

А.В. Сентябов, А.В. Минаков, Д.В. Платонов, Д.А. Дектерев, А.В. Захаров, Г.А. Семенов

Численное исследование влияния специальных конструкций на подавление пульсаций давления в отсасывающей трубе высоконапорной гидравлической турбины

Ключевые слова: математическое моделирование, турбулентность, DES, пульсации давления, прецессия вихревого ядра, гидравлическая турбина.

Аннотация

В работе выполнено численное моделирование пульсаций давления в отсасывающей трубе гидравлической турбины, которые возбуждаются крупномасштабными вихревыми структурами. Было проведено численное моделирование нестационарного течения в отсасывающей трубе при различных режимах работы турбины. Показано, что структура потока в отводящем диффузоре соответствует течению с вихревым жгутом. Расчетные данные сопоставлены с результатами эксперимента и показано их согласование. Для подавления пульсаций давления было исследовано влияние различных конструктивных вставок в отсасывающую трубу, таких как как рёбра, крестовина и полый цилиндр в конусе отсасывающей трубы. Рассмотрено влияние различных конструкций на структуру потока за рабочим колесом и пульсации давления на стенке отсасывающей трубы. Произведено сравнение конструкций и выбор оптимальных параметров для стабилизации потока в диффузоре отсасывающей трубы гидротурбины.

1. Введение

Низкочастотные гидродинамические пульсации возникают при работе радиально-осевых и поворотно-лопастных гидротурбин в неоптимальных режимах. В 1940 г. в [1] было показано, что низкочастотные пульсации характеристик гидроагрегата связаны с пульсациями в отсасывающей трубе. В 1960 г. в [2] было показано, что вибрации в отсасывающей трубе связаны с прецессией вихревого ядра в отводящем диффузоре гидроагрегата, называемом отсасывающей трубой. Поток, покидающий рабочее колесо турбины, обладает некоторой степенью закрутки и при высокой её степени происходит распад вихря [3]. Впервые распад вихря наблюдался в работе [4] в т.н. вихревом свистке. В работе [5] Chanaud качественно рассмотрел данное явление и заключил, что вращающийся вокруг центральной зоны рециркуляции вихревой жгут возбуждает пульсации давления на определенной частоте (также [6, 7]). Качественная характеристика данного явления была получена на упрощённых экспериментальных моделях отсасывающей трубы с использованием стационарного завихрителя ([8], [9]). Прецессирующий под рабочим колесом вихревой жгут возбуждает низкочастотные пульсации, которые передаются по всему проточному тракту. Величина пульсаций давления может достигать десятка процентов напора электростанции, что означает огромные динамические нагрузки на конструкции гидроагрегата.

Для борьбы с этим явлением используют различные методы. Наибольшее распространение получил выпуск воздуха в поток ([7, 9–11]). Однако, если давление в потоке выше атмосферного, закачка воздуха получается слишком дорогой. Другой путь – использовать стабилизирующие конструкции. Среди них можно выделить: рёбра на стенке отсасывающей трубы, крестовина, устанавливаемая за рабочим колесом, модификация обтекателя рабочего колеса, полый цилиндр под обтекателем рабочего колеса. В качестве одного из способов борьбы с ними рассматривались ребра на стенках отсасывающей трубы, уменьшающие закрутку ([12], [9]). Отмечается ([7]), что рёбра почти бесполезны при больших расходах. Как и другие способы снижения пульсаций давления, рёбра приводят к снижению КПД. Наиболее серьёзным недостатком является то, что рёбра подвержены сильным динамическим нагрузкам и кавитационной эрозии ([9]). Полый цилиндр эффективно снижает пульсации и не влияет на КПД в расчётном режиме ([7, 9, 13, 14]). С другой стороны, возникает проблема крепления цилиндра к стенкам отсасывающей трубы.

В практических условиях нестационарное поведение потока осложняется взаимодействием процессов различной природы, по этой причине моделирование с

помощью методов вычислительной гидродинамики становится перспективным инструментом исследования и проектирования в энергетическом машиностроении. Как правило, расчёт нестационарного турбулентного течения основывается на методе моделирования крупных вихрей (Large eddy simulation – LES). Несмотря на большую универсальность, данный метод требователен к расчётной сетке. Для преодоления указанного недостатка в последнее время интенсивно развиваются различные гибридные методы, сочетающие полуэмпирические модели турбулентности и метод моделирования крупных вихрей, как, например, метод моделирования отсоединённых вихрей (Detached eddy simulation – DES), предложенный Стрельцом и Спалартом в 1997 году [15].

2. Математическая модель и основные детали численного моделирования

Численное моделирование было основано на методах вычислительной гидродинамики. Для моделирования использовались уравнения Навье–Стокса, усредненные по Рейнольдсу:

$$\nabla \cdot \mathbf{v} = 0,$$

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{v})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} \mathbf{v}) = -\nabla p + \nabla (\hat{\tau}^m + \hat{\tau}^t), \quad (1)$$

Для инженерных расчетов требуются модели турбулентности, достаточно точно описывающие усредненные поля и крупномасштабные пульсации закрученных течений. Для моделирования таких нестационарных явлений, как прецессия вихревого ядра, необходимо применять нестационарные, в частности, вихреразрешающие методы, как, например, метод моделирования крупных вихрей (Large Eddy Simulation – LES). Однако его применение требует очень детальной сетки, особенно вблизи стенок. В то же время RANS модели достаточно экономичны и хорошо описывают пограничные слои. Чтобы соединить достоинства этих подходов в работе [15] был предложен метод моделирования отсоединенных вихрей (DES). Основная идея метода DES состоит в том, чтобы использовать RANS модель для описания пограничного слоя и LES – для описания структуры течения вдали от стенки, в области отрывов. Переключение осуществляется с помощью размера ячейки расчетной сетки. В работе ([16]) метод DES был распространен на $k-\omega$ SST модель Ментера. В данном методе переключатель вводится с помощью коэффициента F_{DES} при диссипативном члене уравнения переноса кинетической энергии турбулентности:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{v} k) = P_k - \beta^* \rho k \omega \cdot F_{DES} + \nabla \cdot (\mu_{ef} \nabla k)$$

$$F_{\text{DES}} = \max(l_t / (C_{\text{DES}} \Delta), 1), \quad l_t = \frac{k^{1/2}}{\beta^* \omega}, \quad C_{\text{DES}} = 0.61.$$

Экспериментальные результаты были получены на уменьшенной в 14,72 раза модели на гидравлическом стенде Ленинградского металлического завода. Стенд включал в себя все части гидротурбины, за исключением подводящего водовода. Диаметр рабочего колеса модели составлял $D = 0,46$ м. Так как в численном моделировании не учитывались кавитационные эффекты, использовались экспериментальные данные для режима с максимальным числом кавитации. Напор между входом в спиральную камеру и выходом из отсасывающей трубы составлял $H = 21,4$ м, а частота вращения рабочего колеса – $f_n = 12,4$ Гц.

Ранее [17 – 21], было проведено исследование стационарного и нестационарного течения на полной численной модели гидротурбины, включающей спиральную камеру, направляющий аппарат, рабочее колесо и отсасывающую трубу. Для моделирования вращения рабочего колеса в [17] использовалась вращающаяся система отчета – приближение «замороженного рабочего колеса». В данном исследовании для постановки граничных условий на входе в отсасывающую трубу использовались поля скорости, полученные в [17].

Область моделирования включала в себя отсасывающую трубу и часть рабочего колеса, как показано на Рис. 1. Блочнo-структурированная расчетная сетка включала в себя около 1 млн. гексаэдральных расчетных ячеек. В конусе отсасывающей трубы, где формируется вихревой жгут, сетка была детализирована и сгущена к стенке, а безразмерное расстояние от стенки до центра пристеночного контрольного объема составляло $y_+ \approx 800$. На входе задавался профиль скорости, а на выходе фиксировалось давление. Пульсации давления отслеживались в точках на стенке отсасывающей трубы на расстоянии $0,35D$ от нижнего края обтекателя рабочего колеса (Рис. 1). Шаг по времени составлял $\Delta t = 5 \cdot 10^{-5}$ с, что соответствовало критерию устойчивости Куранта $CFL < 2$.

Дискретизация уравнений переноса осуществлялась по методу контрольного объема на неструктурированной сетке. Связь полей скорости и давления для несжимаемой жидкости реализовывалась с помощью процедуры SIMPLEC. Для аппроксимации конвективных членов уравнения на компоненты импульса использовалась схема Quick (схема Леонардо). Для аппроксимации конвективных членов уравнения на турбулентные характеристики использовалась схема первого порядка. Нестационарные слагаемые аппроксимировались по неявной схеме 2-го порядка точности. Диффузионные члены аппроксимировались по схеме 2-го порядка.

3. Результаты моделирования нестационарного течения в отсасывающей трубе гидротурбины

Помимо гибридных RANS/LES методов, для моделирования нестационарных течений используются RANS модели в нестационарной постановке (метод URANS). Для сравнения этих двух подходов были проведены расчеты течения в режиме $q/q_{opt} = 81\%$ (расход 81% от оптимального). Как показывают результаты моделирования, peak-peak интенсивность пульсаций статического давления (амплитуда пульсаций), полученная методом URANS существенно ниже той, что получена методом DES, а также экспериментальных данных (таблица 1). Частота пульсаций, полученная методом URANS немного выше, чем для метода DES (таблица 1, Рис. 2). На рис. 2а, показаны пульсации давления в точке M2, полученные разными методами. Как видно из рисунка, пульсации, полученные методом URANS почти строго периодичны, а полученные методом DES – содержат дополнительную стохастическую компоненту.

Нестационарные явления в отсасывающей трубе зависят от режима работы турбины [7, 23]. Режим $q/q_{opt} = 46\%$ соответствует области режимов пониженного расхода. В этом режиме присутствуют интенсивные стохастические пульсации. Вследствие высокой закрутки потока за рабочим колесом формируется обширная зона рециркуляции, а течение концентрируется вблизи стенок конуса отсасывающей трубы. В этом потоке формируются небольшие вихри, возбуждающие интенсивные локальные пульсации давления на стенке отсасывающей трубы (Рис. 3а). Спектр пульсаций давления в этом режиме содержит широкий диапазон частот вблизи обратной частоты рабочего колеса (Рис. 4а).

Режимы работы $q/q_{opt} = 68 - 81\%$ соответствуют области расходов, в которой формируется прецессирующий вихревой жгут. В этих режимах за рабочим колесом формируется широкая центральная зона рециркуляции, размер которой уменьшается по мере роста расхода (приближения к оптимальному режиму работы). В отличие от режима $q/q_{opt} = 46\%$, вокруг зоны рециркуляции прецессирует интенсивный вихревой жгут. Он, в свою очередь, возбуждает интенсивные пульсации давления и, как следствие, динамические нагрузки на рабочее колесо. Соответственно, на спектре пульсаций давления имеется острый пик на частоте $ff_n \approx 0,2$. Наибольшая интенсивность пульсаций давления соответствует режиму $q/q_{opt} = 68\%$ (Рис. 5). Частота прецессии вихревого жгута очень слабо зависит от режима работы турбины, так как зависит от двух разнонаправленных факторов. Частота пульсаций пропорциональна расходу через турбину и числу Струхала, который пропорционален закрутке потока. По мере

повышения расхода режим работы турбины приближается к оптимальному и закрутка потока уменьшается. Таким образом, по мере роста расхода, число Струхала уменьшается, а частота прецессии почти не меняется.

Режим работы $q/q_{opt} = 114\%$ попадает в область низких пульсаций давления. В этом режиме за обтекателем рабочего колеса формируется небольшой вихрь (Рис. 3в), который генерирует пульсации давления очень низкой интенсивности (Рис. 4, 5).

Спектры пульсаций давления показывают хорошее соответствие экспериментальным данным. В режиме $q/q_{opt} = 46\%$ как расчет, так и эксперимент показывает, что пульсации давления происходят в широком диапазоне частот вблизи $f/f_n \approx 1$ (Рис. 4а). Расчет завышает амплитуду пульсаций давления (пульсации peak-peak), которые появляются вследствие интенсивных стохастических пульсаций. В режимах $q/q_{opt} = 68 - 81\%$ экспериментальные и расчетные данные показывают, что пульсации давления происходят на определенной частоте, которая является частотой прецессии вихревого жгута (Рис. 4б). В расчете частота прецессии немного выше, чем в эксперименте. Интенсивность peak-peak пульсаций давления хорошо согласуется с экспериментальными данными (Рис. 5). В режиме $q/q_{opt} = 114\%$ как эксперимент, так и расчет показывают незначительные пульсации давления в диапазоне частот $0.1-0.2f_n$ (Рис. 4в)

Интенсивность пульсаций давления серьезно зависит от положения точки мониторинга пульсаций в сечении отсасывающей трубы (Рис. 5). Разница интенсивности пульсаций давления между различными точками одного сечения является результатом наложения синхронных и асинхронных пульсаций давления [7]. Асинхронные пульсации представляют собой локальный эффект прецессии вихревого ядра: когда вихревой жгут проходит мимо датчика, то давление на нём уменьшается. В противоположной точке сечения отсасывающей трубы в этот момент наблюдается максимум давления, а в среднем по сечению давление остаётся постоянным. В случае синхронных пульсаций периодически изменяется среднее по сечению отсасывающей трубы давление, а в разных точках сечения колебания происходят в одной и той же фазе. Именно этот тип пульсаций может приводить к колебаниям расхода и мощности на гидротурбине, вызывать низкочастотные аксиальные динамические нагрузки на конструкции гидроагрегата. Синхронные пульсации распространяются вдоль проточного тракта и возбуждают сильные вибрации оборудования. Причиной этих пульсаций является взаимодействие прецессирующего вихревого жгута с поворотным коленом отсасывающей трубу, которое нарушает осевую симметрию спирального вихря и приводит к колебаниям давления во всем сечении одновременно [22]. Поскольку эти два типа пульсаций имеют одинаковую частоту, но разную фазу в разных точках сечения, то их наложение приводит к различию в

интенсивности суммарных пульсаций давления. Как видно из Рис. 5, различие в интенсивности пульсаций давления между точками М2, М3 наблюдается именно в области режимов работы турбины $q/q_{opt} = 50 - 90\%$, в которой формируется прецессирующий вихревой жгут.

4. Влияние специальных конструкций на пульсации давления

4.1. Влияние ребер на стенке отсасывающей трубы

Одним из наиболее распространенных типов конструкций для снижения пульсаций давления в отсасывающей трубе гидротурбины являются ребра на стенке отсасывающей трубы. Ребра располагаются в конической части отсасывающей трубы и крепятся к ее стенке вдоль образующей конуса. В данном исследовании рассматривалась установка шести ребер треугольного сечения толщиной 30 мм, что составляло около 13% от радиуса рабочего колеса (Рис. 6, а). Отдельно было рассмотрено влияние поперечного размера и количества ребер. Для определения синхронной части пульсаций давления рассчитывался усредненный по точкам М2 – М5 сигнал пульсаций давления (Рис. 6, а).

Ребра должны снижать закрутку потока в отсасывающей трубе и, соответственно, пульсации в потоке. Влияние ребер сильно зависит от режима работы турбины. При очень низких расходах ($q/q_{opt} = 46\%$) под рабочим колесом формируется широкая зона рециркуляции и основной поток протекает вблизи стенок отсасывающей трубы. В этом узком промежутке двигаются несколько вихрей среднего масштаба. Таким образом, ребра оказывают существенное влияние на эти вихри, проходящие вблизи стенок (Рис. 7). В результате интенсивность пульсаций давления снижается на 25 – 43% (Таблица 2). Аксиальные динамические нагрузки на рабочее колесо также снижаются (Таблица 3). В режиме частичной нагрузки ($q/q_{opt} = 81\%$), вихревой жгут прецессирует вблизи оси турбины, и ребра меньше влияют на него. Интенсивность пульсаций давления в этом случае снижается на 8 – 44% в зависимости от точки. В то же время, интенсивность синхронной части пульсаций давления не снижается, соответственно, аксиальные динамические нагрузки на рабочее колесо остаются такими же (Таблица 3), но радиальные нагрузки заметно снижаются. При расходе, немного превышающем расход в оптимальном режиме работы ($q/q_{opt} = 114\%$), ребра практически не влияют на пульсации давления или динамические нагрузки на рабочее колесо (Таблицы 2, 3). Сравнение спектров пульсаций давления показывает, что ребра снижают низкочастотную часть пульсаций для режимов частичной нагрузки (Рис. 8). Максимум спектра пульсаций смещается в область более высоких частот. Для режима $q/q_{opt} = 114\%$ пульсации остаются примерно на том же, очень

низком, уровне.

Пульсации давления существенно зависят от размера ребер. Для анализа этого влияния были рассмотрены три конфигурации по шесть ребер одинаковой длины, отличающиеся поперечным размером: 15x15 мм, 30x30 мм (базовый) и 60x60мм. Большие ребра подавляют прецессию вихревого ядра, однако возбуждают интенсивные высокочастотные пульсации. Интегральное влияние показано в Таблице 4, которая представляет относительное снижение интенсивности пульсаций давления. В втором столбце показан максимум спектра пульсаций давления, как видно, он смещается в сторону более высоких частот при увеличении размера ребер. В третьем столбце показано относительное снижение размаха пульсаций давления $2A$, т.е. пульсации peak-peak – разница между максимальным и минимальным давлением в сигнале в какой-либо точке [7]. В четвертом столбце показано относительное снижение среднеквадратичных пульсаций давления. Как видно, для ребер малого размера 15x15 мм влияние на пульсации давления невелико, а большие ребра 60x60 мм приводят даже к росту интенсивности пульсаций.

4.2. Влияние крестовины под рабочим колесом

Другой тип конструкций для подавления пульсаций в отсасывающей трубе – это крестовина, установленная под рабочим колесом. В расчетах крестовина моделировалась тонкими пластинами, расположенными радиально в верхней части отсасывающей трубы от стенки до центра. Были рассмотрены три варианта крестовины: 1) «широкая» крестовина (Рис. 9, а), 2) «узкая» крестовина (Рис. 9, б), 3) «восьмигранная» крестовина (Рис. 9, в).

«Широкая» крестовина существенно снижает пульсации давления (Таблица 5) во всех режимах. В то же время, она сама подвергается значительным нестационарным нагрузкам со стороны потока. «Узкая» крестовина в меньшей степени снижает пульсации давления в режиме $q/q_{opt} = 46\%$ и вовсе не снижает их в режиме $q/q_{opt} = 81\%$. «8-гранная» крестовина также эффективна, как и «широкая», в режиме работы $q/q_{opt} = 46\%$, однако слабо снижает пульсации в режиме $q/q_{opt} = 81\%$.

«Широкая» крестовина снижает пульсации давления во всем частотном диапазоне пульсаций давления (Рис. 10). В случае «узкой» крестовины, снижается только высокочастотная часть пульсаций, а низкочастотные пульсации остаются такими же. 8-гранная крестовина снижает низкочастотные пульсации. Как «широкая», так и «8-гранная» крестовина смещают доминантные пульсации давления в область более высоких частот.

В режиме работы турбины $q/q_{opt} = 46\%$ «широкая» крестовина предотвращает формирование крупных вихрей (Рис. 11). В то же время, она индуцирует множество более мелких вихрей. «Узкая» крестовина слабо воздействует на поток и между ребрами крестовины формируются крупные вихри. В случае «8-гранной» крестовины вихри не достигают больших размеров и, в свою очередь, индуцируют пульсации давления более высокой частоты.

В режиме работы $q/q_{opt} = 81\%$, зона рециркуляции располагается ниже, чем для режима $q/q_{opt} = 46\%$. По этой причине, «узкая» и «8-гранная» крестовины не предотвращают формирование прецессирующего вихря (Рис. 12) – он формируются ниже по течению.

3.3. Влияние полого цилиндра под рабочим колесом

Для определения влияния полого цилиндра на пульсации давления было проведено численное моделирование трех вариантов установки цилиндра под рабочим колесом гидротурбины. В первом варианте цилиндр был расположен непосредственно за обтекателем рабочего колеса, его диаметр составлял $0,5D$, а длина $1,25D$, где D – диаметр рабочего колеса. Во втором варианте цилиндр был расположен на расстоянии $1D$ ниже рабочего колеса, его диаметр составлял $0,5D$, а длина – $1D$. Третий цилиндр был расположен непосредственно под обтекателем рабочего колеса, его диаметр составлял $0,75D$, а длина $1D$. Моделирование проводилось при режиме работы турбины $q/q_{opt} = 60\%$, на который приходится максимум интенсивности пульсаций давления. На Рис. 13 показано течение в отсасывающей трубе вокруг этих цилиндров, а в Таблице 6 представлено относительное снижение пульсаций давления.

Как показано на Рис. 13, цилиндры меньшего диаметра (№1, 2) несущественно влияют на поток. В этом режиме работы турбины в отсасывающей трубе формируется несколько интенсивных вихрей, которые вращаются вблизи стенки. Цилиндры, стенки которых расположены примерно на середине радиуса не препятствуют формированию этих вихрей, которые вращаются между ними и стенкой отсасывающей трубы. Движение вихрей в кольцевом зазоре приводит к тому, что, в целом, их интенсивность снижается. Из-за этого на 16% (вариант №1) снижаются пульсации давления в отсасывающей трубе (Таблица 6). Опускание цилиндра (вариант №2) не приводит к улучшению результатов, поскольку между рабочим колесом и цилиндром формируются дополнительные вихри, которые приводят к повышению пульсаций давления. Для этого варианта пульсации давления понижаются, в среднем на 12%, по сравнению с аналогичным вариантом без

стабилизации. Наилучших результатов, снижения пульсаций на 25% удалось добиться при увеличении диаметра цилиндра до $0,75D$. Такое снижение пульсаций обусловлено тем, что в образующийся зазор достаточно узкий и вихри в нем затухают. Это хорошо видно на Рис. 13.

Таким образом, по данному виду стабилизирующих конструкций можно сформулировать следующее. Наличие полого цилиндра в середине диффузора отсасывающей трубы в целом приводит к снижению интенсивности пульсаций давления. В среднем в зависимости от диаметра цилиндра снижение интенсивности пульсаций составило от 16% при $d=0.5D$ до 25% при $d=0.75D$. Дальнейшее увеличение диаметра цилиндра, по-видимому, нецелесообразно, поскольку это приведет к экранированию стенок трубы стенками цилиндра. Это конечно устраним пульсации давления на стенках трубы, но не уберет их из потока. Поскольку структура течения не изменится, и пульсации давления на рабочем колесе и под крышкой турбины останутся такими же высокими.

Также необходимо отметить следующее: в реальной турбине цилиндр необходимо будет крепить к стенкам отсасывающей трубы. Наиболее простой способ крепления – крепление при помощи поперечных ребер. Если ребра достаточно широки, то они могут хорошо разбивать вихри, которые формируются в зазоре между цилиндром и стенками трубы. Таким образом, действие данного вида стабилизирующих конструкции на поток может быть более сложным, чем просто наличие полого цилиндра. Наличие в потоке цилиндра без ребер приводит к снижению пульсаций только на 10-30%.

5. Заключение

Проведены расчёты в проточном тракте радиально-осевой турбины, как при отсутствии стабилизирующих конструкций, так и со стабилизирующими конструкциями различной формы. При помощи численного моделирования проанализирована структура течения за рабочим колесом турбины. Показано влияние структуры течения на частоту и интенсивность нестационарных процессов. Установлено, что основной причиной низкочастотных пульсаций давления в гидротурбине является прецессирующий вихрь за рабочим колесом. Его динамика в основном и определяет поведение пульсационных характеристик турбины.

Численное моделирование позволяет проанализировать нестационарные явления в отсасывающей трубе гидротурбины. Для этого необходимо применять те или иные вихреразрешающие методы как, например, URANS или DES. Оба этих метода воспроизводят прецессирующий вихревой жгут. С другой стороны, метод URANS

занижает величину пульсаций давления, в отличие от метода DES. Интенсивность пульсаций давления существенным образом зависит от положения точки мониторинга давления. Такое влияние вызвано наложением двух типов периодических пульсаций, вызванных прецессирующим вихревым ядром – синхронных и асинхронных пульсаций давления.

Для уменьшения пульсаций давления на стенках конуса отсасывающей трубы возможно использование стабилизирующих устройств: ребра на конусе отсасывающей трубы, крестовины за рабочим колесом, установка полого цилиндра за рабочим колесом. Основываясь на результатах расчётного исследования, произведён анализ влияния конструкций стабилизации потока на интенсивность нестационарных процессов в гидротурбине.

Результаты работы показали, что конструкции в виде ребер на конусе отсасывающей трубы позволяют эффективно подавлять низкочастотные пульсации на режимах частичной нагрузки. В среднем наличие ребер позволяет снизить пульсации давления на 15 – 25 %. Однако, при этом ребра будут нести повышенные нагрузки и могут быть подвержены интенсивной кавитационной эрозии, поэтому вопросу их прочности нужно уделять повышенное внимание. Эффективность ребер зависит от режима работы турбины. При низких расходах ребра значительно снижают пульсации давления, так как непосредственно воздействуют на крупные вихри, двигающиеся вблизи стенки отсасывающей трубы. При более высоких расходах через турбину вихревой жгут прецессирует ближе к оси турбины и испытывает, соответственно, меньшее влияние ребер. Применение стабилизирующей конструкции в виде полого цилиндра приводит к снижению пульсаций на 10-25%. При этом возникает проблема крепления цилиндра к стенкам отсасывающей трубы. Также была показана эффективность применения конструкций в виде крестовин, расположенных за рабочим колесом. Применение крестовины позволяет в среднем снизить пульсации давления на 25 – 45 %.

Из всех конструкций крестовина с большим числом ребер показывает наибольшее преимущество в подавлении пульсаций давления. Однако при этом также возникают проблемы надежности крепления крестовины к стенкам отсасывающей трубы и её устойчивости к воздействию потока, которые ещё недостаточно изучены в практических условиях.

Работа была выполнена при поддержке Российского научного фонда (грант №16-19-00138).

Список основных обозначений

$2A$	размах пульсаций давления peak-to-peak (от минимального до максимального), [м],
D	диаметр рабочего колеса, [м]
f	частота пульсаций, [Гц],
f_n	частота вращения рабочего колеса, [Гц],
H	напор, [м],
k	удельная кинетическая энергия турбулентных пульсаций, [м ² /с ²],
P	давление, [Па],
\mathbf{v}	вектор скорости, [м/с],
y_+	безразмерное расстояние от стенки до центра пристеночного контрольного объема,
q	объемный расход, [м ³ /с],
Δp	среднеквадратичные пульсации давления, [Па]
μ	динамическая молекулярная вязкость, [Па·с],
ρ	плотность воды, [кг/м ³],
ω	удельная скорость диссипации энергии турбулентных пульсаций, [с ⁻¹].

Индексы:

opt в оптимальном режиме работы турбины

Литература

1. **Rheingans W.J.** Power swings in hydroelectric power plants. *Transactions of the ASME*. 1940, Vol. 62, 3, pp. 171-184.
2. **Deriaz P.** A contribution to the Understanding of Flow in Draft Tubes of Francis Turbines. *International Association for Hydraulic Research, Hydraulic Machinery and Equipment Symposium*, 1960, France, Nice, p. 13.
3. **Gupta A.K., Lilley D.J., Syred N.** *Swirl flows*. Tunbridge Wells, UK : Abacus Press, 1984.
4. **Vonnegut B.** A vortex whistle. *J. of the Acoustical Society of America*. 1954, Vol. 26, pp. 18 – 20.
5. **Chanaud R.C.** Observations of oscillatory motion in certain swirling flows. *J. Fluid Mech.* 1965, Vol. 21, pp. 111-127.
6. **Nishi M., Kubota T.** Matsunaga S., Senoo Y. Study on swirl flow and surge in an elbow type draft tube. *10th IAHR Section Hydraulic Machinery, Equipment, and Cavitation*. Tokyo, Vol. 1, 1980, pp. 557–568.
7. **Dorfler P., Sick M., Coutu A.** *Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery*. London: Springer, 2013. p. 242.
8. **Cassidy J.J.** *Experimental study and analysis of draft tube surging*. 1969. REC-OCE-69-5 No HYD-591.
9. **Falvey H.T.** *Draft tube surges*. Colorado : s.n., 1971. p. 25. REC-ERC-71-42.
10. **Ulith P.** A Contribution to Influencing the Part-Load Behavior of Francis Turbines by Aeration and sigma-Value. *IAHR Symposium*, Lausanne, Switzerland. 1968, Paper No B1.
11. **Pejovic S.** Understanding the Effects of Draft Tube Vortex Core Resonance. *Hydro Review Worldwide. HCI Publications*, September 2000, pp. 28 - 33.
12. **Biela V.** Draft tube fins. *IAHR Section on Hydraulic Machinery and Cavitation*, 19th Symposium (Singapore). 1998, pp. 454-461.
13. **Lecher W., Baumann K.** Francis turbines at part-load with high back-pressure. *IAHR Section Hydraulic Machinery, Equipment, and Cavitation, 4th Symposium* (Lausanne). 1968.
14. **Kuldap Sing Sayann.** *Parameters affecting the performance of draft tube of reaction water turbine*. PhD dissertation. Dep. of mech. of Indian Institute of Technology. Bombay. 1977
15. **Spalart P.R., Jou W.-H., Strelets M., Allmaras S.R.** Comments on the feasibility of LES for wings and on a hybrid, RANS/LES approach. [ed.] In Lue C. and Lue Z. *Advances in DNS/LES, Proceedings of 1st AFOSR International Conference on DNS/LES*, Ruston, LA, August, 4-8, Greyden Press, Columbus, OH. 1997, pp. 137-147.

16. **Strelets M.** Detached Eddy Simulation of Massively Separated Flows. *AIIA Paper*. 2001 №2001-0879. 19 p.
17. **Minakov A.V., Platonov D.V., Dekterev A.A., Sentyabov A.V., Zakharov A.V.** The analysis of unsteady flow structure and low frequency pressure pulsations in the high-head Francis turbines. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2015, Vol. 53, pp. 183 – 194
18. **Dekterev A.A.; Gavrilov A.A.; Minakov A.V.** Numerical simulation of unsteady cavitating turbulent flow in water turbine. *Proceedings of conference: 6th International Symposium on Turbulence, Heat and Mass Transfer*. 2009 P. 835-838.
19. **Gavrilov A., Dekterev A., Sentyabov A., Minakov A., Platonov D.** Application of hybrid methods to calculations of vortex precession in swirling flows. *Notes on Numerical Fluid Mechanics*. 2012. vol. 117. P. 449-459.
20. **Kuznetsov I., Zakharov, A., Orekhov, G., Minakov, A., Dekterev, A., Platonov, D.** Investigation of free discharge through the hydro units of high head Francis turbine. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* 15 (PART 5). 2012. doi: 10.1088/1755-1315/15/5/052002
21. **Minakov A.V., Platonov D.V., Dekterev A.A., Sentyabov A.V., Zakharov A.V.** The numerical simulation of low frequency pressure pulsations in the high-head Francis turbine. *Computers and Fluids*, Vol. 111, April 2015, pp. 197 – 205. doi:10.1016/j.compfluid.2015.01.007
22. **Sentyabov A.V., Gavrilov A.A., Dekterev A.A. and Minakov A.V.** Numerical investigation of the vortex core precession in a model hydro turbine with the aid of hybrid methods for computation of turbulent flows. *Thermophysics and Aeromechanics*, 2014, Vol. 21, No 6. pp. 707 – 717.
23. **Андреев В.Б.** *Справочник по гидротурбинам*, В.Б. Андреев, Г.А. Бронковский, И.С. Веремеенко и др. ; под ред. Ковалева Н.Н., Л. : Машиностроение, 1984. — 496 с.

Таблица 1. Частота и интенсивность пульсаций давления, $q/q_{opt} = 81\%$

	f/f_n	M2, 2A/H, %	M3, 2A/H %
$k-\omega$ SST DES	0,24	7,4	8,2
$k-\omega$ SST URANS	0,25	4,3	5,0
Эксперимент	0,2	7,3	5,8

Таблица 2. Влияние ребер на пульсации давления

расход, q/q_{opt} , %	точка M2, $\Delta p/H$, %		точка M3, $\Delta p/H$, %	
	без ребер	с ребрами	без ребер	с ребрами
46	2.4	1.8	2.3	1.3
81	1.37	1.2	1.6	0.9
114	0.14	0.14	0.14	0.13

Таблица 3. Влияние ребер на динамические нагрузки на обтекатель рабочего колеса

расход, q/q_{opt} , %	пульсации аксиальной силы, Н		пульсации радиальной силы, Н	
	без ребер	с ребрами	без ребер	с ребрами
46	22	16	6	9
81	29	30	50	36
114	6	5	4	5

Таблица 4. Влияние размера ребер ($q/q_{opt} = 46\%$)

	f/f_n	$(A_0 - A)/A_0$, %	$(\sqrt{\Delta p_0^2} - \sqrt{\Delta p^2})/\sqrt{\Delta p_0^2}$, %
без ребер	1.4	—	—
15 мм	1.4	2	17
30 мм	2.2	10	25
60 мм	3.6	-7	-16

Таблица 5. Влияние крестовины на пульсации давления

	$(\sqrt{\Delta p_0^2} - \sqrt{\Delta p^2})/\sqrt{\Delta p_0^2}$, %	
	$q/q_{opt} = 46\%$	$q/q_{opt} = 81\%$
«широкая» крестовина	46	31
«узкая» крестовина	25	-8
8-гранная крестовина	46	8

Таблица 6. Влияние полого цилиндра

	$(A_0 - A)/A_0$, %	$(\sqrt{\Delta p_0^2} - \sqrt{\Delta p^2})/\sqrt{\Delta p_0^2}$, %
цилиндр № 1	20	16
цилиндр № 2''	17	12
цилиндр № 3	17	25

Рис. 1. Схема: а) расчетная область; б) точки мониторинга

Рис. 2. Пульсации давления в точке М2 ($q/q_{opt} = 81\%$): а) сигнал [Па], б) спектр пульсаций

Рис. 3. Вихревая структура течения в отсасывающей трубе гидротурбины, визуализированная изоповерхностью давления. В центральной плоскости показаны изолинии давления.

а) $q/q_{opt} = 46\%$, б) $q/q_{opt} = 77\%$, в) $q/q_{opt} = 114\%$

Рис. 4. Спектры пульсаций давления на стенке отсасывающей трубы: а) $q/q_{opt} = 46\%$, б) $q/q_{opt} = 81\%$, в) $q/q_{opt} = 114\%$

Рис. 5. Интенсивность пульсаций давления на стенке отсасывающей трубы в зависимости от режима работы турбины

Рис. 6. Схема расположения ребер (а) и расчетная сетка (б)

Рис. 7. Течение в отсасывающей трубе ($q/q_{opt} = 46\%$): а) без ребер, б) при наличии ребер. В центральной плоскости показаны изолинии давления, вихри показаны с помощью изоповерхности λ_2 – критерия

Рис. 8. Спектр синхронных пульсаций давления в отсасывающей трубе: а) $q/q_{opt} = 46\%$, б) $q/q_{opt} = 81\%$, в) $q/q_{opt} = 114\%$

Рис. 9. Схема установки крестовины: а) «широкая» крестовина; б) «узкая» крестовина; в) «8-гранная» крестовина

Рис. 10. Спектр пульсаций давления в отсасывающей трубе, $q/q_{opt} = 46\%$

Рис. 11. Течение в отсасывающей трубе ($q/q_{opt} = 46\%$): а) «широкая» крестовина, б) «узкая» крестовина, в) «8-гранная» крестовина. В центральной плоскости показаны изолинии давления, вихри показаны с помощью изоповерхности λ_2 – критерия

Рис. 12. Течение в отсасывающей трубе ($q/q_{opt} = 46\%$): а) узкая крестовина, б) 8-гранная крестовина. В центральной плоскости показаны изолинии давления, вихри показаны с помощью изоповерхности λ_2 – критерия

Рис. 13. Картина течения в отсасывающей трубе при установке полого цилиндра под рабочим колесом. Вихри показаны с помощью изоповерхности давления

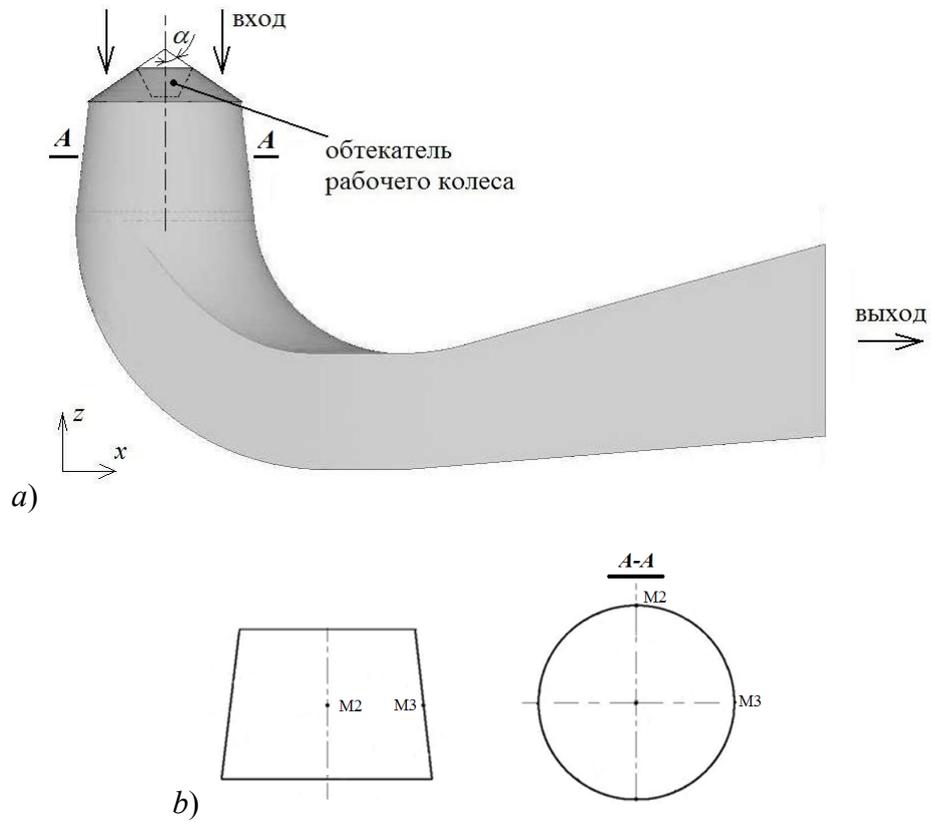


Рис. 1. Схема: а) расчетная область; б) точки мониторинга

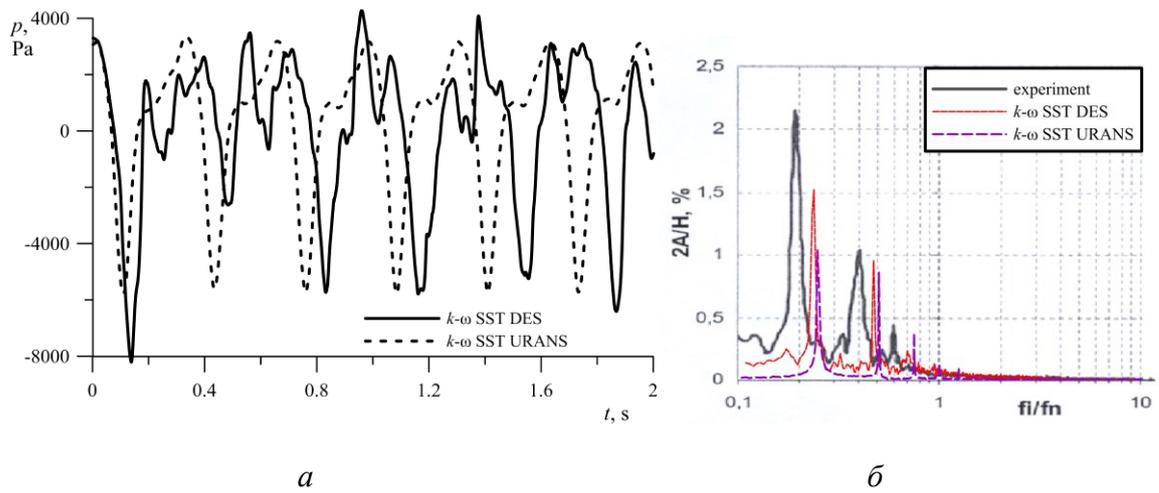
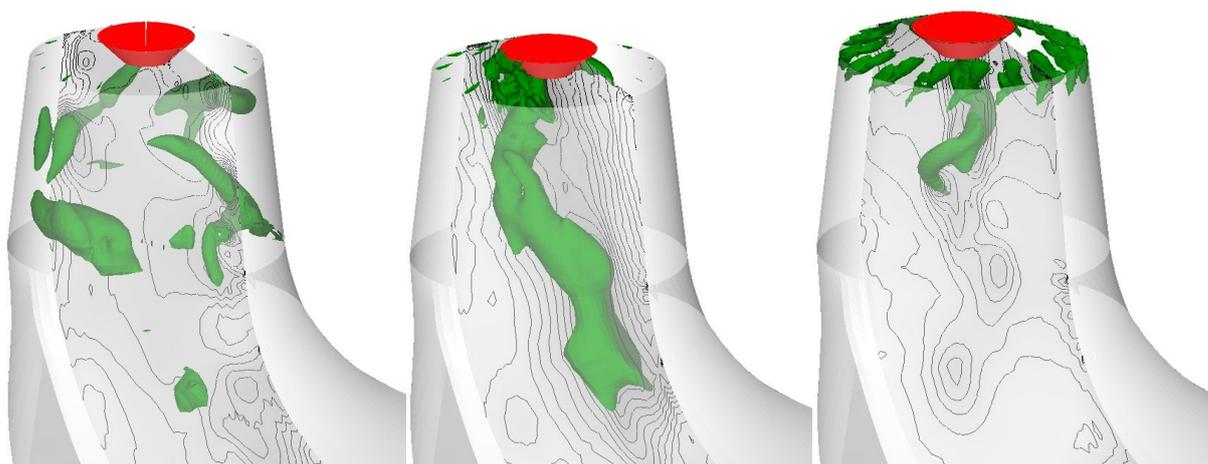


Рис. 2. Пульсации давления в точке M2 ($q/q_{opt} = 81\%$): а) сигнал, б) спектр пульсаций



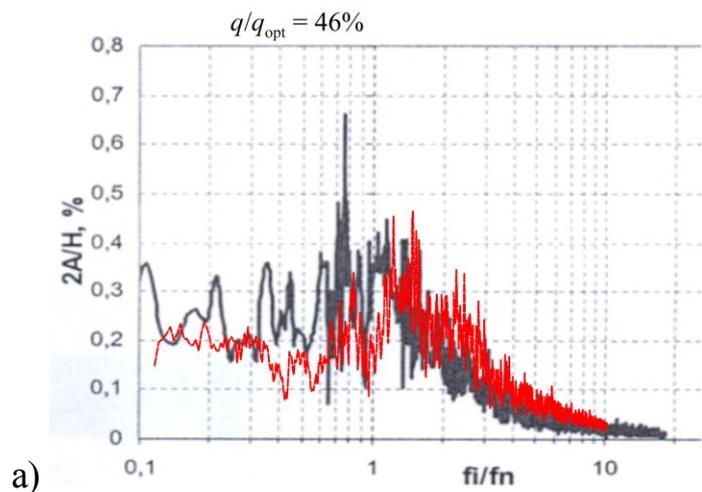
a

б

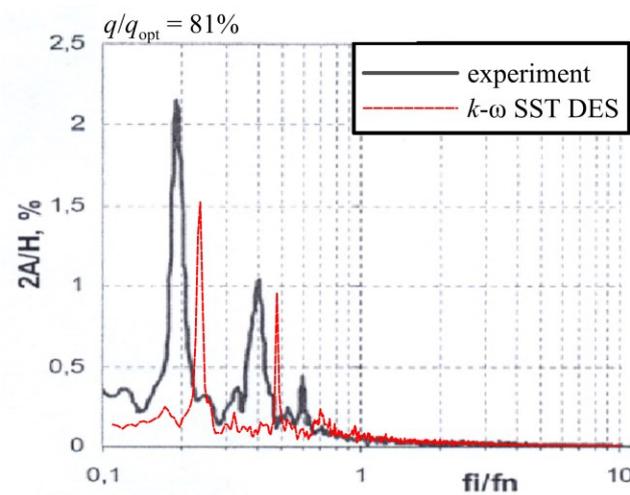
в

Рис. 3. Вихревая структура течения в отсасывающей трубе гидротурбины, визуализированная изоповерхностью давления. В центральной плоскости показаны изолинии давления.

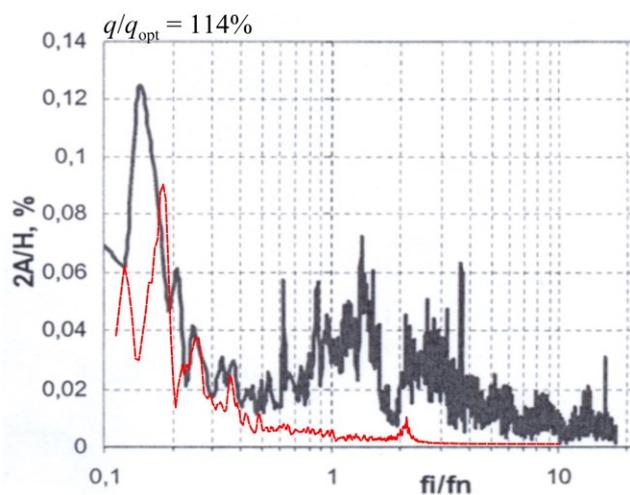
a) $q/q_{\text{opt}} = 46\%$, *б)* $q/q_{\text{opt}} = 77\%$, *в)* $q/q_{\text{opt}} = 114\%$



a)



б)



в)

Рис. 4. Спектры пульсаций давления на стенке отсасывающей трубы: а) $q/q_{\text{opt}} = 46\%$, б) $q/q_{\text{opt}} = 81\%$, в) $q/q_{\text{opt}} = 114\%$

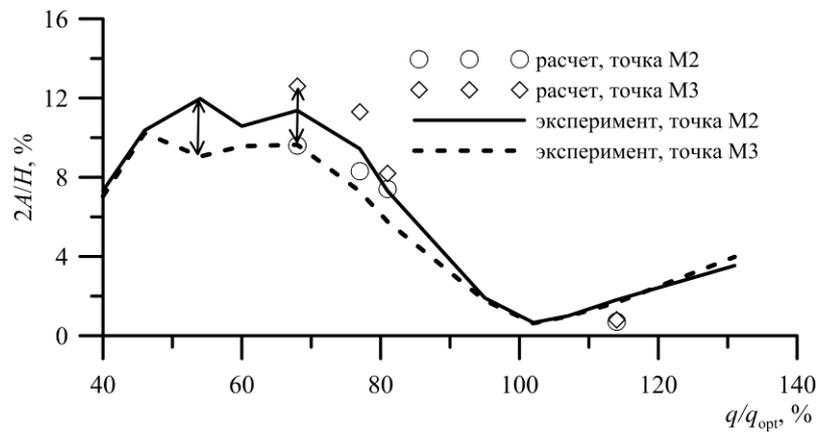


Рис. 5. Интенсивность пульсаций давления на стенке отсасывающей трубы в зависимости от режима работы турбины

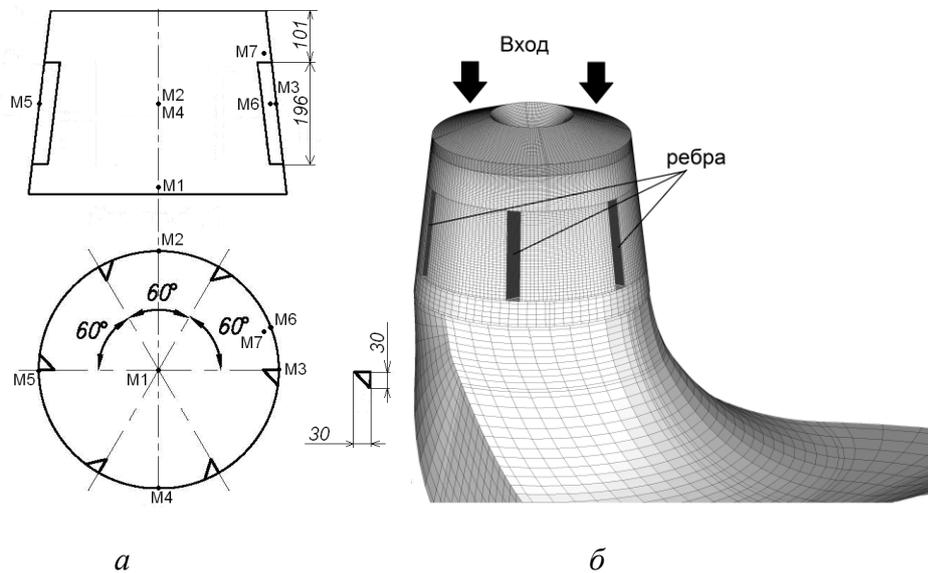


Рис. 6. Схема расположения ребер (а) и расчетная сетка (б)



Рис. 7. Течение в отсасывающей трубе ($q/q_{opt} = 46\%$): а) без ребер, б) при наличии ребер. В центральной плоскости показаны изолинии давления, вихри показаны с помощью изоповерхности λ_2 – критерия

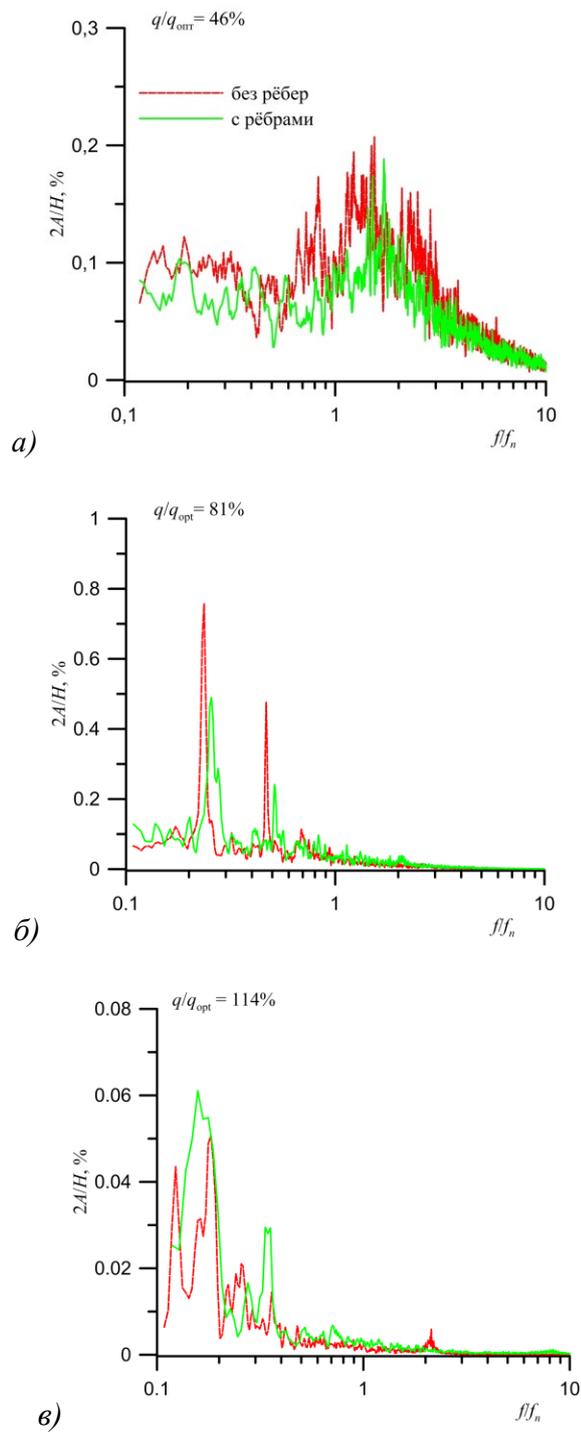


Рис. 8. Спектр синхронных пульсаций давления в отсасывающей трубе: а) $q/q_{\text{opt}} = 46\%$, б) $q/q_{\text{opt}} = 81\%$, в) $q/q_{\text{opt}} = 114\%$

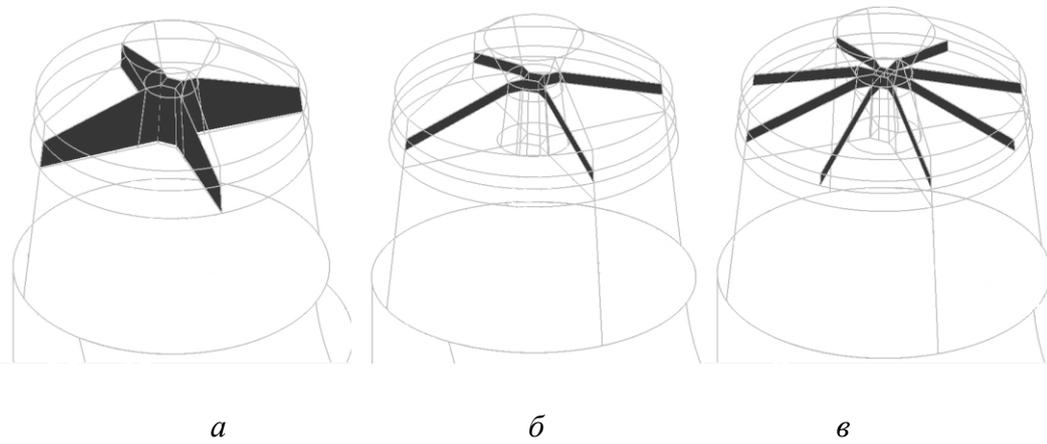


Рис. 9. Схема установки крестовины: а) «широкая» крестовина; б) «узкая» крестовина; в) «8-гранная» крестовина

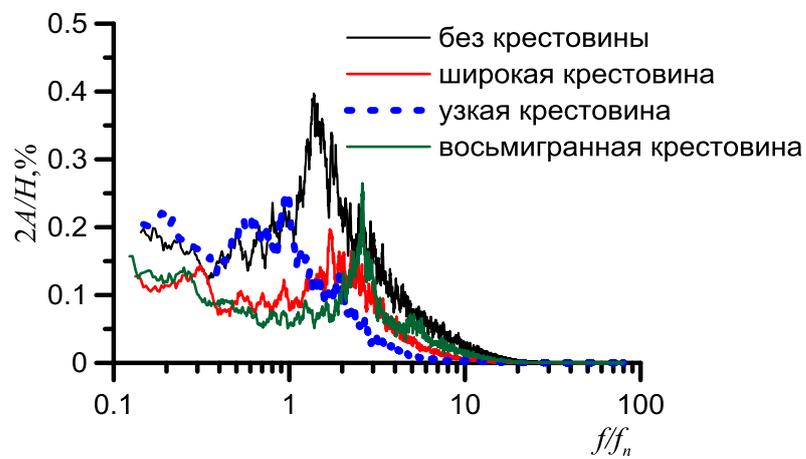


Рис. 10. Спектр пульсаций давления в отсасывающей трубе, $q/q_{opt} = 46\%$

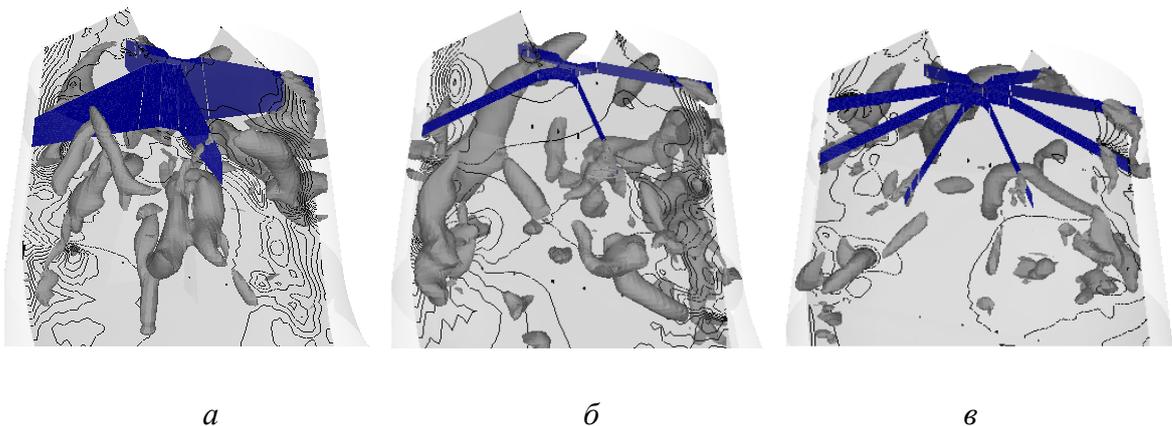
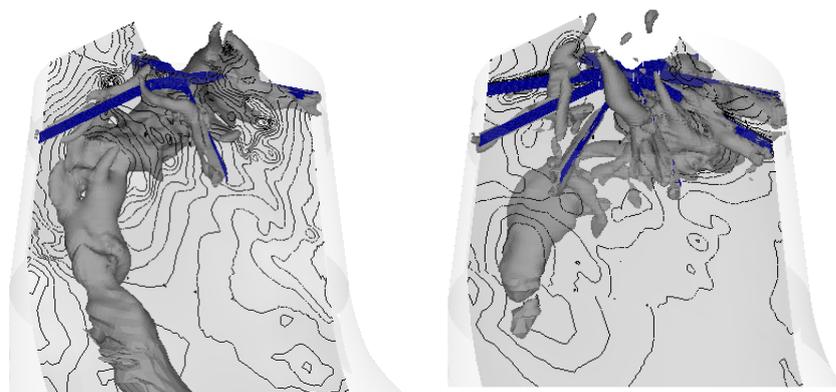


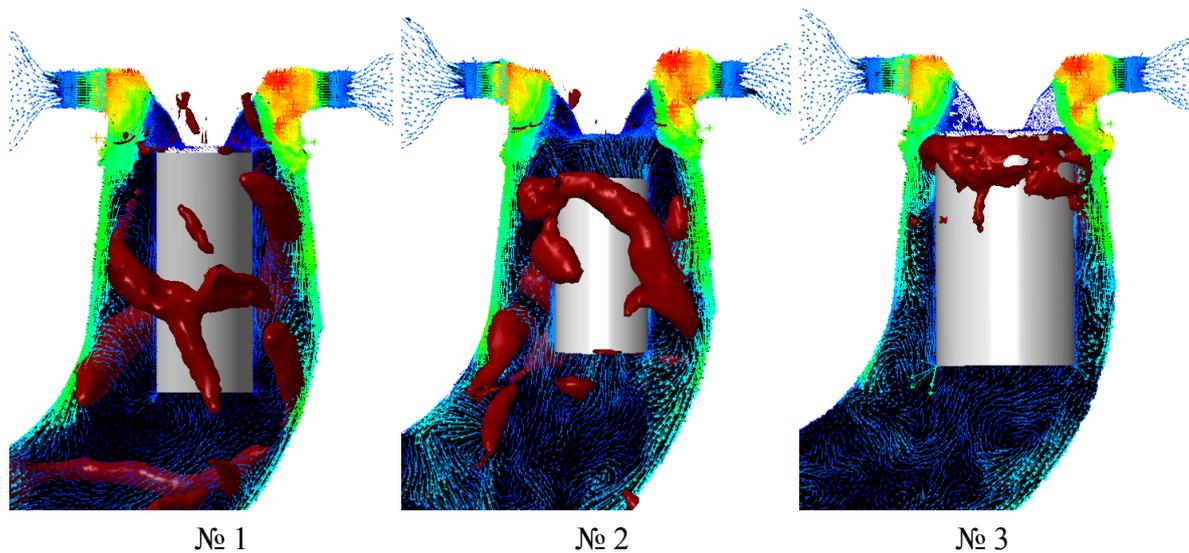
Рис. 11. Течение в отсасывающей трубе ($q/q_{opt} = 46\%$): а) «широкая» крестовина, б) «узкая» крестовина, в) «8-гранная» крестовина. В центральной плоскости показаны изолинии давления, вихри показаны с помощью изоповерхности λ_2 – критерия



a

б

Рис. 12. Течение в отсасывающей трубе ($q/q_{\text{opt}} = 46\%$): *a*) узкая крестовина, *б*) 8-гранная крестовина. В центральной плоскости показаны изолинии давления, вихри показаны с помощью изоповерхности λ_2 – критерия



№ 1

№ 2

№ 3

Рис. 13. Картина течения в отсасывающей трубе при установке полого цилиндра под рабочим колесом. Вихри показаны с помощью изоповерхности давления

Сентябов Андрей Васильевич, младший научный сотрудник Института теплофизики им. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, доцент кафедры Теплофизики Сибирского Федерального университета, Красноярск,
660036, Россия, Красноярск, Академгородок, 50/44, к. 501,
8(391)2494726, Sentyabov_a_v@mail.ru

Минаков Андрей Викторович, научный сотрудник Института теплофизики им. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, доцент кафедры Теплофизики Сибирского Федерального университета, Красноярск,
660036, Россия, Красноярск, Академгородок, 50/44, к. 501,
8(391)2494726, Aminakov@sfu-kras.ru

Платонов Дмитрий Викторович, инженер Института теплофизики им. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, младший научный сотрудник Сибирского Федерального университета, Красноярск,
660036, Россия, Красноярск, Академгородок, 50/44, к. 501,
8(391)2494726, platonov-08@yandex.ru

Дектерев Дмитрий Александрович, научный сотрудник Института теплофизики им. Кутателадзе СО РАН, Новосибирск, старший преподаватель кафедры Теплофизики Сибирского Федерального университета, Красноярск,
660036, Красноярск, Академгородок, 50/44, к. 501,
8(391)2494726, dektelev_da@mail.ru

Захаров Александр Владимирович, заместитель главного конструктора ПАО "Силовые машины", Санкт-Петербург,
195009, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ватутина, д.3, Лит. А
+7 (812) 326-71-06, Zakharov_AV2@lmz.power-m.ru

Семенов Георгий Александрович, ведущий конструктор СКБ «Гидротурбомаш» ПАО "Силовые машины", Санкт-Петербург,
195009, Россия, Санкт-Петербург, ул. Ватутина, д.3, Лит. А
+7 (812) 326-71-06, Semenov_GA@lmz.power-m.ru