2б, которые позволяют увеличить расход устройства по воде по сравнению со спиральными и тангенциальными. Однако завихрители спиральной или тангенциальной формы технологически проще в изготовлении. Выбор типа завихрителей определяется в зависимости от поставленной конкретной задачи. Один из завихрителей формирует внутренний циркуляционно-продольный поток, другой – внешний, с противоположным вращением. Разделительный цилиндр между циркуляционно-продольными разнонаправленными слоями позволяет в пределах завихрителей формировать циркуляционно-продольные потоки самостоятельно, гидравлически не влияя друг на друга.

На рис. 3а показана конструктивная схема проточной части аэратора (поперечный разрез) с возможностью впуска воздуха в полости разрыва внутреннего и внешнего циркуляционно-продольных потоков воды. Воздух в проточную часть здесь подаётся не только по центральному воздуховоду 5, как на рис. 2а,б, но и по второму, боковому воздуховоду, в пространство между двумя циркуляционно-продольными потоками. Результаты исследований, рассмотренных в настоящей статье, относятся к конструкции аэратора, схема которого показана на рис. 3а, то есть с двумя подводами воздуха в камеру смешения.

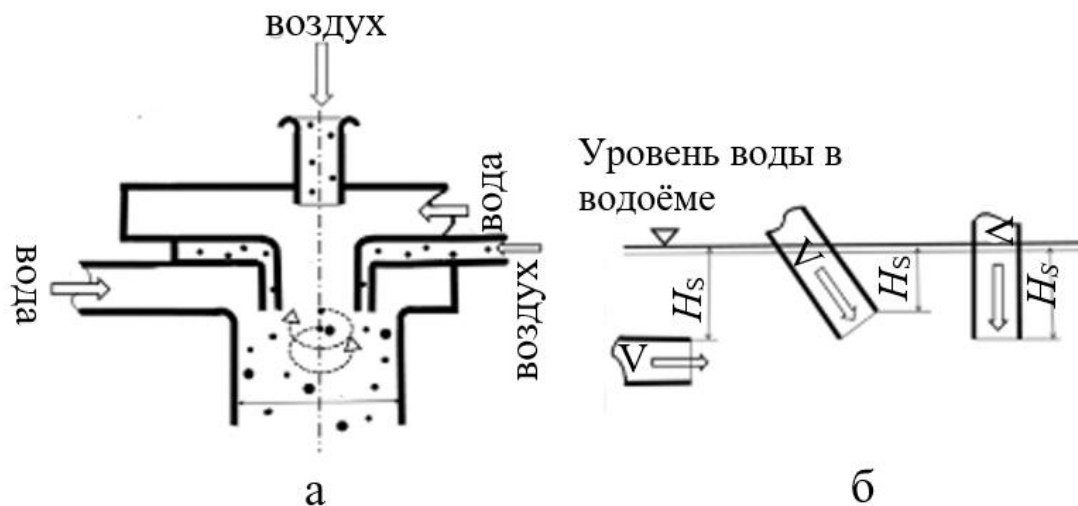


Рисунок 3. а – схема проточного тракта аэратора с подачей воздуха во в полости разрыва внутреннего и внешнего циркуляционно-продольных потоков воды; б – заглубление струи под уровень воды в прорабатываемом массиве воды (разработано автором)

Во всех рассмотренных нами конструкциях аэраторов были применены нерегулируемые завихрители, имеющие жесткую геометрическую форму проточной полости. Имеется принципиальная возможность в завихрители ввести элементы регулирования по расходу. В будущем могут встретиться практические задачи, которые потребуют применения регулируемых завихрителей.

Нерегулируемый завихритель формирует циркуляционно-продольный поток со структурой, не зависящей от напора, то есть кинематически подобный поток, автомодельный по напору [22; 23].

За счет действия инерционных центробежных сил $F_{Ц}$,

$$F_{Ц} = m \frac{u_{\theta}^2}{r} , \quad (1)$$

возникающих при закручивании потока жидкости, при больших скоростях в приосевой зоне как внутреннего, так и внешнего циркуляционно-продольных потоков образуются полости разрыва. В выражении (1), m – масса жидкости, участвующая в циркуляционном движении, u_θ – азимутальная компонента полной скорости циркуляционно-продольного течения, r – текущий радиус цилиндрической проточной части. Радиус этих полостей R_0 . Внутри полостей формируется (если туда не впускать атмосферный воздух) отрицательное давление P_0 в пределах от нуля до физически возможного глубокого вакуума (минус 98 кПа) [24]. В значительной степени на это разрежение, наряду с другими факторами, влияют и условия выхода потока из камеры смешения аэратора. В случае выхода аэрированной струи из аэратора в атмосферу значение P_0 зависит от энергии потока воды на входе в аэратор и количества воздуха, поступающего самотёком, или принудительно подаваемого в полость разрыва. В случае выпуска струи под уровень прорабатываемого массива воды очень большое значение оказывает P_0 и подпор H_S , зависящий от заглубления выходного сечения камеры смешения под уровень воды [25]. Отсчет значения H_S от поверхности воды в водоёме в зависимости от пространственного положения камеры смешения показан на рис. 3б.

На искусственную турбулизацию воды и ее перемешивание с воздухом в камере смешения можно затратить до 95 % всей энергии потока воды (то есть напора H), поступающей на вход в аэратор. Поэтому камеру смешения необходимо рассматривать в качестве одного из основных элементов контрвихревого аэратора.

Размер полости разрыва имеет исключительно важное значение при гидравлическом расчете аэратора. Радиус полости разрыва внутреннего циркуляционно-продольного потока должен быть больше радиуса воздуховода (с учетом конструктивных размеров деталей) с тем, чтобы не происходило выплесков воды из проточной части через воздуховод в атмосферу. Радиус полости разрыва внешнего циркуляционно-продольного потока должен быть больше радиуса разделительного цилиндра. В случае подачи воздуха в камеру смешения через кольцевое пространство между внутренним и внешним циркуляционно-продольными потоками (как это показано на рис. 3а), радиус полости последнего должен быть больше суммы радиуса внутреннего потока и толщины кольца для подачи воздуха.

Движение жидкости и воздуха в пределах проточной полости устройства до сечения, где заканчивается разделительный цилиндрический элемент, происходит независимо друг от друга. Иначе говоря, эти течения гидравлически не влияют на параметры друг друга. Поэтому на этом участке давление в любой точке можно представить следующим образом:

$$\frac{P}{\rho g} = \frac{P_0}{\rho g} + \frac{1}{g} \int_{R_0}^R \frac{u_\theta^2}{r} dr, \quad (2)$$

где: $P / \rho g$ – высота давления в произвольной точке любого из двух циркуляционно-продольных потоков, $P_0 / \rho g$ – высота давления в области разрыва сплошности любого из двух циркуляционно-продольных потоков, R_0 – радиус паровоздушного ядра (полости разрыва сплошности), r – текущий радиус, ρ – плотность воды, равная 1000 кг/м^3 , g – ускорение свободного падения.

Скорость потока воды в сжатом сечении $V_{СЖ}$ на входе в завихрители можно определить из выражения:

$$V_{\text{СЖ}} = \sqrt{2g \left(H - \frac{P_0}{\rho g} \right)}, \quad (3)$$

где: H – напор, P_0 – давление в полости разрыва сплошности потока, ρ – плотность воды, g – ускорение свободного падения.

Суммарный напор в (3)

$$H - \frac{P_0}{\rho g},$$

определяет скорость потока, расход воды через сжатое сечение на входе в каждом из завихрителей и коэффициент расхода через них. С другой стороны, этот напор зависит от наличия и количества поступающего в аэратор воздуха (то есть в рассматриваемые паровоздушные полости разрыва сплошности), поскольку в соответствии с этим изменяются значения $P_0 / \rho g$ и R_0 .

Исследования показали, что отрицательное давление в сжатых сечениях завихрителей, формирующих циркуляционно-продольные течения с противоположным вращением, не достигает своего абсолютного физического максимума в 98 кПа, то есть физически возможного вакуума. Обычно разрежение в полости разрыва сплошности меньше этого предела. Величина высоты отрицательного давления $P_0 / \rho g$ чутко реагирует не только на изменение расхода воздуха, поступающего в устройство, но даже на атмосферное давление в данный момент времени. При этом изменяются размеры поперечного сечения полости разрыва, а следовательно, и пропускная способность аэратора по воде. Отсюда можно сделать вывод о том, что расход воздуха и расход воды – параметры взаимосвязанные.

Необходимо сказать о величинах моментов количества движения внутреннего и внешнего слоёв циркуляционно-продольных потоков. В принципе эти значения могут быть различными. Однако, оптимальным является равенство моментов, тогда для двухслойного контрвихревого течения (может быть организовано четырех- и шестислойное течение) получаем

$$M_{\text{ВНУ}} = M_{\text{ВН}} \text{ или } \sum_{i=1}^2 M = 0, \quad (4)$$

где: $M_{\text{ВНУ}}$ – момент количества движения внутреннего циркуляционно-продольного потока, $M_{\text{ВН}}$ – момент количества движения внешнего циркуляционно-продольного потока. Знак минус указывает на противоположность вращения. Момент количества движения M циркуляционно-продольного течения в общем виде равен

$$M = \int_0^R \rho r u_{\theta} u_x 2\pi r dr \quad (5)$$

В (5): u_x – аксиальная (продольная) компонента скорости течения в циркуляционно-продольном поток, u_{θ} – азимутальная компонента полной скорости циркуляционно-продольного течения, r – текущий радиус цилиндрической проточной части. При равенстве

моментов количества движения (4) вся энергия начальной циркуляции (циркуляции во входном сечении камеры смешения) расходуется на гашение исходной энергии потоков и, что более важно, на диспергацию воздушных масс, поступающих в устройство. Камеру смешения уже покидает поток водовоздушной смеси, имеющий в основном аксиальные (продольные) скорости течения. Здесь азимутальные компоненты U_{θ} вырождаются и превращаются в ноль.

Как уже говорилось, течение в камере смешения аэратора сильно турбулезируется и относится к области течения с квадратичным сопротивлением, поскольку здесь значения чисел Рейнольдса, определённые по средней расходной скорости водного потока, составляют $Re = 1 \times 10^6$ и выше. В этих условиях действиями сил вязкости воды можно пренебречь и считать, что рабочий процесс в зоне взаимодействия противоположно-вращающихся циркуляционно-продольных потоков определяется инерционными силами, возникающими в водном массиве. Поэтому, в качестве критерия подобия при определении гидравлических характеристик контрвихревых аэраторов можно пользоваться критерием Эйлера при моделировании

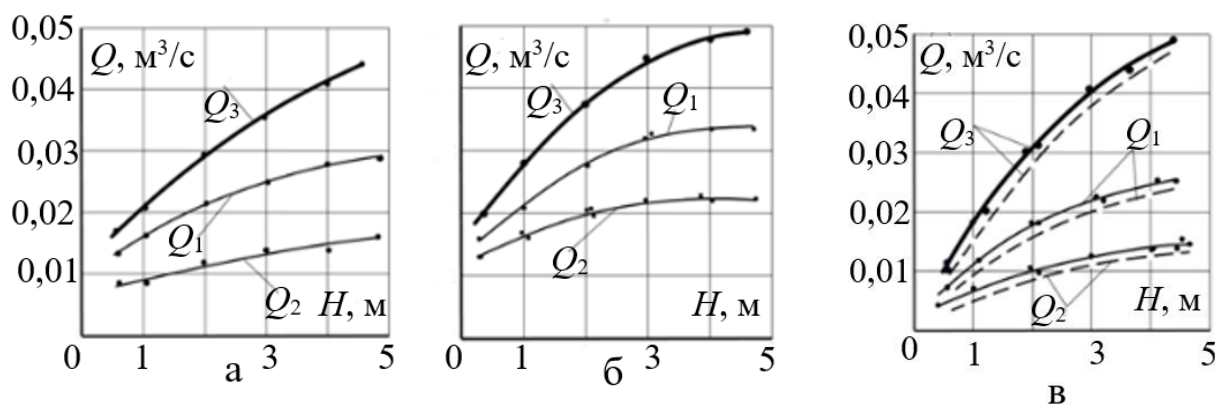
$$Eu = idem.$$

Экспериментальные исследования гидравлических характеристик контрвихревых аэраторов необходим для получения исходных данных для инженерного расчёта параметров устройства на заданные условия работы. В результате исследований были получены: пропускная способность по воде и воздуху, коэффициенты расхода по воде и по воздуху и коэффициенты эжекции при различных режимах работы аэратора.

Пропускная способность по воде в общем случае определяется: геометрическими размерами входных сечений завихрителей и формой проточной полости, где формируются циркуляционно-продольные течения, давлением воды в подводящем трубопроводе перед аэратором, режимом впуска воздуха (впуск воздуха в вакуумные полости разрыва), геометрическими размерами камеры смешения, то есть её диаметром и длиной. Пропускная способность по воде показана на графиках рис. 4 в координатах

$$Q = f(H),$$

где: H – напор воды на входе в аэратор, равный $H = P / \rho g$.



L – длина камеры смешения; D – её диаметр, равный на модели 160 мм. Кривые, обозначенные пунктирными линиями, соответствуют режимам работы с диафрагмами, установленными в воздуховодах

Рисунок 4. Пропускная способность по воде:

$a - L = 2,53D$; $b - L = 6,88D$; $v - L = 9,47D$ (разработано автором)

Исследования на модели показали, что через завихритель внутреннего циркуляционно-продольного потока, имеющего большую площадь входного сечения, проходит расход воды, в 1,5–2 раза больший, чем через внешний завихритель. Данная ситуация возникает из-за необходимости обеспечить равенство двух моментов количества движения противоположно вращающихся струй в камере смешения. Это требование записано в выражениях (4) и (5).

Из графических зависимостей на рис. 4 видно, что расположение зоны впуска воздуха (во внутренний вихрь или между вихрями, см. рис. 3а) очень слабо влияет на расход воды, который для всех исследованных конструкций аэраторов определяется в основном энергией на входе в устройство. Это объясняется большой сжимаемостью воздуха. Это свойство воздуха, как газа, в тысячи раз отличается от сжимаемости воды. Как видно, пропускная способность по воде для обеих проточных частей аэратора не зависит также от коэффициента сопротивления воздушного тракта. Это утверждение так же относится и к длине камеры смешения L .

На рис. 5 показаны зависимости коэффициента расхода m по воде от различных параметров. Коэффициент расхода по воде определялся по следующим формулам:

- коэффициент расхода m_1 завихрителя внутреннего продольно-циркуляционного потока.

$$m_1 = \frac{Q_1}{F_1 \sqrt{2gH_1}}, \quad (6)$$

где: Q_1 – расход воды, проходящий через внутренний завихритель, F_1 – площадь сжатого сечения внутреннего завихрителя, H_1 – напор на входе внутреннего завихрителя;

- коэффициент расхода m_2 завихрителя внешнего продольно-циркуляционного потока

$$m_2 = \frac{Q_2}{F_2 \sqrt{2gH_2}}, \quad (7)$$

где: Q_2 – расход воды, проходящий через внешний завихритель, F_2 – площадь сжатого сечения внешнего завихрителя, H_2 – напор на входе внешнего завихрителя;

- коэффициент расхода m_3 общего (суммарного) расхода воды, проходящего через всё устройство

$$m_3 = \frac{Q_3}{F_3 \sqrt{2gH_{ВХ}}}, \quad (8)$$

где: Q_3 – суммарный расход воды, проходящий через аэратор, F_3 – суммарная площадь сжатых сечений аэратора, $H_{ВХ}$ – то же, напор на подводящем трубопроводе аэратора.

Коэффициенты расхода m по воде (рис. 5) в исследованном диапазоне входных действующих напоров имеет наибольшее значение при низких напорах. С увеличением напора значение m уменьшается и, начиная со значений практически стабилизируется и уже не зависит от величины действующих напоров.

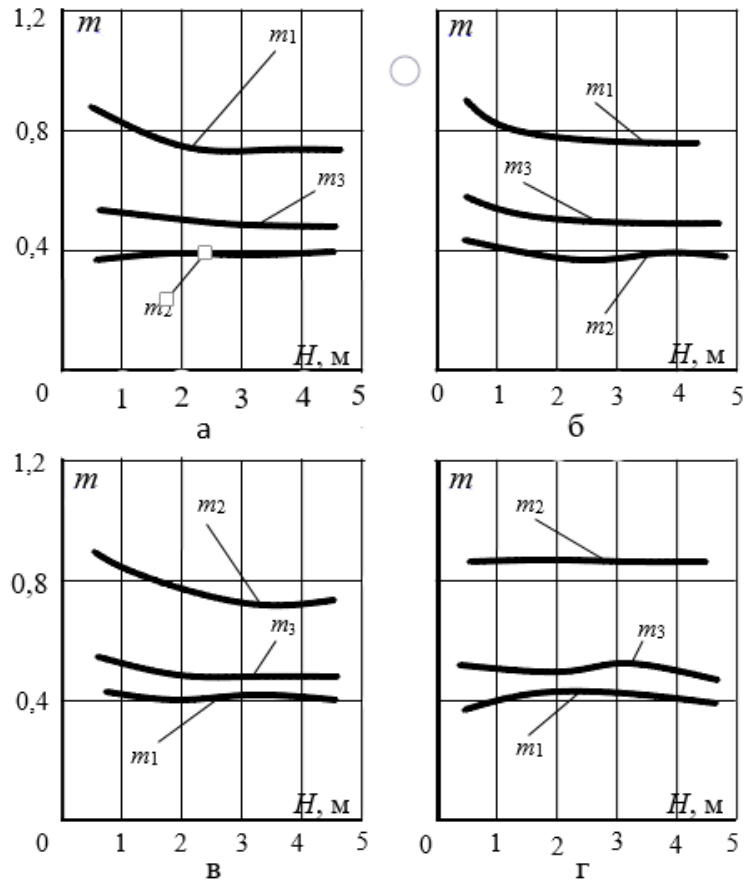


Рисунок 5. Коэффициенты расхода m по воде при различных относительных длинах камеры смешения: а) $L = 2,53D$; б) $L = 6,88D$ – то же, воздухопроводы с диафрагмами; в) $L = 9,47D$; г) то же, воздухопроводы с диафрагмами (разработано автором)

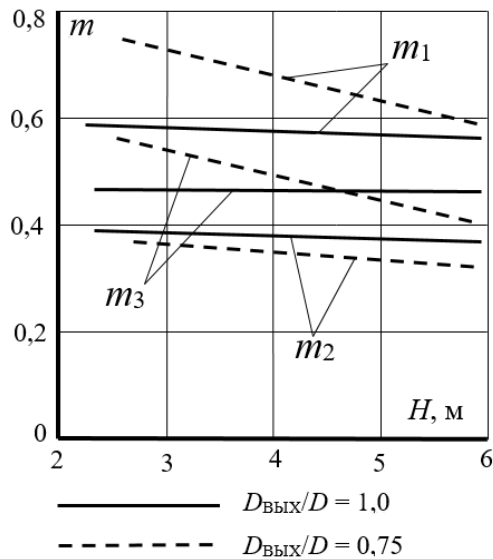


Рисунок 6. Коэффициент расхода по воде $L = 9,47D$. Пунктирные линии на графике – $D_{\text{вых}}/D = 1,0$, сплошные линии – $D_{\text{вых}}/D = 0,75$ (разработано автором)

$$H = \frac{P}{\rho g} = 1,5 \text{ м}$$

Отмеченная особенность поведения зависимостей $m = f(H)$ свидетельствует о том, что режимы исследованного аэратора становятся автомодельными по отношению к напору, то есть от него не зависят. Можно сказать, что рассматриваемые коэффициенты расхода также не зависят от числа Рейнольдса при $H \geq 1,5$ м. Это обстоятельство говорит о том, что в этой зоне течение воды подчиняется квадратичному закону гидравлического сопротивления.

Как видно из рис. 5, кривые $m = f(H)$ слабо изменяются от длины камеры смешения L . Длина камеры не отражается на пропускной способности Q и коэффициенте расхода m аэратора по воде. В процессе исследования режимов работы аэратора вносились незначительные изменения в геометрию проточной части. Эти изменения (рис. 4 и 5) практически не отразились как на значениях коэффициента расхода, так и на значениях основных действующих факторов – давления воды на входе в аэратор и местоположения зон впуска воздуха.

В проведённой серии испытаний устройства измерялась пропускная способность по воде с камерой смешения, оснащённой на концевом участке конфузورным коническим насадком (рис. 2а,б) с соотношением диаметров

$$\frac{D_{\text{ВЫХ}}}{D} = 0,75.$$

На рис. 6 показаны экспериментальные зависимости с таким конфузорным насадком. Устройство такого насадка связано со стремлением увеличить скорость на выходе из камеры смешения аэратора. Увеличение кинетической энергии потока на выходе устройства предполагает более глубокую проработку водного массива за счёт увеличенной энергии струи. Эксперименты показали, что увеличение гидравлического сопротивления камеры смешения, реализуемое любым способом, в том числе и установкой конфузора с соотношением диаметров 0,75 (так же, как и заглубливание выходного сечения на рис. 3б камеры смешения под уровень воды), сильно влияет на величину отрицательного давления в полостях разрыва сплошности циркуляционно-продольных течений внутреннего и внешнего вихрей.

Ранее уже говорилось, что циркуляционно-продольные течения формируют полости разрыва с отрицательным давлением. Это позволяет самостоятельно транспортировать воздух из атмосферы, что является важнейшей особенностью этого устройства. Поэтому измерениям расхода воздуха уделялось особое внимание при испытаниях.

Объём воздуха, поступающего в полости разрежения циркуляционно-продольных потоков, в общем случае зависит от:

- наличия избыточного давления во входных сечениях воздухопроводов $\frac{P_{\text{ИЗБ}}}{\rho g} = \frac{P}{\rho g}$. В аэраторах, работающих в атмосферных условиях, избыточное давление равно нулю;
- потерь энергии в воздуховодах по длине и на местных сопротивлениях;
- значений гидродинамического разрежения в полостях разрыва сплошности внутреннего $\frac{P_{01}}{\rho g}$ и внешнего $\frac{P_{02}}{\rho g}$ циркуляционно-продольных потоков на режимах отсутствия воздуха. Здесь P_{01} и P_{02} значение вакуума в полости разрыва соответственно во внутреннем и внешнем циркуляционно-продольных слоях аэратора;

- расхода воздуха во внутренний или внешний циркуляционно-продольный поток.

При увеличении входного напора и расхода жидкой фазы (воды) разрежение в полости разрыва каждого из закрученных потоков увеличивается. Максимального значения это разрежение достигает при полностью закрытых обоих воздуховодах.

Внешний воздуховод, подводящий воздух в полость разрыва внешнего циркуляционно-продольного потока, более сложен в конструктивном исполнении и имеет большее сопротивление, чем воздуховод, подводящий воздух в полость разрыва внутреннего циркуляционно-продольного потока. К тому же, на параметры полости разрыва внутреннего потока не оказывают принципиального влияния никакие явления, происходящие в аэраторе, в то же время, как на ядро внешнего циркуляционно-продольного течения может оказывать влияние внутренний закрученный поток, особенно если разделительный цилиндр (рис. 2а, поз. б) имеет недостаточную длину. Поэтому подача воздуха в полость разрыва внутреннего закрученного потока предпочтительнее, чем в пространство между противоположно вращающимися слоями воды. С другой стороны, воздух, подаваемый между закрученными потоками, сразу попадает в зону интенсивного взаимодействия закрученных слоёв воды с очень высокими градиентами окружных скоростей, стремящихся к бесконечности. Такая гидродинамическая картина течения в камере смешения заставляет диспергироваться воздух на очень мелкие по диаметру пузырьки.

На рис. 7 показаны экспериментальные зависимости пропускной способности по воздуху Q_B от напора H . Приводятся значения пропускных способностей центрального Q_{1B} (подающего воздух во внутренний циркуляционно-продольный поток), внешнего Q_{2B} (подающего воздух во внешний циркуляционно-продольный поток) воздухопроводов. Кроме того, показана совместная работа двух воздухопроводов Q_{3B} .

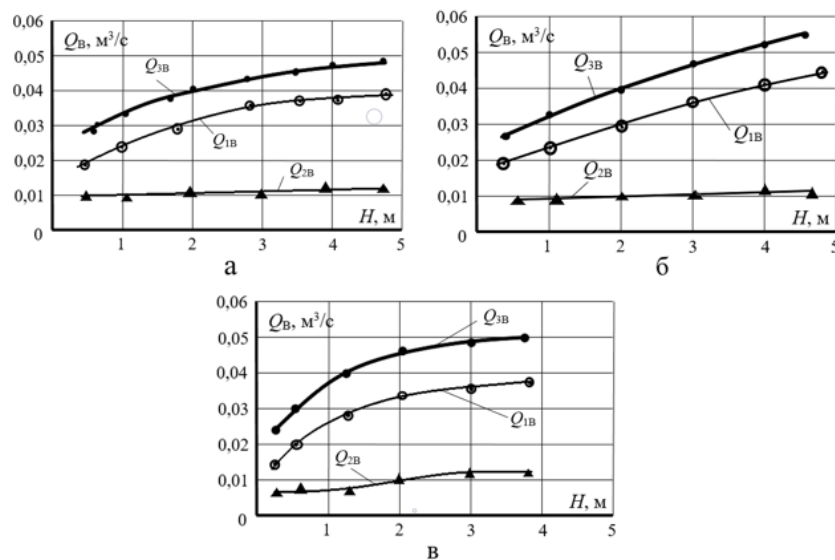


Рисунок 7. Пропускная способность по воздуху центрального Q_{1B} , внешнего Q_{2B} воздухопроводов и их совместная работа Q_{3B} : а – $L = 2,43D$; б – $L = 6,88D$; в – $L = 9,47D$ (разработано автором)

Благодаря меньшему гидравлическому сопротивлению значение отрицательного давления в центральном воздуховоде больше и скорости воздушного потока, поступающего из атмосферы в этом воздуховоде выше, чем в воздуховоде внешнего циркуляционно-продольного течения. Это обстоятельство можно объяснить ещё и тем, что в проточной части центрального воздуховода формируются более равномерные по поперечному сечению распределения скоростей воздушного потока, что так же способствует снижению

гидравлических сопротивлений. При условии более равномерного профиля скоростей в сечениях центрального воздуховода это приводит к заметно более высокому значению расхода воздуха, засасываемого в паровоздушное ядро внутреннего вихря по сравнению с внешним, что подтверждается результатами опытов (рис. 7).

Характеристикой пропускной способности по воздуху в целом и его отдельных элементов является коэффициент расхода m_B по воздуху, который может быть определён по следующим формулам:

- коэффициент расхода m_{1B} центрального воздуховода (подача воздуха самотёком в полость разрыва внутреннего циркуляционно-продольного потока)

$$m_{1B} = \frac{Q_{1B}}{F_{1B} \sqrt{2g \frac{E_{\text{ПОД}}}{\rho g}}}; \quad (9)$$

- коэффициент расхода m_{2B} воздуховода, подающего воздух в полость разрыва внешнего циркуляционно-продольного потока (между двумя закрученными потоками)

$$m_{2B} = \frac{Q_{2B}}{F_{2B} \sqrt{2g \frac{E_{\text{ПОД}}}{\rho g}}}; \quad (10)$$

- суммарный коэффициент расхода m_{3B} воздуха, поступающего по двум воздуховодам одновременно

$$m_{3B} = \frac{Q_{1B} + Q_{2B}}{F_{1B} + F_{2B} \sqrt{2g \frac{E_{\text{ПОД}}}{\rho g}}}, \quad (11)$$

В (9–11) Q_{1B} и Q_{2B} – соответственно объёмные расходы воздуха, поступающего в центр внутреннего вихря и в зону между вихрями; F_{1B} и F_{2B} – площади мерных сечений воздухопроводов, подводящих воздух соответственно в центр внутреннего вихря и в зону между вихрями. В нашем случае F_{1B} и F_{2B} равны, см. рис. 1; $E_{\text{ПОД}}$ – энергия подходящего к полостям разрыва потока воздуха.

Для нахождения коэффициентов расхода по воздуху используются данные измерений расходов воздуха. В настоящей статье графики зависимости коэффициента m_B не приводятся.

Интегральной характеристикой двухфазной среды (водовоздушная смесь) является коэффициент эжекции, то есть отношение объёмного расхода воздуха к объёмному расходу воды. При этом коэффициент эжекции $k_{1ЭЖ}$ внутреннего циркуляционно-продольного потока будет равен

$$k_{1ЭЖ} = \frac{Q_{1B}}{Q_3}, \quad (12)$$

коэффициент эжекции $k_{2ЭЖ}$ внешнего

$$k_{2ЭЖ} = \frac{Q_{2В}}{Q_3}, \quad (13)$$

коэффициент эжекции $k_{3ЭЖ}$ аэратора в целом

$$k_{3ЭЖ} = \frac{Q_{1В} + Q_{2В}}{Q_3}. \quad (14)$$

На рис. 8 показаны экспериментальные зависимости коэффициента эжекции для различных режимов работы устройства.

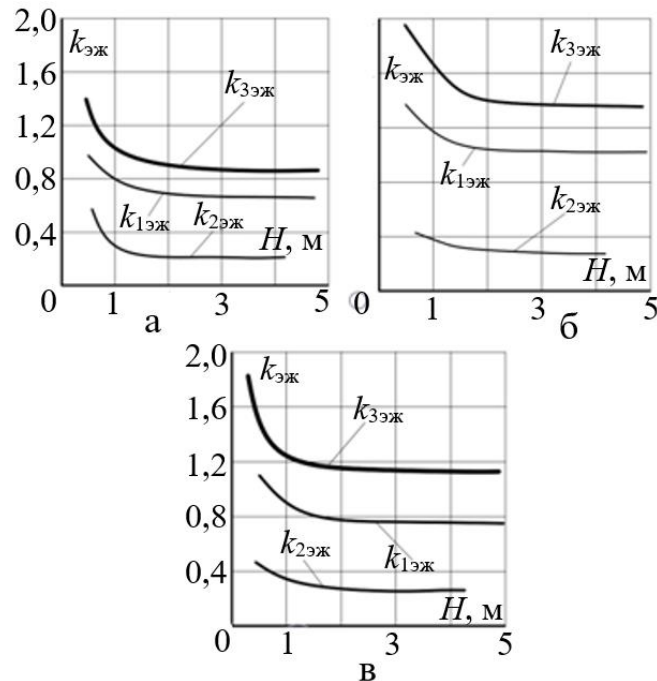


Рисунок 8. Коэффициент эжекции аэратора при совместной работе воздухопроводов: а – $L = 2,53D$; б – $L = 6,88D$; в – $L = 9,47D$ (разработано автором)

При раздельной работе воздухопроводов (рис. 8) значения коэффициентов эжекции внутреннего и внешнего вихрей близки и мало меняются с изменением энергии потока воды (в исследованных пределах). Данное обстоятельство свидетельствует о прямой пропорциональности соотношений расходов воды и воздуха.

Совместная работа воздухопроводов приводит к уменьшению коэффициента эжекции с ростом энергии потока воды в начале шкалы напоров. Это можно связать с эффектом более быстрого роста потерь энергии в проточном тракте аэратора и относительным уменьшением энергии потоков воды, затрачиваемой на транспортирование воздуха. Исследования показали, что значение коэффициента эжекции при совместной работе воздухопроводов может регулироваться путем дросселирования подачи воздуха в каждый воздухопровод, изменяющего, с одной стороны, сопротивление подводящего тракта, с другой разрежение в паровоздушном ядре.

Изменение сопротивления воздухопроводов в опытах осуществлялось путем установки в них диафрагм, значительно стесняющих площадь живого сечения потока воздуха. На центральном воздуховоде (рис. 3а) площадь отверстия диафрагмы составляла 25 % от площади сечения трубы, диафрагмы на воздуховоде внешнего циркуляционно-продольного потока – 13 %. На пропускную способность аэратора по воде стеснение потока воздуха практически не

влияет (см. графики рис. 4в), так как размеры полостей разрыва в каждом из циркуляционно-продольных потоков, определяемые в основном расходом воды, изменяются при стеснении воздухопроводов очень незначительно.

На расходе воздуха в воздухопроводах наличие диафрагм отражается сильно. При раздельной работе расход воздуха в каждом из воздухопроводов и соответственно значения коэффициентов эжекции уменьшились, чего и следовало ожидать, так как в этом режиме расход воздуха обратно пропорционален сопротивлению воздухопровода. При совместной работе воздухопроводов установка диафрагмы приводит к сокращению расхода воздуха во внутреннем вихре и за счет этого – к снижению его влияния на полость разрыва внешнего циркуляционно-продольного потока. Совместная работа воздухопроводов, подающих воздух одновременно в зоны разрежения двух циркуляционно-продольных потоков, привлекательна тем, что при этом происходит более равномерное по поперечному сечению камеры смешения воздухом насыщение массы поступающего воздуха.

В процессе проведенных исследований были получены графики зависимостей потерь энергии воздушного потока, поступающего в аэратор, от входного напора. Рассматривался режим работы с диафрагмами и без них. Вполне ожидаемо, что рост потерь энергии в воздухопроводах с диафрагмами сопротивление возрастает более интенсивно, чем без них. Рассматриваемые зависимости показаны на рис. 9.

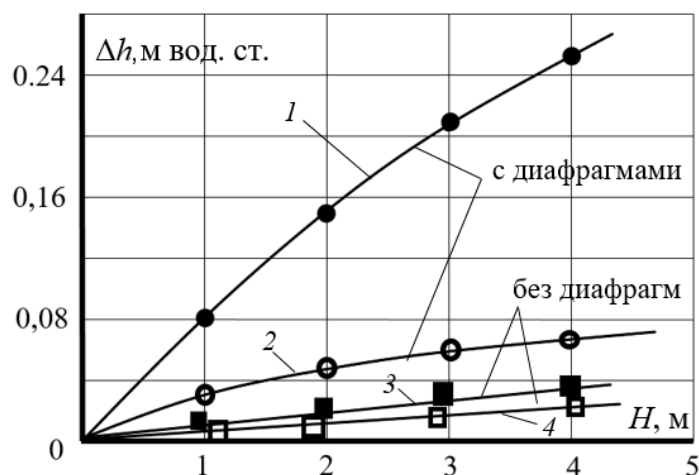


Рисунок 9. Потери напора Δh в воздухопроводах контрвихревого аэратора при разных напорах (разработано автором)

При больших входных давлениях происходит потеря устойчивости полости разрыва внутреннего циркуляционно-продольного потока [26; 27]. При этом отмечается увеличение расхода воздуха и рост коэффициента эжекции. При напорах, превышающих ориентировочно 30 м вод. ст., расход воздуха, связанного с максимальным вакуумом в 10 м вод. ст. в полости разрыва внутреннего циркуляционно-продольного потока, достигает теоретического максимума. При этом значение коэффициента эжекции стабилизируется, и добиться его увеличения здесь можно, лишь увеличив поперечные сечения воздухопроводов.

Обсуждение

В результате проведенных экспериментов и полученных данных с помощью физического моделирования можно сделать следующие выводы.

1. Открытые водные объекты на урбанизированных территориях подвергаются мощному антропогенному воздействию. В этих условиях самоочистительной способности самих водоёмов не хватает. Необходимы дополнительные мероприятия, направленные на поддержание качества воды на уровне, соответствующим требованиям нормативной документации. Наиболее технологически эффективной и экономически обоснованной является создание инженерной система искусственной аэрации и водооборота.

2. Аэрирование масс воды может осуществляться различными способами. Для условий городских водных объектов наиболее подходит струйная аэрация, позволяющая транспортировать кислород воздуха в водные объёмы в необходимом количестве. Струйный аэратор, использующий эффекты контрвихревого течения, позволяет интенсифицировать процессы растворения кислорода воздуха в воде. Это связано с наличием в проточной части устройства течения с очень высокой степенью турбулентности. Такие условия взаимодействия воздуха и воды приводит к тому, что мелко диспергированные воздушные массы, за счёт большей площади контакта двух фаз, быстрее растворяют кислород воздуха.

3. В контрвихревой аэратор воздух можно подавать либо в полость разрыва сплошности только внутреннего циркуляционно-продольного потока, либо в полости разрыва обеих противоположно вращающихся слоёв. Настоящие исследования проводились на модели аэратора с двумя подводами воздуха, что позволило увеличить значение коэффициента эжекции всего устройства.

4. Исследование пропускной способности контрвихревого аэратора по воде показали, что величина расходы воды зависит от давления на входе в закручивающие устройства. Наибольшая пропускная способность наблюдается при максимальных действующих напорах. Полученные зависимости показывают, что внутренний циркуляционно-продольный поток обеспечивает большую пропускную способность, чем внешний. Это отличие составляет 1,5–2 раза. С увеличением относительной длины камеры смешения с 2,43 до 9,47 пропускная способность всего устройства по воде возрастает незначительно. На пропускную способность практически не влияют установленные в воздуховодах диафрагмы, то есть сопротивление движению воздуха.

5. Коэффициенты расхода m по воде в исследованном диапазоне входных действующих напоров имеет наибольшее значение при низких напорах. С увеличением напора значение m уменьшается и, начиная со значений практически стабилизируется и уже не зависит от величины действующих напоров. Отмеченная особенность поведения зависимостей $m = f(H)$ свидетельствует о том, что режимы исследованного аэратора становятся автомодельными по отношению к напору, то есть от него не зависят.

6. Наиболее важным параметром работы аэратора, характеризующим его эффективность в плане растворения кислорода воздуха в воде, является коэффициент эжекции. При отдельной работе воздухопроводов значения коэффициентов эжекции внутреннего и внешнего закрученных потоков близки и мало меняются с изменением входной энергии потока воды. Совместная работа воздухопроводов приводит к уменьшению коэффициента эжекции с ростом энергии потока воды в начале шкалы напоров. Это можно связать с эффектом более быстрого роста потерь энергии в проточном тракте аэратора и относительным уменьшением энергии потоков воды, затрачиваемой на транспортирование воздуха. Исследования показали, что значение коэффициента эжекции при совместной работе воздухопроводов может регулироваться путем дросселирования подачи воздуха в каждый воздухопровод, изменяющего, с одной стороны, сопротивление подводящего тракта, с другой – разрежение в полостях разрыва сплошности.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волшаник В.В., Суздалева А.А. Классификация городских водных объектов. М.: Изд-во Ассоциация строительных вузов. 2008. С. 112.
2. Мамин Р.Г., Орехов Г.В., Байрашева А.А. Урбанизация и экологическая безопасность территории новой Москвы. Издательство АСВ. Москва. 2015, С. 112.
3. Орехов Г.В., Мамин Р.Г., Евдокимов П.В. Водохозяйственные и экологические проблемы освоения территории Новой Москвы // Интернет-журнал Науковедение. 2015. Выпуск №2. 158TVN215.
4. Боровков В.С., Волшаник В.В. Инженерные системы замкнутого насосного водооборота и аэрации при экологической реконструкции гидросферы урбанизированных территорий // Вода и экология. 2016. №3. с. 67–80.
5. Орехов Г.В. Контрвихревые течения и их использование на практике // Интернет-журнал Науковедение. 2017. Выпуск 3 (40). Том 9. №21TVN317.
6. Makisha N., Yantsen O. Laboratory modeling and research of waste water treatment processes in biofilters with polymer feed. *Applied Mechanics and Materials*. 2014. Т. 587–589, pp. 640–643.
7. Амирова Н.Н., Боровков В.С., Волшаник В.В., Доркина И.В. Состав и объёмы работ по восстановлению малых рек и водоёмов на селитебных территориях // Материалы Десятой Всероссийской научной конференции «Экологические проблемы развития музеев-заповедников». М.: Институт наследия. 2008. с. 395–403.
8. Воронов Ю.В., Казаков В.Д., Толстой М.Ю. Струйная аэрация. М.: Изд-во Ассоциация строительных вузов. 2007. С. 216.
9. B. Prajapatia, M.B. Jensena, N.O.G. Jorgensen, N.B. Petersenb. Grey water treatment in stacked multi-layer reactors with passive aeration and particle trapping. *J. Water Research*. 2019. Vol. 161. pp. 181–190.
10. X. Cheng, Y. Xie, D. Zhu, J. Xie. Modeling re-oxygenation performance of fine-bubble-diffusing aeration system in aquaculture ponds. *J. Aquaculture International*. 2019. pp. 1–16.
11. Gogina E., Makisha N. Rekonstruction of waste water treatment plants in Russian, approaches and solutions. *J. Applied Mtchanics and Materials*. 2013. Т. 361–363. pp. 628–631.
12. T. Itano, C. Inagaki, R. Hashimoto, N. Negoro, J. Hyodo, S. Honda. Water circulation induced by mechanical aerators in a rectangular vessel for shrimp aquaculture. *J. Aquacultural Engineering*. 2019. Vol. 85. pp. 106–113.
13. C. Xiangju, X. Jun, Y. Deguang, Z. Yingxue. Calculated analysis of oxygen transfer from air bubble-water interface and turbulent water surface in microporous aeration systems. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*. 2012. Vol. 29. N13. pp. 190–199.
14. Gogina E.S., Yantsen O.V., Ruzhtitskaya O.A. Research of Hydrodynamics of Biofilter with Surface Feed. *J. Applied Mechanics and Materials*. 2014. Т. 580–583. pp. 2354–2357.

15. G. Orekhov. Main hydraulic characteristics of counter-vortex flows. *Advances in Intelligent Systems and Computing*», Springer. 2019. Том 2. Vol. 983. N 795.
16. A.L. Zuikov, G.V. Orekhov, T.A. Suehtina. Structure of laminar flows with oppositely-rotating coaxial layers. *MATEC Web of Conferences*. 2018. Vol. 193.
17. Ахметов В.К., Волшаник В.В., Зуйков А.Л., Орехов Г.В. Моделирование и расчет контрвихревых течений. М.: Изд-во МГСУ. 2012. С. 252.
18. Волшаник В.В., Зуйков А.Л., Орехов Г.В. Гидравлический расчёт проточной части контрвихревых аэраторов // Журнал Водоснабжение и санитарная техника. 2009. №12, с. 50–56.
19. Орехов Г.В., Баяраа У., Беликов В.В. Методы увеличения эффективности аэрации открытых водных объектов на урбанизированных территориях // «Вестник МГСУ». 2009. №2. с. 278–291.
20. Орехов Г.В. Гидромеханический способ улучшения качества воды в водных объектах // «Вестник МГСУ». 2008. №4, с. 175–181.
21. А.А. Халатов. Теория и практика закрученных потоков. Наукова думка. Киев. 1989. С. 192.
22. Волшаник В.В., Зуйков А.Л., Орехов Г.В., Уранзая Баяраа. Особенности рабочего процесса контрвихревых аэраторов и задачи их гидравлических исследований // Экология урбанизированных территорий. 2013, №2, с. 74–80.
23. Орехов Г.В., Капустин С.А., Чурин П.С. Экспериментальные модельные исследования контрвихревых течений // Интернет-журнал Науковедение. 2013. №4(17) 2013. 53TVN413.
24. Волшаник В.В., Орехов Г.В. Дефицит растворенного кислорода в водоемах на селитебных территориях и системы искусственной аэрации и замкнутого водооборота // «Вестник МГСУ». 2008. №1. с. 243–246.
25. Орехов Г.В. Водные объекты на урбанизированных территориях и инженерные системы аэрации и замкнутого водооборота // Экология урбанизированных территорий. 2008. №2. с. 88–93.
26. Pascal P. Turbulence modeling for incompressible vortex flow. *Vftem. and Physical Sciences*. 1992. Vol. 395, pp. 83–104.
27. Rochino A., Lavan Z. Analytical investigation of incompressible turbulent swirling flow in stationary ducts // *Trans. ASME, Ser. E., J. Applied Mechanics.*, 1969, Vol. 36, N 2, pp. 151–158.

Orekhov Genrikh Vasil'evich

National research university Moscow state university of civil engineering, Moscow, Russia
E-mail: orehov_genrih@mail.ru

Flow characteristics and peculiarities of cavitation phenomena in counter-vortex flow energy dissipators of hydraulic structures

Abstract. Open water bodies in urban areas play an important role in formation of the urban infrastructure. At the same time, they are under constant influence of powerful anthropogenic factors leading to rapid pollution of the urban hydrosphere. Self-cleaning ability of water in these conditions is not sufficient; therefore, it is necessary to take additional engineering measures. The main measure to maintain such a water body at the proper level consists in creation of artificial circulation and provision of a required level of dissolved oxygen in the water. The article is devoted to the study of the counter-vortex jet aerators which can be a part of the urban hydraulic engineering systems that provide these activities.

The most effective way of delivering oxygen to water is the jet gas-liquid aeration. The process of aeration consists in generation of air bubbles in a water body allowing for air oxygen to be quickly dissolved in water. Along with molecular and turbulent diffusion, as well as creation of an aerated jet of flow circulation due to kinetic energy, the dissolved oxygen covers the entire water body. The article presents the results of the study of hydraulic characteristics of the counter-vortex aerators.

The counter-vortex flow is a complicated, artificially created current featuring two important properties: formation of a pre-axial cavity of break in continuity of the flow with a pressure below the atmospheric one and an extremely high degree of water turbulence in the mixing chamber. The effects are fully used in the counter-vortex jet aerator. Due to turbulent dispersion a lot of small bubbles form in the mixing chamber of the device making it possible the process of air oxygen dissolution to be started already in the flow conductor part of the device.

The study was carried out by physical methods using model tests on a specially created experimental bench. As a result of the experiments, the discharge capacities of the device for water and air have been obtained. The obtained values of the discharge capacity were the basis for calculating the discharge coefficients for both water and air depending on the operating head. As a result of the research, ejection coefficients were obtained being an important parameter characterizing the counter-vortex jet aerator from the viewpoint of its efficiency.

Keywords: urban construction; architectural and landscape systems; open urban water bodies; water aeration; countercurrent flow; two-phase flow; turbulence; water flow; pressure