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

2019, №2, Том 11 / 2019, No 2, Vol 11 https://esj.today/issue-2-2019.html

URL статьи: https://esj.today/PDF/81SAVN219.pdf

Ссылка для цитирования этой статьи:
Орехов Г.В. Характеристики потока и особенности кавитационных явлений в контрвихревых гасителях энергии гидротехнических сооружений // Вестник Евразийской науки, 2019 №2, https://esj.today/PDF/81SAVN219.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] 2(11). Available at: https://esj.today/PDF/81SAVN219.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

Характеристики потока и особенности кавитационных явлений в контрвихревых гасителях энергии гидротехнических сооружений

Аннотация. В состав сооружений гидроузлов, как правило, входят водосбросные системы, обеспечивающие сброс воды из верхнего бьефа строительного комплекса в нижний. Существуют различные виды водосбросных систем, конструкция которых зависит от типа гидроузла, топографических и геологических характеристик, а также от компоновки и состава сооружений. Один из главных вопросов, который необходимо решать при проектировании – выбор эффективного способа гашения избыточной кинетической энергии сбрасываемых масс воды и обеспечение при этом кавитационной безопасности при эксплуатации водосброса. В настоящее время гашение энергии осуществляется разными способами. Например, с помощью устройства водобойного колодца, отброса струи от сооружения, использование специальных конструктивных элементов, обеспечивающих гашение кинетической энергии по всей длине проточного тракта (ступенчатые водосбросы). Настоящая статья посвящена исследованию гасителей энергии потока для гидротехнических водосбросов, использующих эффекты взаимодействующих, противоположно вращающихся, слоёв воды. Характерной особенностью таких систем является их конструкция, которая позволяет переводить обычное продольно-осевое течение в циркуляционно-продольные (закрученные) потоки с последующим их взаимодействием в цилиндрической камере. Целью настоящей работы является исследование гидродинамических характеристик таких гасителей и выявление особенностей кавитационных процессов, возникающих в потоках с взаимодействующими циркуляционно-продольными слоями, которые образуют сложную структуру течения с очень высоким уровнем турбулентности. В статье приводятся результаты исследований по определению кинематических характеристик потока в подводящих элементах и камере гашения. Представлены данные расчётного характера, позволяющие рассматривать вихревую структуру потока. Приводится анализ давления вдоль проточного тракта. Даётся экспериментальная оценка турбулентности в зоне взаимодействия противоположно закрученных слоёв жидкости,

а также оценка возникновения кавитационных явлений на стенках проточного тракта и в массиве жидкости.

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

Введение

Гидроузел любого назначения снабжается водосбросной системой для сброса воды из верхнего бьефа в нижний. При этом одним из центральных вопросов, которые необходимо решить при проектировании, это выбор схемы водосброса и способа гашения избыточной кинетической энергии сбрасываемого потока воды [1–5]. Существует несколько схем, наиболее широко используемых при гидротехническом строительстве. Это прежде всего водосливная безнапорная схема с устройством в нижнем бьефе водобойного колодца в качестве гасителя энергии потока [6; 7]. Применяется способ гашения энергии с помощью отбросы струи от плотинного комплекса сооружений или от выходного портала водосбросной напорной системы. Энергия сбросного потока взаимодействует с большим массивом воды в нижнем бьефе и при этом взаимодействии гасится избыточная кинетическая энергия. В случае поверхностного сброса поток с помощью трамплина, устроенного на нижнем носке плотины, отбрасывается как можно дальше в нижний бьеф [8; 9]. Сброс может быть организован и донными напорными отверстиями, которые выполняются в теле как правило бетонных плотин на разных высотных отметках. Для сравнительно низких напоров на гидроузле, сброс воды в нижний бьеф может осуществляться по наклонному спуску с устройством ступенчатых перепадов. Энергия потока в этом случае гасится постепенно по всему спуску, равномерно распределяя избыточную энергию по всей длине проточного тракта водосброса [10; 11].

Во всех описанных выше способах гашения избыточной энергии сбрасываемого холостого потока воды, происходит его взаимодействие с элементами конструкций водосбросной системы. Сам процесс гашения энергии вызывает весьма значительные гидродинамические нагрузки, которые передаются на стенки проточного тракта и другие элементы водосброса. В потоке возникает процесс вихреобразования, который приводит к локальному повышению турбулентности и как следствие повышенной пульсации давления и скорости. Такой режим течения наиболее опасен с точки зрения возникновения кавитационных явлений, которые приводят к кавитационной эрозии [12; 13]. Сама кавитация изменяет характер движения жидкости, вызывает дополнительные потери энергии, вибрацию, шум и эрозию материала твёрдых границ [14]. Такие процессы тем опаснее, чем выше напор на гидроузле и скорости течения сбрасываемого потока. Надёжность и безопасность эксплуатации

водосбросных систем гидроузлов прямым образом связана с отмеченными явлениями, и нахождением конструктивных и технологических решений по их снижению.

Увеличение напоров и, следовательно, скоростных режимов течения потоков требует поиска новых путей решения задачи гашении энергии. Такой подход требует рассмотрения принципиально новых технологических и конструктивных решений. Одним из них является способ гашения энергии с помощью контрвихревых гасителей, основанных на работе сил вязкого трения противоположно направленных циркуляционных течений [15]. Эта особенность контрвихревого гасителя предъявляет особые требования к изучению кавитационных явлений, происходящих при его работе.

Кавитационные проявления зависят от характера течения потока. В циркуляционно-продольных течениях [16] возникновение и развитие кавитационных процессов отличается от таковых в обычных продольно-осевых потоках (без закрутки). Это связано с особенностями распределения давления по поперечному сечению потоков. В настоящей статье приводятся некоторые результаты исследований кавитационных явлений в циркуляционно-продольных и так называемых контрвихревых течениях, которые являются основой работы контрвихревых гасителей энергии водосбросных систем гидротехнических сооружений.

Методы

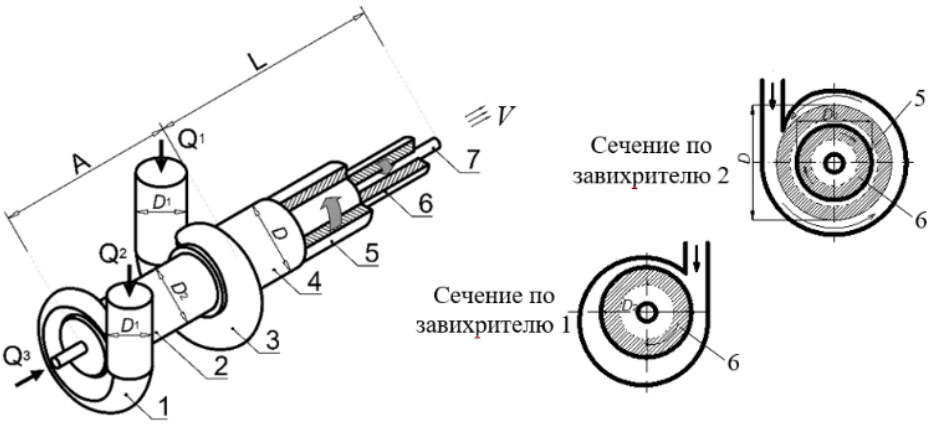
В гасителе энергии для гидротехнических водосбросных систем формируется искусственно созданное пространственное неравномерное течение с взаимодействующими, противоположно вращающимися, коаксиально расположенными, слоями воды. Такое течение состоит из двух независимых частей: циркуляционно-продольных и контрвихревого течений. Последнее характеризуется сложной формой распределения компонент скоростей по поперечному сечению и специфическими структурными параметрами, которые формируются за счёт особой организации исходных продольно-осевых потоков. Такие сложные гидродинамические задачи в настоящее время могут решатся математическим моделированием. Однако, в большинстве случаев, особенно при исследовании кавитационных явлений, применяется физическое моделирование на экспериментальном стенде с использованием модели определённого масштаба, где рабочим телом является вода.

Целью исследований является анализ гидромеханических характеристик течений в проточной части устройства, обеспечивающего чрезвычайно высокий уровень гашения кинетической энергии, и на его основе обоснования кавитационных явлений, возникающих при работе системы. Работа такого гасителя характеризуется очень большими значениями градиентов скоростей и, как следствие, образованием областей с давлением, ниже атмосферного. Поскольку кавитация возникает в зонах течения жидкости с пониженным давлением (до значения меньшего, чем давление насыщенных паров воды), то важно знать распределение ряда параметров, в том числе давления по длине проточного тракта.

Задачами исследований являлись:

- экспериментальные модельные исследования гидродинамических характеристик циркуляционно-продольных и контрвихревых течений;
- определение в проточном тракте областей с давлением ниже атмосферного;
- определение ряда кавитационных параметров и их зависимости от действующего напора.

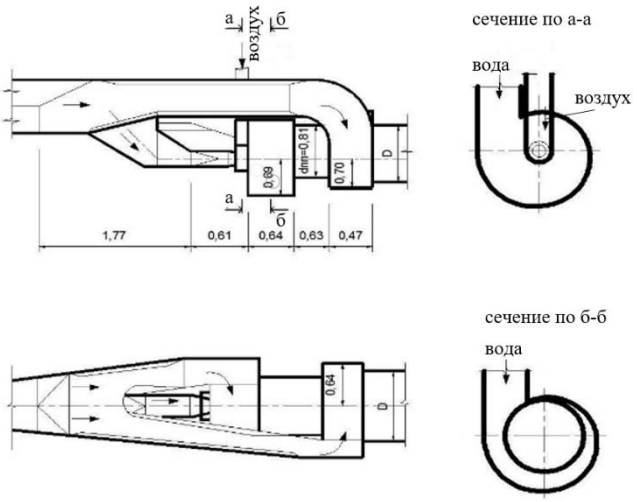
На рис. 1 показана принципиальная схема контрвихревого гасителя энергии потока, поясняющая работу устройства, а на рис. 2 модель, на которой проводились исследования.



Зона А – подвод воды к гасителю энергии и формирование циркуляционно-продольных потоков до их взаимодействия. Зона L – область взаимодействия закрученных потоков в камере гашения. 1 – завихритель внутреннего циркуляционно-продольного потока; 2 – промежуточная цилиндрическая камера; 3 – завихритель внешнего циркуляционно-продольного потока; 4 – камера взаимодействия противоположно вращающихся потоков (камера гашения); 5 – внешний взаимодействующий слой воды; 6 – внутренний взаимодействующий слой воды; 7 – центральная осевая струя воды. Q_1, Q_2, Q_3 – расходы воды, подаваемые к устройству из напорной водосбросной системы гидротехнического водосброса; V – средняя скорость потока на выходе из гасителя

Рисунок 1. *Схема гасителя энергии гидротехнического водосброса с тангенциальными цилиндрическими завихрителями потока (разработано автором)*

Модель выполнена в масштабе 1:12 натуры. Измерялись: кинематика потока, давление на стенке и в толще потока, воздухосодержание водных масс.



1 – напорный водовод с установленными решётками для выравнивания профиля скоростей на входе в устройство; 2 – подводящий канал внутреннего завихрителя; 3 – подводящий канал внешнего завихрителя; 4 – завихритель внутреннего циркуляционно-продольного потока; 5 – завихритель наружного циркуляционно-продольного потока; 6 – промежуточный цилиндрический патрубок; 7 – камера гашения; 8 – аэрационная проточная часть для подачи атмосферного воздуха в центр кавитационного жгута. J и K – мерные створы. Размеры даны в долях от диаметра камеры гашения

Рисунок 2. *Схема проточная часть модельной установки (разработано автором)*

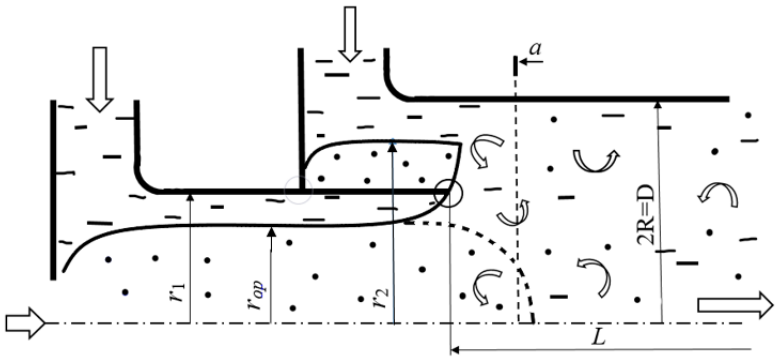
Проточный тракт модели включал: подводящий участок 1 с решетками, выравнивающими профиль скоростей на входе в гаситель. Этот участок имеет корытообразное сечение, соответствующее сечению натурного подводящего туннеля. В состав проточной части входил собственно гаситель, включающий позиции 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8 и лоток нижнего бьефа (на рис. 2 лоток не показан), который был установлен в конце камеры гашения 7. Модель была изготовлена из листовой стали, толщиной 14 мм, с обвязкой и ребрами жесткости,

расположенными с шагом 250 мм (для соблюдения требований обеспечения значения колебаний собственной частоты облицовки не ниже 200 Гц).

Геометрические и гидравлические характеристики модели следующие: длина модели – 9.6 м, диаметр камеры гашения 7 – 0.8 м, её длина – 5.6 м, диаметр промежуточного патрубка 6 – 0.66 м, его длина – 1.8 м. Локальные завихрители 6 выполнены в виде спиральных камер с углом охвата 345 градусов. Максимальный действующий напор на модели *H* – 80 м, максимальный расход *Q* – до 6.5 м^3/с. Давление на стенках проточного тракта гасителя измерялось приборами, расположенными в двух створах *J* и *K*, показанных на рис. 2. В измерительных створах приборы располагались по окружности цилиндрической поверхности промежуточного патрубка 6 гасителя, где формировался продольно-циркуляционный поток. Значения давления, полученные в каждом из измерительных створов, по показаниям нескольких приборов усреднялись.

Результаты

Рассмотрим картину течения в гасителе. На рис. 3 приведена принципиальная схема движения потоков в контрвихревом устройстве. Весь проточный тракт условно разделен на несколько зон, где формируются независимые друг от друга процессы. В подходной зоне, к которой можно отнести потоки в подводящих водоводах до их выходных сечений, расположенных в устройстве (на рис. 3 показаны стрелками), присутствует обычное напорное равномерное движение, а потоки представляют собой продольно-осевые течения (на рис. 1 потоки с расходами Q_1 и Q_2).



1 – завихритель внутреннего циркуляционно-продольного потока; 2 – завихритель внешнего циркуляционно-продольного потока; 3 – промежуточный патрубок; 4 – цилиндрическая камера взаимодействия противоположно вращающихся слоёв воды (камера гашения); 5 – осевая линия проточной части гасителя; 6 – точка начала взаимодействия противоположно-вращающихся потоков; 7 – внутренний циркуляционно-продольный поток; 8 – внешний циркуляционно-продольный поток; 9 – контрвихревое течение длиной L

Рисунок 3. *Схема течения в проточной части контрвихревого гасителя (разработано автором)*

Далее (зона А на рис. 1) происходит независимое течение двух или трех (имеется в виду центральная осевая струя с расходом Q_3) потоков до взаимодействия их между собой в цилиндрической камере. Здесь исходные продольно-осевые потоки с помощью локальных завихрителей 1 и 2 трансформируются в циркуляционно-продольные (закрученные) потоки внешнего 3 и внутреннего 4 слоёв (рис. 1), которые сохраняют свой режим до момента начала взаимодействия в камере гашения (до точки 6 рис. 3). Эти потоки находятся в поле массовых центробежных сил с ускорением

$$j = \frac{u_\theta^2(r)}{r}, \tag{1}$$

где: u_θ – азимутальная (тангенциальная) скорость течения, r – текущий радиус цилиндрического канала, в котором вращается поток.

В конструкций гасителя применяется центральная, расположенная по оси 5 струя (рис. 3), движущаяся в поле массовых гравитационных сил с ускорением g. Эта струя с расходом Q_3 показана на рис. 1.

Моделью циркуляционно-продольных внешнего и внутреннего потоков является так называемое квазипотенциальное течение. Предельным случаем винтового течения при $k = 0$ является потенциальный или безвихревой поток (другое название – потенциальное вращение), для которого справедливо равенство

$$rot\vec{U} = \omega = 0,$$

или

$$\left.\begin{aligned} &\frac{\partial u_x}{r\partial\theta} - \frac{\partial u_\theta}{\partial x} = 0, \\ &\frac{\partial u_r}{\partial x} - \frac{\partial u_x}{\partial r} = 0, \\ &\frac{\partial(ru_\theta)}{r\partial r} - \frac{\partial u_r}{r\partial\theta} = 0. \end{aligned}\right\}, \tag{2}$$

где: u_x, u_θ, u_r – компоненты скорости течения в цилиндрической системе координат, $rot\vec{U} = \omega$ – вектор вихря скорости в выбранной точке занимаемого жидкостью пространства, его модуль скорости течения определяется выражением

$$U = \sqrt{u_x^2 + u_\theta^2 + u_r^2}.$$

Здесь: r – текущий радиус цилиндрической проточной части; k – скалярный коэффициент пропорциональности векторов скорости и вихря скорости.

Для потенциального вращения, так же, как и для винтового потока, должно выполнятся требование постоянства удельной энергии в любой его точке

$$E = \frac{P}{\rho} + \frac{U^2}{2} - \Pi = const, \tag{3}$$

а для установившегося ($\partial/\partial t = 0$) и осесимметричного течения ($\partial/\partial\theta = 0$) согласно (2) справедливо условие постоянства циркуляции

$$grad\Gamma = 0 \text{ или } \Gamma = 2\pi r u_\theta = const. \tag{4}$$

В выражении (3): P – давление, ρ – плотность, П – потенциал внешних массовых сил.

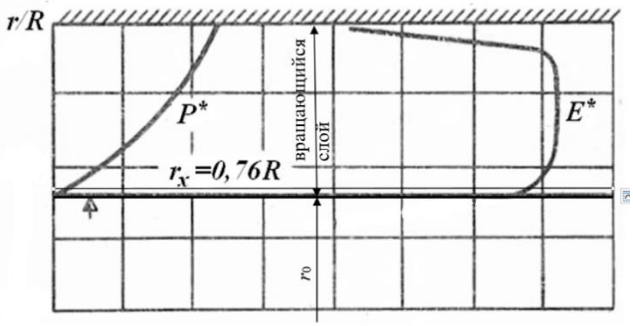
Из (4) можно видеть, что в окрестностях оси вращения свободный вихрь существовать не может, поскольку это приводит к бесконечному нарастанию окружных скоростей. В таком потоке, находящемся в поле центробежных сил, неизбежно будет происходить разрыв в центре

(в приосевой зоне), образуя так называемый вихревой (или кавитационный) жгут радиусом r_{01} или r_{02} (рис. 3). Этот жгут может быть заполнен воздухом либо парами воды. При этом само течение приобретает форму кольцевого потока между кавитационной полостью и стенками проточной части с площадью поперечного сечения

$$S = \pi(R_i^2 - r_{0i}^2).$$

Таким образом, течение является безнапорным со свободной поверхностью на границе кавитационного жгута и смоченным периметром по стенкам трубы, равным $2\pi R$.

Безвихревое течение несовместимо с вязкостью, или, другими словами, для вязкой (реальной) жидкости безвихревое (потенциальное, с условием $rot\vec{U} = \omega = 0$) течение невозможно. Несмотря на это, в практике, и на лабораторных модельных установках реализуется именно это, наиболее простое движение циркуляционно-продольного течения. Особенно это характерно при значительных скоростях или габаритах сооружений и технологического оборудования, когда числа Re большие и, следовательно, силы вязкости малы в сравнении с другими силами, действующими на циркуляционный поток. В то же время известно [17], что только вязкостью обусловлено формирование и диффузия вихрей в потоке, поэтому при вырождении сил, связанных с вязкостью, течение приобретает свойства безвихревого (потенциального), при котором в сечениях трубы, как показано выше, удельная энергия и циркуляция остаются постоянными (3, 4). Экспериментальные исследования структуры высокоскоростных циркуляционно-продольных потоков в цилиндрической трубе за локальным завихрителем подтверждают этот вывод [18]. В качестве подтверждения на рис. 4 приводятся распределения приведённых значений давления $P^* = P/\rho gH$, и удельной энергии $E^* = E/gH$ по поперечному сечению циркуляционно-продольного кольцевого потока в цилиндрической трубе. Здесь, при напоре $H = 100$ м на входе в цилиндрический напорный тракт формировалась относительная азимутальная (тангенциальная) скорость $u_\theta^* = u_\theta / \sqrt{H}$ порядка $1{,}5\sqrt{м}/с$. На рисунке вращающийся кольцевой слой воды занимает расстояние от $r_x = 0{,}76R$ до R.



1 – стенка цилиндрического канала; 2 – свободная поверхность воды; 3 – кавитационный жгут с атмосферным давлением (впуск воздуха в осевую полость) или отрицательным давлением (вакуумом), вплоть до физического предела (давления паров насыщения)

Рисунок 4. *Распределение относительного давления и энергии в квазипотенциальном циркуляционно-продольном течении. Характеристики получены на экспериментальной установке с напором H = 100 м вод. ст. [19] (рисунок из ссылки [19])*

Конечно, речь здесь не идет о строго потенциальном течении, но можно говорить о почти потенциальном, то есть о квазипотенциальном потоке. Несмотря на упрощенность

описания движения жидкости, оно позволяет получить весьма точно совпадающие с результатами физических исследований расчетные характеристики вихревых устройств и сооружений, особенно их интегральные параметры, такие, как пропускная способность, давления на обтекаемых поверхностях, гидравлические потери в элементах проточного тракта и другие характеристики.

Важной информацией для наших рассуждений является распределение давления по радиусу цилиндрического канала. На графике рис. 4 хорошо видно, что давление резко снижается от стенки проточного тракта до свободной внутренней поверхности кольцевого потока с $r_x = 0,76R$. Это обстоятельство говорит о следующем. При возникновении кавитационных пузырьков у стенки или в толщи потока (это может происходить, например, в результате обтекания потоком локальных препятствий или неровностей на стенке проточного тракта) они будут стремиться переместится в область пониженного давления, то есть в направлении к оси цилиндрического канала. Траектория движения пузырька будет напоминать винтовую конусообразную линию.

В поле центробежных сил формируется выталкивающая пузырёк (Архимедова) сила $F_{\downarrow}$. Благодаря действию этой силы кавитационные пузырьки начинают всплывать, двигаясь к оси циркуляционно-продольного течения (рис. 4). Стрелка у силы $F_{\downarrow}$ направлена вниз (в соответствии с рисунком), поскольку пузырёк движется в толще воды (всплывает) к оси проточного тракта.

Определим значение силы и скорости всплытия в предположении сохранения пузырьком сферической формы (такая форма при их движении в воде сохраняется у пузырьков размером не более 0.1 мм [20]). При турбулентном характере движения жидкости, пузырёк, всплывающий со скоростью V_{bub} , пройдя путь, равный длине кавитационного факела *l*, передает жидкости массой $m = \pi R_{bub}^2 l\rho$ кинетическую энергию

$$C = -\frac{mV_{bub}}{2} = -\frac{\pi R_{bub}^2 l\rho V_{bub}}{2} .$$

Эта энергия затрачивается на генерацию завихренности потока и превращается в тепло. При равномерном движении пузырька его выталкивающая сила $F_{\downarrow}$ и тормозящая сила (гидродинамическая сила сопротивления) $F_{\uparrow}$ будут равны друг другу:

$$m\frac{dV_{bub}}{dt} = F_{\uparrow} = F_{\downarrow} = \frac{4}{3}\pi R_{bub}^3 \rho j = \frac{\pi R_{bub}^2 \rho V_{bub}}{2} ,$$

где: *j* – ускорение центробежных сил в цилиндрическом проточном тракте радиусом *R*.

Очевидно, что скорость движения пузырька в циркуляционно-продольном течении будет больше, чем в обычном продольно-осевом, поскольку давление в последнем резко отличается от распределения давления по рис. 4.

Для кавитационного пузырька $R_{bub} = 10^{-4}$ м в водоводе радиуса *R* = 1 м при азимутальной (тангенциальной) скорости потока u_θ = 30 м/с скорость всплывания в циркуляционно-продольном (закрученном) потоке составит – 1,4 м/с, а в продольно-осевом – 0,05 м/с.

Приведённый расчёт показывает, что величина скорости всплытия пузырька W в циркуляционно-продольном (закрученном) потоке:

- более чем на порядок больше, чем в традиционном продольно-осевом;
- прямо пропорционально зависит от азимутальной (тангенциальной) составляющей полной скорости течения потока;
- увеличивается с ростом размера пузырька, перемещающегося от стенки проточного тракта в сторону центрально расположенной осевой зоны. На рис. 5 приведён график зависимости скорости всплытия от размера пузырька.

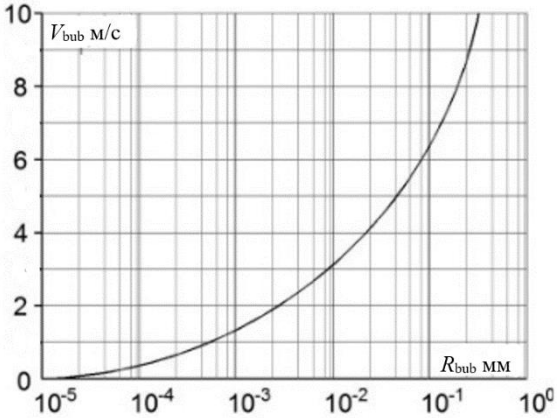


Рисунок 5. *Зависимость скорости всплытия V_{bub} кавитационного пузырька от его радиуса R_{bub} при окружной скорости течения потока u_θ = 10 м/с (разработано автором)*

Например, удаление пузырька от стенки для ранее выбранных величин u_θ, V_{bub} и R_{bub} в конце кавитационного факела длиной l = 0,15 м в циркуляционно-продольном (закрученном) потоке составит значение порядка 0,01 м. Аналогичное значение для продольно-осевого потока на порядок меньше. Это обстоятельство кардинально меняет картину эрозионного воздействия на стенку. Во-первых, стенка перестает оказывать влияние на пузырек. Он схлопывается теперь сферически симметрично. Во-вторых, амплитуда максимума фронта ударной волны в случае такого схлопывания уменьшается по экспоненциальному закону при удалении от пузырька. Например, если максимум амплитуды наблюдается на расстоянии радиуса R_{bub} от схлопнувшегося пузырька, то на расстоянии 4 R_{bub} амплитуда фронта ударной волны уже более чем на порядок меньше.

Приведённый анализ, связанный с рассмотрением движения пузырька в двух различных по характеру течениях, показывает, что протекание кавитационных явлений в продольно-циркуляционных потоках имеют принципиальные отличия. По существу, кавитационные процессы в таких течениях смещаются в толщу воды, уходя от стенок проточного тракта. Это обстоятельство является весьма важным, поскольку стенки проточного тракта наиболее подвержены разрушению в результате кавитационной эрозии.

Рассмотрим далее картину течения в камере гашения диаметром $D = 2R$, где противоположно вращающиеся внутренний и наружный слои продольно-циркуляционных течений начинают взаимодействовать. Циркуляция этих слоёв постепенно уменьшается до полного вырождения в конце пути взаимодействия. Так же трансформируются по длине взаимодействия эпюры азимутальных (тангенциальных) скоростей, которые характеризуют циркуляцию. На рис. 6 показано распределение азимутальных (тангенциальных) скоростей, полученных с помощью математического [21] и физического моделирований. Из графиков

видно, что значения азимутальных скоростей уменьшается по длине камеры гашения. Контрвихревое течение достаточно быстро (в пределах активной зоны) трансформируется в продольно-осевое, то есть, в течение без закрутки. Такая трансформация происходит на длине порядка (6–8) $2R = D$. Надо отметить, что зона взаимодействия характеризуется чрезвычайно высокой степенью турбулентности, где значения стандартов пульсаций многократно превосходят аналогичные значения при обычных турбулентных течениях.

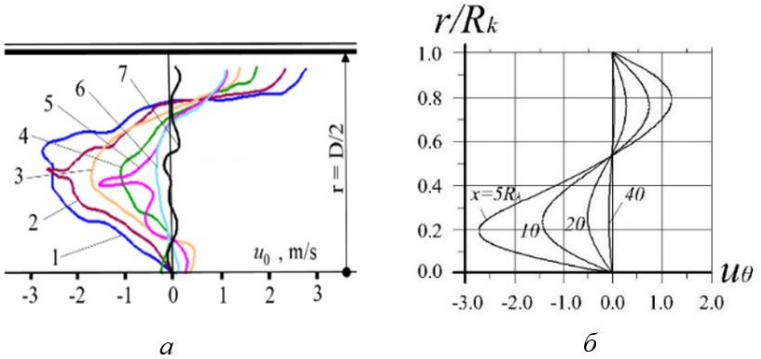


Рисунок 6. *Профили азимутальных (тангенциальных) скоростей* u_θ *:*
а – результаты физического моделирования при Re = 3,8 × 10⁴, цифрами указаны мерные створы, б – распределения, полученные расчётным путём для ламинарного режима при Re = 500 (разработано автором)

Поскольку оба слоя в пределах активной зоны (зона *L* на рис. 1) представляют собой циркуляционно-продольные неустановившиеся течения, формирующиеся в поле центробежных сил, то распределение давления в них будет переменным, уменьшающимся к центру вращения конкретного слоя. Данный анализ характера течения в активной зоне взаимодействия позволяет сделать вывод о том, что возникшие кавитационные пузырьки будут также, как и в зоне *A* (рис. 1) стремится к оси течения.

В контрвихревом гасителе могут наблюдаться следующие виды кавитации:

- внутри зоны интенсивного взаимодействия противоположно вращающихся слоёв (гашение энергии) при отрицательном давлении в паровоздушном ядре. Здесь имеет место кавитация, возникающая, в основном, в вихрях, на границе раздела (сдвига) циркуляционно-продольных слоёв, а также в пограничной зоне взаимодействия осевой струи и внутренним закрученным потоком, если такой режим предусмотрен. Интенсивность кавитационных проявлений будет тем выше, чем более глубокий вакуум будет сформирован в осевой зоне течения.

- вихревая форма проявляется с потоком вихрей, на осях которых возникают и развиваются кавитационные каверны, не замыкающиеся на поверхности стенок проточного тракта. При исследованиях эти кавитационные проявления начинали проявляться при напорах $H \geq 10 \div 12$ м. Начало кавитации определяется по характерным звуковым явлениям. С ростом напора интенсивность акустических эффектов вихревой кавитации увеличивается. Этот вид кавитации, возникающей внутри потока, на твердые границы механического воздействия не оказывает. Окончательный ответ на вопросы о влиянии этого вида кавитации на конструкцию гасителя, воздействии звукового и ультразвукового давления на материал проточной части и на окружающую среду требует специальных исследований.

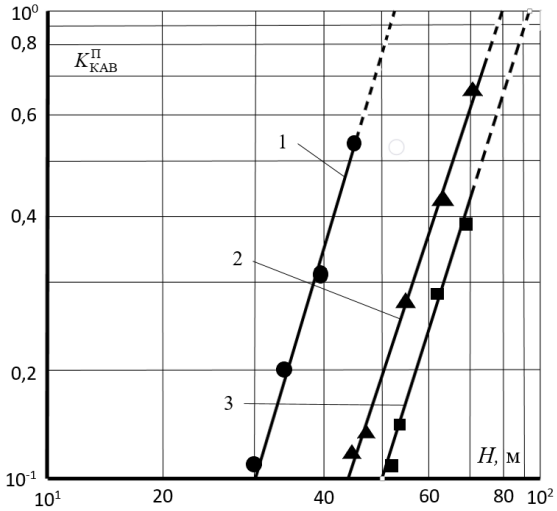
- перемежающаяся форма кавитации, обусловленная наличием пульсационного давления, может вызывать кавитационную эрозию. Противодействие этой форме кавитации заключается в подводе воздуха в места пониженного давления в начале камеры гашения (зона *L* на рис. 1) или с помощью подтопления со стороны нижнего бьефа.

Остановимся более подробно на перемежающемся характере кавитационных проявлений. Коэффициент перемежаемости кавитации можно определить как

$$K_{\text{КАВ}}^{\text{П}} = \frac{t_{КАВ}}{t} \quad . \tag{5}$$

Здесь: $t_{КАВ}$ – длительность проявлений кавитации; t – общее время наблюдения.

График зависимости $K_{\text{КАВ}}^{\text{П}} = f(H)$ показан на рис. 7 в логарифмической системе координат. Изменение $K_{\text{КАВ}}^{\text{П}}$ в зависимости от напора носят не линейный характер для различных режимов работы. При всех исследованных режимах работы на модели не были получены значения коэффициента перемежаемости, равные 1,0, которые могли бы свидетельствовать о начале беспрерывной кавитации за весь период наблюдения. Для нахождения напора, при котором $K_{КАВ}^{П} = 1,0$, была выполнена экстраполяция.



Режимы: 1 – с включённой центральной осевой струёй; 2 – с включённой центральной осевой струёй и подачей воздуха; 3 – только подача воздуха в кавитационную полость

Рисунок 7. *Коэффициент перемежаемости кавитации в зависимости от напора, действующего на модели (разработано автором)*

Поскольку графики функции $K_{\text{КАВ}}^{\text{П}} = f(H)$ при $K_{\text{КАВ}}^{\text{П}} \cong 0,8 - 1,0$ не подчиняются степенной зависимости, а, скорее всего, здесь имеется гиперболическая зависимость, то значения напоров, при которых $K_{\text{КАВ}}^{\text{П}} = 1,0$, определены с запасом. Так, для режима с впуском осевой струи искомый напор, при котором коэффициент перемежаемости равен единице, равен 55÷60 м, для режима с впуском воздуха в кавитационную полость для напора H = 100 м.

С целью изучения возможностей улучшения кавитационных условий были проведены исследования влияния действующего напора и режимов работы гасителя на число кавитации. Число кавитации или критерий Тома, определяется как

$$K_{КАВ} = \frac{p - p_{нас}}{0,5\rho V^2} \, , \tag{6}$$

где: p – абсолютное давление в исследуемой точке; $p_{нас}$ – давление насыщенных водяных паров (при 20°С $p_{нас} / \rho g = 0,24$ м вод. ст.); V – характерная скорость, за которую принимается

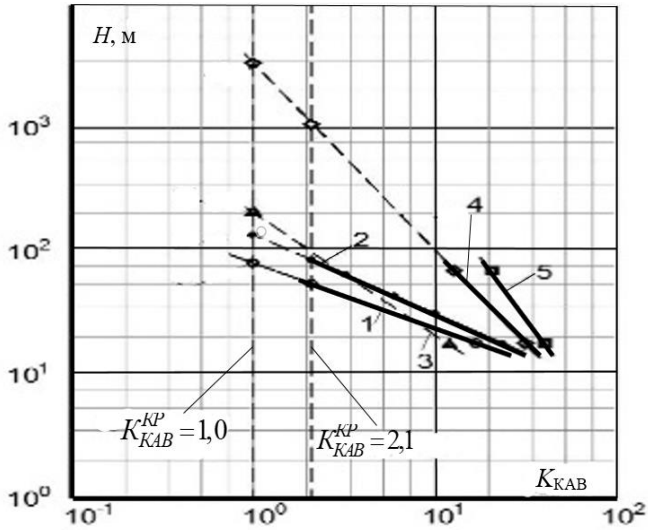
Издательство «Мир науки» \ Publishing company «World of science» http://izd-mn.com

осредненная скорость потока в данном створе, $V = Q / F$; ρ – плотность воды; Q – расход; F – площадь поперечного сечения камеры гашения, равная $\pi(D/2)^2$.

Вычисление числа кавитации производится для сопоставления его с некоторым критическим числом $K_{\text{КАВ}}^{\text{КР}}$ при котором возникает кавитация

$$K_{\text{КАВ}} \underset{\geq}{\leq} K_{\text{КАВ}}^{\text{КР}}. \quad (7)$$

При выполнении условия $K_{\text{КАВ}} > K_{\text{КАВ}}^{\text{КР}}$ кавитация отсутствует, при $K_{\text{КАВ}} \leq K_{\text{КАВ}}^{\text{КР}}$ – возникает. Для предварительной оценки было выбрано значение $K_{\text{КАВ}}^{\text{КР}} = 1$ для неровностей; расположенных на плоскостях.



1 – с включённой центральной осевой струёй и подачей воздуха; 2 – с включённой центральной осевой струёй; 3 – только подача воздуха в кавитационную полость; 4 – включённая центральная осевая струя и подтопление $h_s = 0,21$; *5 – то же с* $h_s = 0,4$

Рисунок 8. *Зависимость* $K_{\text{КАВ}} = f(H)$
для различных режимов работы гасителя (разработано автором)

На рис. 8 приведены графические зависимости $K_{\text{КАВ}} = f(H)$. Наихудшими кавитационными характеристиками обладает режим с центральной струёй и одновременной подачей воздуха через аэрационный канал (рис. 2), где $K_{\text{КАВ}}^{\text{КР}} = 1$ наблюдается уже при напоре 85 м, который можно назвать критическим вакуумметрическим напором $H_{\text{ВАК}}^{\text{КР}}$. При дополнительных мероприятиях, связанных с подачей воздуха по периметру камеры гашения в начальной её части $H_{\text{ВАК}}^{\text{КР}}$ повышается до 150 м, а при одновременной подаче воздуха до 200 м. Надо отметить, что при работе центральной струи и одновременной подаче воздуха при напоре более 50 м полностью сорвать вакуум в начале камеры гашения не удалось, и он составлял в среднем 5 % от *H*.

Это было связано с недостаточностью размеров воздуховодов аэрационного канала, площадь сечения которых составляла в сумме около 2 % от площади камеры гашения. По нормам проектирования гидротехнических сооружений необходимо иметь площадь воздуховода равной 10–20 % от площади водовода. В то же время, рекомендуемые размеры

воздуховода требуют дополнительного уточнения, так как с ростом напора трудно ожидать постоянства отношения площадей воздуховодов и камеры гашения в связи с возрастанием так называемой скорости образования вакуума.

Срывом вакуума можно значительно повысить значение $H_{\text{ВАК}}^{\text{КР}}$. В описываемых условиях большие значения $H_{\text{ВАК}}^{\text{КР}}$ достигнуты для режимов с подтоплением. Во всём диапазоне напоров, действующих на натурных объектах, где возможно применение водосброса с контрвихревым гасителем энергии, вплоть до 500–700 м, на режимах работы с центральной осевой струёй и значением относительного заглубления камеры гашения под уровень нижнего бьефа h_s > 0,21 число кавитации всегда будет меньше критического значения. На графике приведены также результаты определения $H_{\text{ВАК}}^{\text{КР}}$ при принятии критического числа кавитации, равным 2,1.

Зависимость для пересчета значений $H_{\text{ВАК}}^{\text{КР}}$ с моделей разного масштаба на натурные объекты для режима с центральной осевой струёй и одновременной подачей воздуха показана на рис. 9. Аналитически эта зависимость выглядит следующим образом

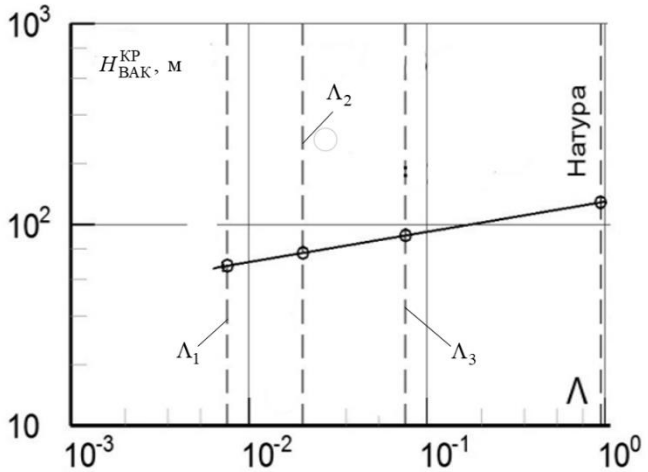


Рисунок 9. *Зависимость критического вакуумметрического напора от масштабирования модели для режима с центральной осевой струёй и одновременной подачей воздуха (Рисунок разработан автором)*

$$\left(H_{\text{ВАК}}^{\text{КР}}\right)^{\text{Б}} = 125\Lambda^{0,14}, \tag{8}$$

где индекс "Б" в выражении (8) означает базисный. Здесь Λ – масштаб модели, равный отношению характерных геометрических размеров большей модели к меньшей. За базисный выбран режим с центральной осевой струёй и подачей воздуха, имеющий минимальный $H_{\text{ВАК}}^{\text{КР}}$ – наихудший показатель по числу кавитации $К_{\text{КАВ}}$. Для нахождения $\left(H_{\text{ВАК}}^{\text{КР}}\right)^{i}$ для натурных условий при других режимах работы можно пользоваться зависимостью

$$\left(H_{\text{ВАК}}^{\text{КР}}\right)^{i} = 125\Lambda^{0,14} n_i, \tag{9}$$

где

$$n_i = \frac{\left(H_{\text{ВАК}}^{\text{КР}}\right)^{i}}{\left(H_{\text{ВАК}}^{\text{КР}}\right)^{\text{Б}}}$$

по графикам рис. 8.

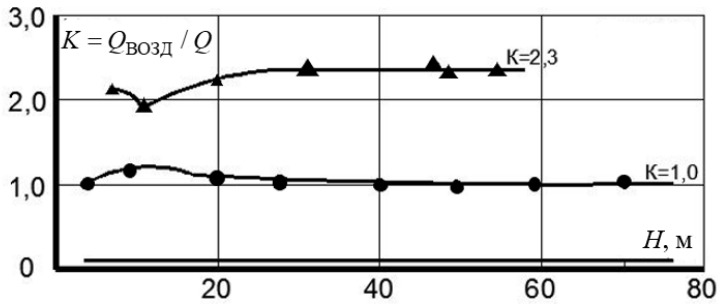
Одним из способов борьбы с кавитационными явлениями в гидротехнических сооружениях является подвод воздуха в места пониженного давления. Для определения потребного количества воздуха на модели измерялся расход воздуха, поступающего в воздуховоды, в двух режимах: включение центральной осевой струи и включение центральной осевой струи и подачи воздуха. Результаты приведены на рис. 10 в виде зависимости коэффициента эжекции $K = Q_{\text{ВОЗД}} / Q$ в функции напора *H*. Здесь $Q_{\text{ВОЗД}}$ – расход воздуха, поступающего вкавитационный жгут, Q – расход воды, проходящий через проточную часть гасителя.

Наличие в центральной зоне потока паровоздушного ядра с пониженным давлением вплоть до полного физического вакуума позволяет обеспечивать подвод воздуха в эту область самотёком. Эта особенность позволяет использовать контрвихревые устройства в самых разных областях техники, где необходимо обеспечивать перемешивание, например, жидкости с газом (воздухом), в том числе аэраторах, ферментерах, смесителях и других. Транспортирующая способность воздуха является следствием разности давления между атмосферой и вакуумом разрывной полости кавитационного жгута.

Одним из интересных вопросов является анализ скорости создания вакуума $V_{\text{ВАК}}$. При выполнении условия равенства скорости поступления воздуха в кавитационный жгут

$$V_{\text{В}} = \frac{Q_{\text{ВОЗД}}}{F_{\text{ВОЗД}}} \tag{10}$$

и скорости создания вакуума V_{BAK} будет обеспечен полный срыв вакуума в кавитационном жгуте, то есть для безвакуумной работы должно выполняться условие $V_{\text{В}} = V_{\text{ВАК}}$. В выражении (10) $F_{\text{ВОЗД}}$ – площадь сечения аэрационных каналов. При увеличении скорости $V_{\text{ВАК}}$ должна увеличиваться и скорость $V_{\text{В}}$. Но, так как любой воздуховодный тракт обладает ограниченной пропускной способностью, то для поддержания равенства $V_{\text{В}} = V_{\text{ВАК}}$ при больших напорах может потребоваться увеличение площадей воздуховодов.



Режимы: 1 – с выключенной центральной осевой струёй и подачей воздуха; 2 – с включённой струёй

Рисунок 10. *Коэффициент эжекции воздуха на режимах 1 и 2 (разработано автором)*

На рис. 10 показана зависимость коэффициента эжекции от напора (кривая 1 на графике) для режима с выключенной центральной осевой струёй, когда расход воздуха максимальный. Ниже (кривая 2) показана та же зависимость на режиме с включённой центральной осевой струёй. Надо отметить, что и центральная осевая струя воды может дополнительно эжектировать определенное количество воздуха. Исследования этого эффекта не проводились.

Поскольку подобные исследования имеют большое значение при изучения условий кавитации, то данные работы будут продолжены с использованием других экспериментальных методик.

Обсуждение

В результате проведённого анализа и полученных данных с помощью физического моделирования можно сделать следующие выводы.

1. В основе работы контрвихревого гасителя энергии гидротехнических сооружений лежит вязкое взаимодействие слоёв воды, организованных специальным образом в цилиндрической камере гашения. В этом отношении контрвихревое течение является искусственно созданным течением. Гашение кинетической энергии сбрасываемого потока за счёт сил внутреннего трения происходит весьма эффективно и на малой длине взаимодействия, равной 6–8 диаметров камеры гашения. С помощью таких систем можно получить очень высокую степень гашения, доходящей до значений 96–98 % от исходной энергии потока. Такой способ гашения весьма эффективен на высоконапорных водосбросных гидротехнических системах.

2. Характер течения жидкости в пределах всего проточного тракта гасителя связан с циркуляционно-продольным движением жидкости. В пределах проточного тракта существует независимо друг от друга две формы течения: циркуляционно-продольное и контрвихревое. Первая форма – циркуляционно-продольное течение описывается квазипотенциальной моделью. Оно представляет собой высокоскоростное циркуляционно-продольное течение с разрывом сплошности потока и образованием кавитационной полости с пониженным давлением. Распределение давление в таком течении имеет большой градиент давления по поперечному сечению, направленный в сторону оси вращения потока. Эта особенность существенным образом влияет на поведение кавитационных пузырьков и протекание кавитационных процессов. Поведение кавитационных пузырьков в этих течениях кардинально отличается от их поведения в обычных продольно-осевых течениях.

3. Контрвихревое течение – это неравномерное течение, где присутствуют взаимодействующие противоположно вращающиеся слои жидкости. На сдвиговых границах такого сечения генерируются вихревые структуры различного масштаба, порождающие большую нестационарность всего объёма течения (повышенные пульсации давления и скорости). Распределение средних значений скорости по любому выбранному поперечному сечению представляет собой знакопеременную эпюру. Такая макроструктура потока также оказывает влияние на кавитационные процессы. Здесь, так же, как и в первой форме течения, пузырьки находятся в поле центробежных сил и стремятся к центру вращения.

Таким образом, и в области самостоятельных циркуляционно-продольных течений и в области контрвихревого течения с взаимодействующими слоями кавитационные проявления, связанные с образованием сферических каверн с насыщенными парами жидкости, имеют тенденцию смещения к оси течения (вращения). Это обстоятельство приводит к тому, что кавитационный процесс начинает сдвигаться в массив текущей жидкости и удаляться от стенок проточной части, что резко снижает кавитационную эрозию и разрушение конструктивных элементов водосбросных систем. Такое проявление кавитации кардинально отличается от кавитации, проходящей в продольно-осевых (обычных) течениях.

4. Модельные исследования протекания кавитации в контрвихревом гасителе показали, что коэффициент перемежаемости $K_{\text{КАВ}}^{\text{П}}$ не превышают единицы на исследованных напорах. Интерполяция полученных данных позволяет определить переход кавитационного процесса в непрерывный процесс только при напоре на 20 % превышающий максимальный

модельный напор. Экспериментальное определение числа кавитации в зависимости от действующего напора позволило исследовать режимы с подачей воздуха в кавитационную полость.

5. Подача атмосферного воздуха в кавитационню полость является весьма кардинальным способом борьбы с кавитационными процессами, уменьшая отрицательное давление в кавитационной полости вплоть до полного срыва вакуума. Исследования по измерению подаваемого воздуха в гаситель с целью срыва вакуума дали значение коэффициента эжекции, равное 2.3 при пересчёте на полный расход, протекающий через устройство.

ЛИТЕРАТУРА

1. Волшаник В.В., Зуйков А.Л., Орехов Г.В., Чурин П.С. Пропуск холостых расходов через турбинный блок средне- или высоконапорной ГЭС // Гидротехническое строительство. 2013. №4. с. 51–56, №5 с. 32–40.
2. Chinnarasri C, Kositgittiwong D, Julien P (2013) Model of flow over spillways by computational fluid dynamics. In: Proceedings of the institution of civil engineers. Water Manag 167(WM3): 164–175.
3. Слива И.В., Лапин Г.Г. Авария на водосбросных сооружениях гидроузла Оровилл Гидротехническое строительство // Гидротехническое строительство 2017. №11.
4. Zhang, W., Liu, M., Zhu, D.Z., Rajaratnam, N., 2014. Mean and Turbulent Bubble Velocities in Free Hydraulic Jumps for Small to Intermediate Froude Numbers // J. of Hydraulic Eng. 2014. V.140(11), 0401-4055.
5. Mahzari M, Schleiss A. Dynamic analysis of anchored concrete linings of plunge pools loaded by high velocity jet impacts issuing from dam spillways // Dam. Eng. 2010. V/ 20 (4) / pp. 307–327.
6. Witt, A., Gulliver, J., Shen, L. Simulating air entrainment and vortex dynamics in a hydraulic jump // Int. J. Multiph. 2015. V. 72. pp. 165–180.
7. Гурьев А.П., Ханов Н.В., Волгин Н.А. Влияние конструктивных параметров водобойного колодца на гашение энергии потока // Гидротехническое строительство. 2015. №4. с. 48–51.
8. Ф.Х. Аубакирова. Гашение избыточной энергии потока в водосбросных сооружениях при различных режимах сопряжения бьефов // Природообустройство. 2015. №1, с. 37–41.
9. Zhang G., Chanson H. Self-aeration in the rapidly- and gradually-varying flow regions of steep smooth and stepped spillways // Environmental Fluid Mechanics. 2017. V.17. pp. 27–46.
10. Amador A., Sanchez-Juni M., Dolz J. (2006) Characterization of the non-aerated flow region in a stepped spillway by PIV // J. Fluid Eng ASME. 2006. V.138(6). Pp. 1266–1273.
11. Matos J., Meireles I. Hydraulics of stepped weirs and dam spillways: engineering challenges, labyrinths of research // In: 5th international symposium on hydraulic structures. Hydraulic structures and society: engineering challenges and extremes, keynote lecture. 2014. 11.

12. Chanson, H., 2007. Bubbly flow structure in hydraulic jump. European Journal of Mechanics-B / Fluids. 2007. V.26(3). pp. 367–384.

13. Frizell K.W., Renna F.M., Matos J. Cavitation potential of flow on stepped spillways // J Hydraul Eng ASCE. 2013. V.139(6). pp. 630–636.

14. Kermani, E. Fadaei; Barani, G.A.; Hessaroeyeh, M. Ghaeini. Cavitation Damage Prediction on Dam Spillways using Fuzzy-KNN Modeling. 2018. Vol. 11 Issue 2, pp. 323–329.

15. Ахметов В.К., Волшаник В.В., Зуйков А.Л., Орехов Г.В. Моделирование и расчет контрвихревых течений. М.: Изд-во МГСУ. 2012. С. 252.

16. Орехов Г.В. Контрвихревые течения и их использование на практике. Науковедение. 2017. Выпуск 3 (40). том 9, №21TVN317.

17. Зуйков А.Л. Гидравлика. Том 1. Основы механики жидкости. М.: Издательство ФГБОУ ВПО «МГСУ», 2014, С. 518.

18. Собин В.М., Ершов А.И. Исследование структуры и гидравлического сопротивления турбулентного закрученного потока в коротких трубах // Вестник АН БССР, Серия физические и энергетические науки. 1972, №3, с. 56–61.

19. Мордасов А.П. Высоконапорные водосбросные системы с вихревыми затворами. Дисс. канд. техн. наук, М.: 1978.

20. Ефимов А.В. Лазерная техника в кавитационных исследованиях. Труды МИСИ. 1978. №162, с. 139–147.

21. Зуйков А.Л. Профили тангенциальных скоростей в циркуляционном течении в трубе // Вестник МГСУ. 2009. №3. с. 195–199.

Orekhov Genrikh Vasil′evich
National research 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. The waterworks of hydraulic structures, as a rule, include spillway systems that ensure water conveying from the upstream pool of the project downstream. There are different types of spillway systems, the designs of which depend on the type of hydro power complex, topographic and geological conditions, as well as on the layout and composition of the structures. One of the main issues to be solved in designing is the choice of an effective way of dissipating the excess kinetic energy of the water masses to be spilled and ensuring cavitation safety during operation of the spillway. Currently, different methods are applied for flow energy dissipation. For example, by providing a stilling basin, by jet throwing away from the structure, by using special structural elements that provide the flow kinetic energy dissipation along the entire length of the flow conductor system (stepped spillways). This article is devoted to the study of flow energy dissipators for hydraulic spillways using the effects of interacting, oppositely rotating water layers. A characteristic feature of such systems is their design, which allows for transferring the conventional longitudinal-axial flow to circulation longitudinal (swirled) flows with their subsequent interaction in a cylindrical chamber. The objective of this work is to study the hydrodynamic characteristics of such flow energy dissipators and to identify the features of cavitation processes arising in the flows with interacting circulation-longitudinal layers forming a complicated flow structure featuring a very high level of turbulence The article presents the results of studies of determining the kinematic characteristics of the flow in the inlet elements and the surge chamber. Presented are the data of designing that allowed for considering the vortex structure of the flow. The analysis of pressure along the flow conductor system is given. The experimental assessment of turbulence in the zone of interaction of oppositely swirled fluid layers is given, as well as the assessment of the occurrence of cavitation phenomena on the walls of the flow conductor system and in the fluid mass.

Keywords: hydraulic spillways; flow kinematics; flow structure; flow energy dissipation; velocity; discharge; pressure; cavitation