

НАЦИОНАЛЬНАЯ АКАДЕМИЯ НАУК БЕЛАРУСИ
ИНСТИТУТ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНА им. А. В. ЛЫКОВА
Журнал основан в январе 1958 г.

ИФЖ

И
НЖЕНЕРНО-ФИЗИЧЕСКИЙ
ЖУРНАЛ

JOURNAL
OF ENGINEERING PHYSICS
AND THERMOPHYSICS

Отдельный оттиск
Offprint

Том 92, № 6
Vol. 92, No. 6

НОЯБРЬ–ДЕКАБРЬ
NOVEMBER–DECEMBER

2019

ИНЖЕНЕРНО-ФИЗИЧЕСКИЙ ЖУРНАЛ

Основан в январе 1958 г.

2019. ТОМ 92, № 6 (НОЯБРЬ–ДЕКАБРЬ)

СОДЕРЖАНИЕ

ОБЩИЕ ВОПРОСЫ ТЕОРИИ ПЕРЕНОСА

- Деревич И. В., Панова А. А.** Влияние случайной миграции на рост популяции биологической системы.....2417
- Цирлин А. М., Сукин И. А.** О связи температурного коэффициента и относительной летучести для процесса ректификации.....2428

ТЕПЛО- И МАССОПЕРЕНОС В ДИСПЕРСНЫХ И ПОРИСТЫХ СРЕДАХ

- Чиглинцева А. С., Русинов А. А.** Образование гидратного слоя на границе контакта газ–вода (лед)....2439
- Власов В. А.** Математическая модель эффекта самоконсервации газовых гидратов2449
- Шагапов В. Ш., Тазетдинова Ю. А., Гиззатуллина А. А.** К теории отбора высоковязкой нефти из пласта при тепловом воздействии2458
- Гималтдинов И. К., Дмитриев В. Л.** Динамика акустических волн в пористой среде, частично насыщенной газовым гидратом2466
- Аббасов Э. М., Керимова Ш. А., Агаева Н. А.** Интегральное моделирование процесса восстановления давления2475
- Губайдуллин Д. А., Зарипов Р. Р.** Сферические и цилиндрические волны в многофракционных газозвесьях с полидисперсными включениями2482

НАНОСТРУКТУРЫ

- Фисенко С. П.** Второй момент функции распределения наночастиц в ограниченной области и их броуновская диффузия2486

ТЕПЛО- И МАССОПЕРЕНОС В ПРОЦЕССАХ ГОРЕНИЯ

- Прохоров Е. С.** Анализ химического равновесия продуктов сгорания углерода при недостатке кислорода2489
- Волков Р. С., Копылов Н. П., Кузнецов Г. В., Хасанов И. Р.** Экспериментальное исследование процессов подавления верхового и низового лесных пожаров2497

ГИДРОГАЗОДИНАМИКА В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

- Тукмакова Н. А., Тукмаков А. Л.** Модель динамики полидисперсной парокапельной смеси с газодинамическим дроблением капель2511
- Степкина М. Ю., Антонникова А. А., Жирнов А. А., Кудряшова О. Б., Титов С. С.** Оптические измерения осаждения аэрозоля под влиянием внешних физических полей2520
- Ингель Л. Х.** О предельных законах свободновосходящих конвективных струй и термиков от локальных источников тепловыделяющей примеси.....2526
- Сентябов А. В., Минаков А. В., Платонов Д. В., Дектерев Д. А., Захаров А. В., Семенов Г. А.** Численное исследование влияния специальных конструкций на подавление пульсаций давления в отсасывающей трубе высоконапорной гидравлической турбины.....2535
- Хабибуллин М. В., Кривошеина М. Н., Саммель А. Ю.** Математическое моделирование ударного воздействия фрагментов космического мусора на иллюминаторы космических аппаратов2548
- Исаев С. А., Чорный А. Д., Жукова Ю. В., Высоцкая А. А., Харченко В. Б.** Вихревая интенсификация теплообмена в каналах и трубах с периодическими элементами дискретной шероховатости2557

Кирюхин А. В., Мильман О. О., Птахин А. В., Сережкин Л. Н., Исаев С. А. Исследование пульсаций давления и силовых нагрузок в компенсаторе с целью уменьшения передачи вибрации по трубопроводу с жидкостью	2565
Тютюма В. Д. Об одной особенности формирования давления в зазоре между вращающимися эксцентрично расположенными цилиндрами	2572

ТЕПЛОПРОВОДНОСТЬ И ТЕПЛООБМЕН В ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССАХ

Делендик К. И., Коляго Н. В., Пенязьков О. Г., Войтик О. Л. Разработка тепловых труб для охлаждения термонагруженных элементов электроники	2577
Формалев В. Ф., Каргашов Е. М., Колесник С. А. Моделирование неравновесного теплопереноса в анизотропном полупространстве под воздействием точечного источника теплоты	2585
Кот В. А. Параболический профиль в задачах теплопроводности. 4. Полуограниченное пространство с конвективным граничным условием	2595
Uddin K., Pal A., Thu K., and Saha V. B. Adsorption of CO ₂ and Ethanol by a Spherical Activated Carbon in a Heat Pump	2623

ТЕПЛОПЕРЕНОС ПРИ ФАЗОВЫХ ПРЕВРАЩЕНИЯХ

Пузина Ю. Ю., Крюков А. П. Влияние микрогравитации на схлопывание паровой пленки около проволоки, погруженной в сверхтекучий гелий	2630
Громова Е. Н., [Лакомкин В. Ю.], Николаева А. Г. Тепломассообмен на участках свободного хода при сушке бумаги на многоцилиндровых контактно-конвективных установках	2636

ПРОЦЕССЫ ПЕРЕНОСА В РЕОЛОГИЧЕСКИХ СРЕДАХ

Матвиенко О. В., Базуев В. П., Асеева А. Е. Математическое моделирование течения закрученного потока дилатантной жидкости Балкли–Гершеля в цилиндрическом канале	2641
Шаповалов В. М. Сравнительный анализ реологических уравнений Оствальда–де Виля и Эллиса при решении задачи Гретца–Нуссельта	2652
Мельникова Г. Б., Толстая Т. Н., Петровская А. С., Шишко Н. О., Константинова Е. Э., Чижик С. А., Мохорт Т. В. Изменения структуры и свойств мембран клеток крови в результате воздействия температуры	2661

ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИЕ СВОЙСТВА

Zafer Doğan and Tural Mehmetoğlu. Accurate Calculations of the Heat Capacities of Pure Metals Using the Einstein–Debye Approximation	2669
--	------

РАЗНОЕ

Najeeb Alam Khan and Faqiha Sultan. MHD Flow of Williamson Fluid over an Infinite Rotating Disk with Anisotropic Slip	2674
---	------

ЛЮДИ НАУКИ

Гуревич Иосиф Григорьевич	2686
Содержание "Инженерно-физического журнала" за 2019 г.	2688
Авторский указатель к т. 92	2698

Ответственный за выпуск: Л. Н. Шемет

Подписано в печать 30.08.2019. Формат 60×84%. Бумага офсетная.
Усл. печ. л. 34,18. Уч.-изд. л. 31,68. Тираж 78 экз. Заказ № 205

Отпечатано в Республиканском унитарном предприятии «Издательский дом «Беларуская навука».
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий №1/18 от 02.08.2013.
ЛП № 02330/455 от 30.12.2013.

220141, г. Минск, ул. Ф. Скорины, 40

© Институт тепло- и массообмена им. А. В. Лыкова Национальной академии наук Беларуси

УДК 621.22:532.5

*А. В. Сентябов^{1,2}, А. В. Минаков^{1,2}, Д. В. Платонов^{1,2}, Д. А. Дектерев^{1,2},
А. В. Захаров³, Г. А. Семенов³*

ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СПЕЦИАЛЬНЫХ КОНСТРУКЦИЙ НА ПОДАВЛЕНИЕ ПУЛЬСАЦИЙ ДАВЛЕНИЯ В ОТСАСЫВАЮЩЕЙ ТРУБЕ ВЫСОКОНАПОРНОЙ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ТУРБИНЫ

Выполнено численное моделирование пульсаций давления в отсасывающей трубе гидравлической турбины, которые возбуждаются крупномасштабными вихревыми структурами. 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 ребра, 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.

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

Введение. Низкочастотные гидродинамические пульсации возникают при работе радиально-осевых и поворотных-лопастных гидротурбин в неоптимальных режимах. В 1940 г. в работе [1] было показано, что низкочастотные пульсации характеристик гидроагрегата связаны с пульсациями в отсасывающей трубе. В 1960 г. в [2] было представлено, 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 ее степени происходит распад вихря [3]. Впервые распад вихря наблюдался в работе [4] в так называемом 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 (см. также [6, 7]). Качественная характеристика данного явления была получена на упрощенных 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 — использование стабилизирующих конструкций. Среди них можно выделить: ребра на стенке отсасывающей трубы; крестовину, устанавливаемую за рабочим колесом; модификацию обтекателя рабочего колеса; полый цилиндр под обтекателем рабочего колеса. В качестве одного из способов борьбы с динамическими нагрузками рассматривались ребра на стенках отсасывающей трубы, уменьшающие закрутку [9, 12]. Отмечается [7], что ребра почти бесполезны при

¹Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН. 630090, г. Новосибирск, просп. акад. Лаврентьева, 1; э-почта: Sentyabov_a_v@mail.ru; ²Сибирский федеральный университет. Россия, 660036, г. Красноярск, ул. Академгородок, 50/44, офис 501; ³ПАО "Силловые машины". Россия, 195009, г. Санкт-Петербург, ул. Ватутина, 3, Лит. А; э-почта: Zakharov_AV2@lmz.power-m.ru. Поступила 06.07.2018.

больших расходах. Как и другие способы снижения пульсаций давления, ребра приводят к снижению КПД. Наиболее серьезным недостатком является то, что ребра подвержены сильным динамическим нагрузкам и кавитационной эрозии [9]. Полый цилиндр эффективно снижает пульсации и не влияет на КПД в расчетном режиме [7, 9, 13, 14], но в этом случае 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, расчет нестационарного турбулентного течения основывается на методе моделирования крупных вихрей (Large Eddy Simulation — LES). Несмотря на большую универсальность, данный метод требователен к расчетной сетке. Для преодоления указанного недостатка в последнее время интенсивно развиваются различные гибридные методы, сочетающие полуэмпирические модели турбулентности и метод моделирования крупных вихрей, например, метод моделирования отсоединенных вихрей (Detached Eddy Simulation — DES), предложенный Стрельцом и Спалартом в 1997 году [15].

Математическая модель и основные детали численного моделирования. Численное моделирование было основано на методах вычислительной гидродинамики. Для моделирования использовались уравнения Навье–Стокса, усредненные по Рейнольдсу:

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

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

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. Однако его применение требует очень детальной сетки, особенно вблизи стенок. В то же время RANS (Reynolds–Averaged Navier–Stokes) модели достаточно экономичны и хорошо описывают пограничные слои. Чтобы соединить достоинства этих подходов, в работе [15] был предложен метод моделирования отсоединенных вихрей. 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 (Shear Stress Transport) модель Ментера. В данном методе переключатель вводится с помощью коэффициента F_{DES} при диссипативном члене уравнения переноса кинетической энергии турбулентности:

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

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

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 течений на полной численной модели гидротурбины, включающей спиральную камеру, направляющий аппарат,

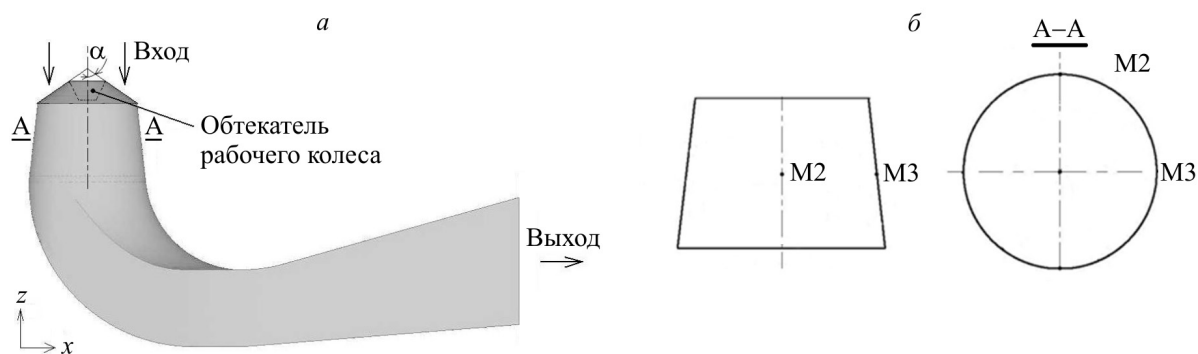


Рис. 1. Схема моделирования: а) расчетная область; б) точки мониторинга

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 (критерий Куранта–Фридрикса–Леви) $CFL < 2$.

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 — по схеме 2-го порядка.

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, реак-to-react интенсивность пульсаций статического давления (амплитуда пульсаций), полученная методом URANS (Unsteady RANS), существенно ниже той, что получена методом DES, а также экспериментальных данных (табл. 1). Частота пульсаций, полученная методом URANS, немного выше, чем для метода DES (табл. 1, рис. 2). На рис. 2, а 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, 22]. 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. 3, а). Спектр пульсаций давления в этом режиме содержит широкий диапазон частот вблизи оборотной частоты рабочего колеса (рис. 4, а).

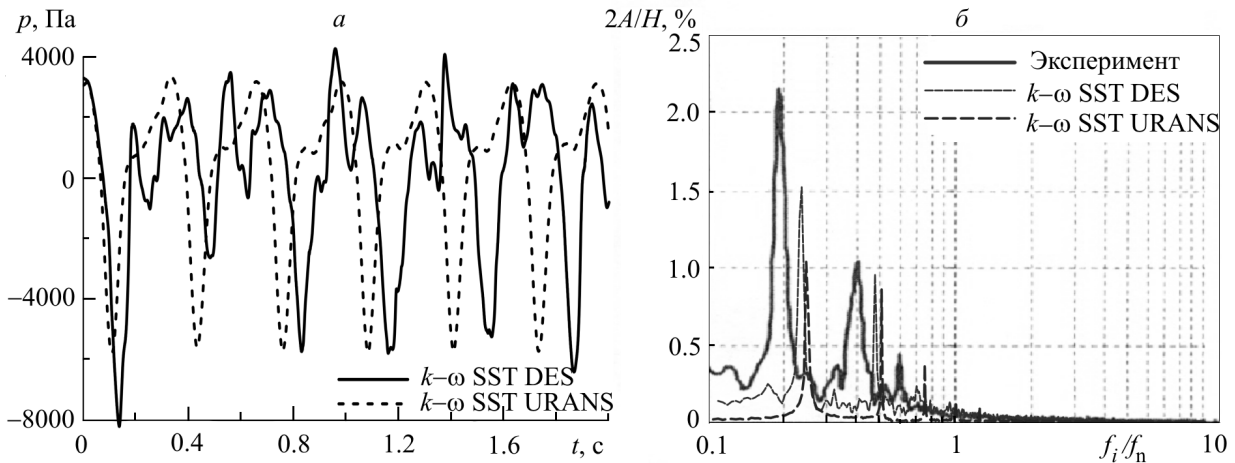


Рис. 2. Пульсации давления в точке M2 ($q/q_{opt} = 81\%$): а) сигнал; б) спектр пульсаций

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

	ff_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	0.20	7.3	5.8

Режимы работы при $q/q_{opt} = 68-81\%$ соответствуют области расходов, в которой образуется 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. На спектре пульсаций давления на частоте $ff_n \approx 0.2$ имеется острый пик. Наибольшая интенсивность пульсаций давления соответствует режиму $q/q_{opt} = 68\%$ (рис. 5). Частота прецессии вихревого жгута очень слабо зависит от режима работы турбины, поскольку зависит от двух других разнонаправленных факторов. Частота пульсаций пропорциональна расходу через турбину и числу Струхаля, 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 Струхаля 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. 3, в), который генерирует пульсации давления очень низкой интенсивности (рис. 4 и 5).

Спектры пульсаций давления показывают хорошее соответствие экспериментальным данным. В режиме $q/q_{opt} = 46\%$ как расчет, так и эксперимент показывают, что пульсации давления происходят в широком диапазоне частот вблизи $ff_n \approx 1$ (рис. 4, а). Расчет завышает амплитуду пульсаций давления (пульсации peak-to-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. 4, б). В расчете частота прецессии немного выше, чем в эксперименте. Интенсивность peak-to-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 $(0.1-0.2)f_n$ (рис. 4, в).

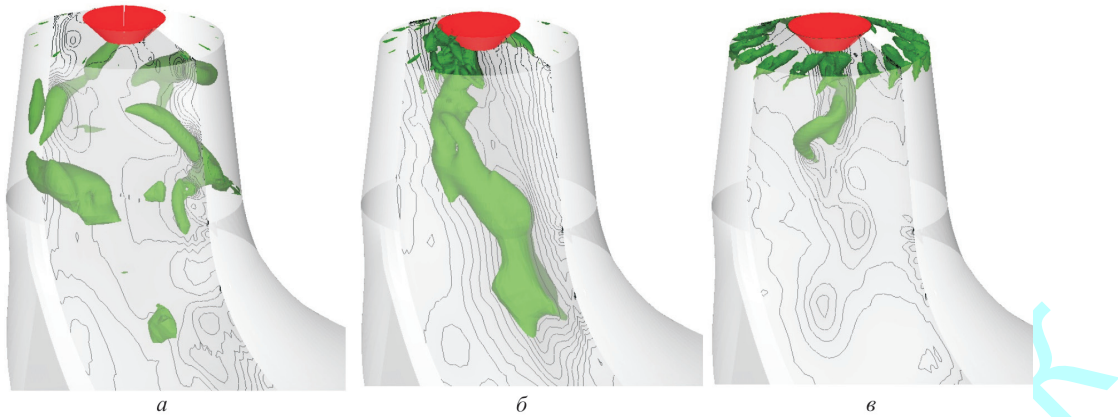


Рис. 3. Вихревая структура течения в отсасывающей трубе гидротурбины, визуализированная изоповерхностью давления. В центральной плоскости показаны изолинии давления: а) $q/q_{opt} = 46\%$; б) 77% ; в) 114%

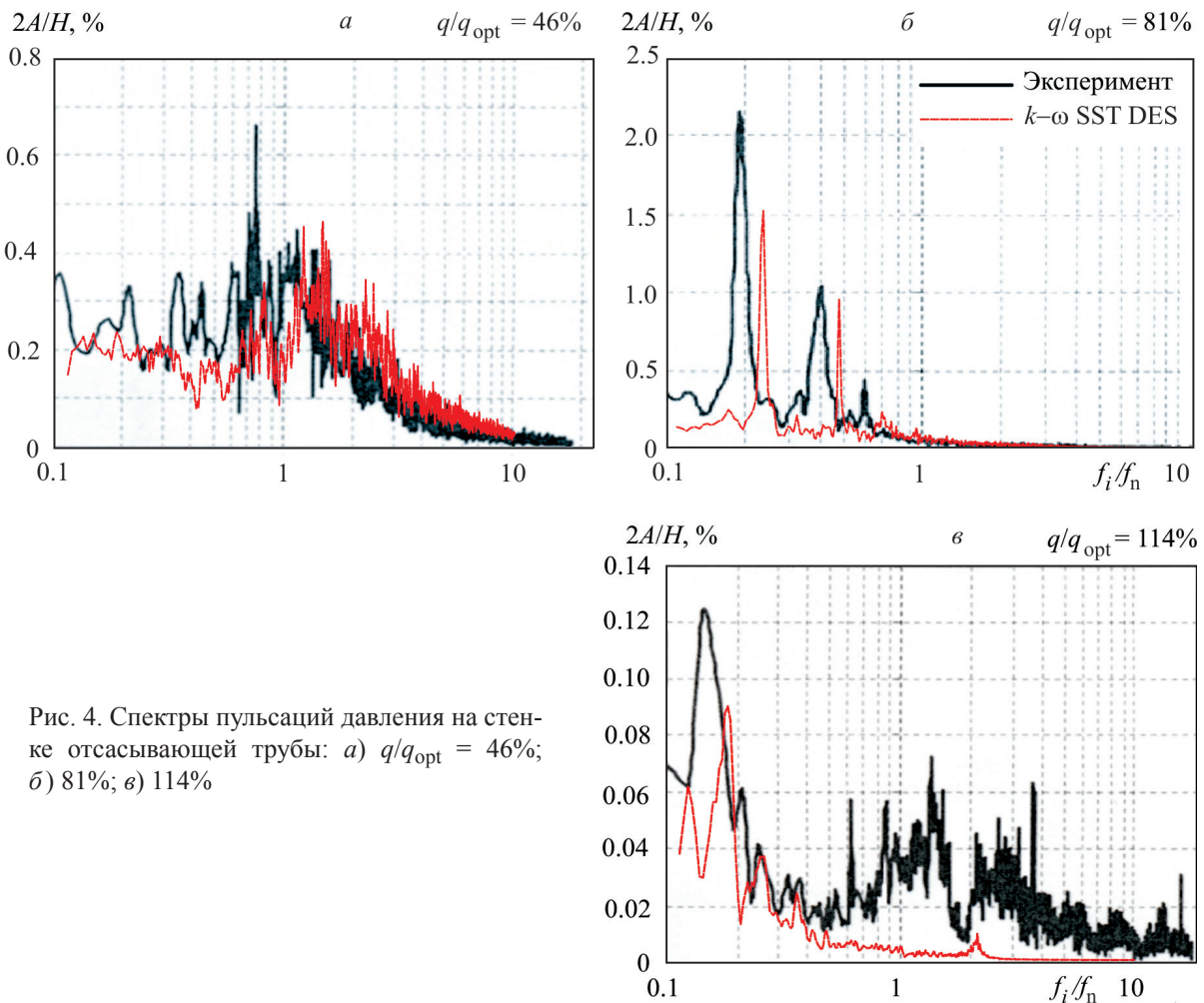


Рис. 4. Спектры пульсаций давления на стенке отсасывающей трубы: а) $q/q_{opt} = 46\%$; б) 81% ; в) 114%

Интенсивность пульсаций давления существенно 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

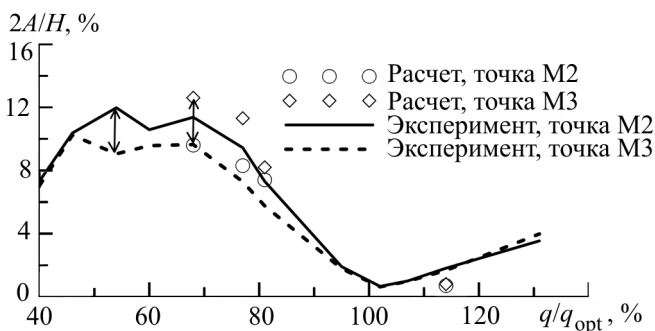


Рис. 5. Интенсивность пульсаций давления на стенке отсасывающей трубы в зависимости от режима работы турбины

давления [7]. Асинхронные пульсации представляют собой локальный эффект прецессии вихревого ядра — когда вихревой жгут проходит мимо датчика, то давление на нем уменьшается. В противоположной точке сечения отсасывающей трубы в этот момент наблюдается максимум давления, а в среднем по сечению давление остается постоянным. В случае синхронных пульсаций периодически среднее по сечению отсасывающей трубы давление изменяется, 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 трубы, которое нарушает осевую симметрию спирального вихря и приводит к колебаниям давления во всем сечении одновременно [23]. 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 M2 и M3 наблюдается именно в области режимов работы турбины $q/q_{opt} = 50-90\%$, в которой формируется прецессирующий вихревой жгут.

Влияние специальных конструкций на пульсации давления. 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 изучено влияние поперечного размера и количества ребер. Для определения синхронной части пульсаций давления рассчитывался усредненный по точкам M2–M5 сигнал пульсаций давления (рис. 6, а).

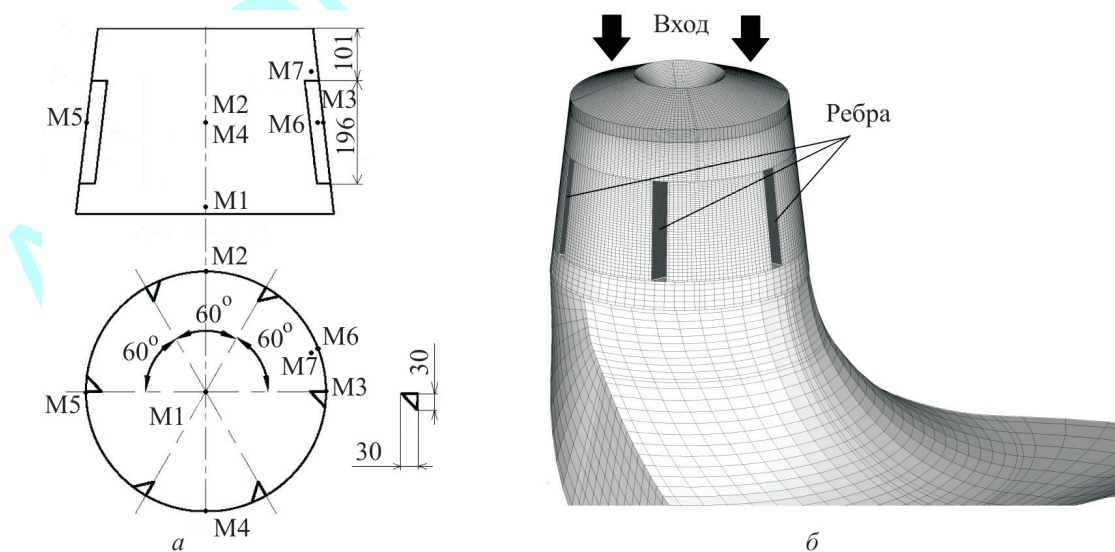


Рис. 6. Схема расположения ребер (а) и расчетная сетка (б)



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

Таблица 2. Влияние ребер на пульсации давления

Расход, $q/q_{\text{опт}}$, %	Точка М2, $\Delta p/H$, %		Точка М3, $\Delta p/H$, %	
	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, $q/q_{\text{опт}}$, %	Пульсации аксиальной силы, H		Пульсации радиальной силы, H	
	без ребер	с ребрами	без ребер	с ребрами
46	22	16	6	9
81	29	30	50	36
114	6	5	4	5

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 ($q/q_{\text{опт}} = 46\%$) 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% (табл. 2). Аксиальные динамические нагрузки на рабочее колесо также снижаются (табл. 3). В режиме частичной нагрузки ($q/q_{\text{опт}} = 81\%$) 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 (табл. 3), но радиальные нагрузки заметно снижаются. При расходе, немного превышающем расход в оптимальном режиме работы ($q/q_{\text{опт}} = 114\%$), ребра практически не влияют на пульсации давления или динамические нагрузки на рабочее колесо (табл. 2, 3). Сравнение спектров пульсаций давления показывает, что ребра снижают низкочастотную часть пульсаций для

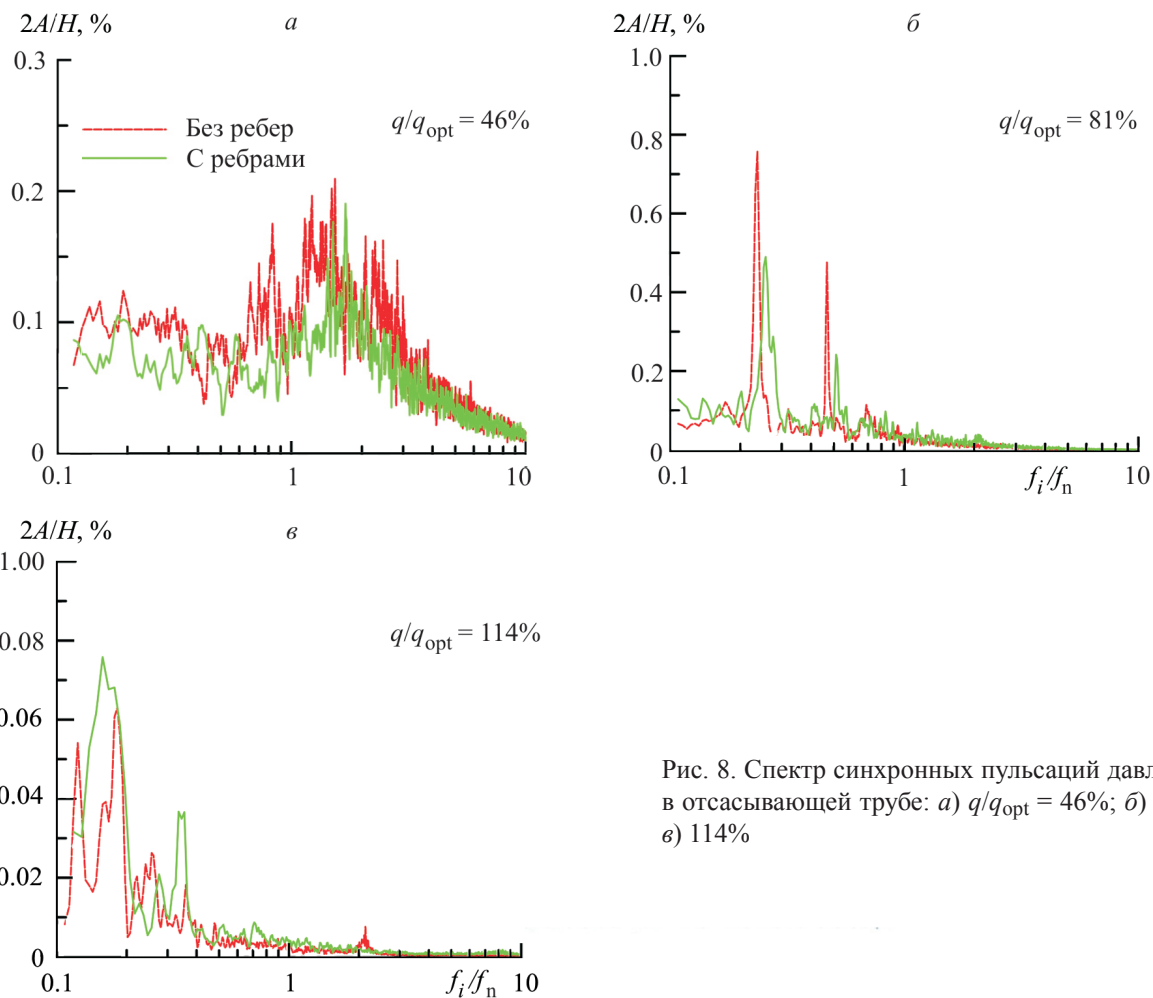


Рис. 8. Спектр синхронных пульсаций давления в отсасывающей трубе: а) $q/q_{opt} = 46\%$; б) 81% ; в) 114%

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

	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

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: 15×15 мм, 30×30 мм (базовый) и 60×60 мм. Большие ребра подавляют прецессию вихревого ядра, однако возбуждают интенсивные высокочастотные пульсации. Интегральное влияние показано в табл. 4, которая представляет относительное снижение интенсивности пульсаций давления. Во 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 реак-to-реак — разница между максимальным и минимальным давлением в

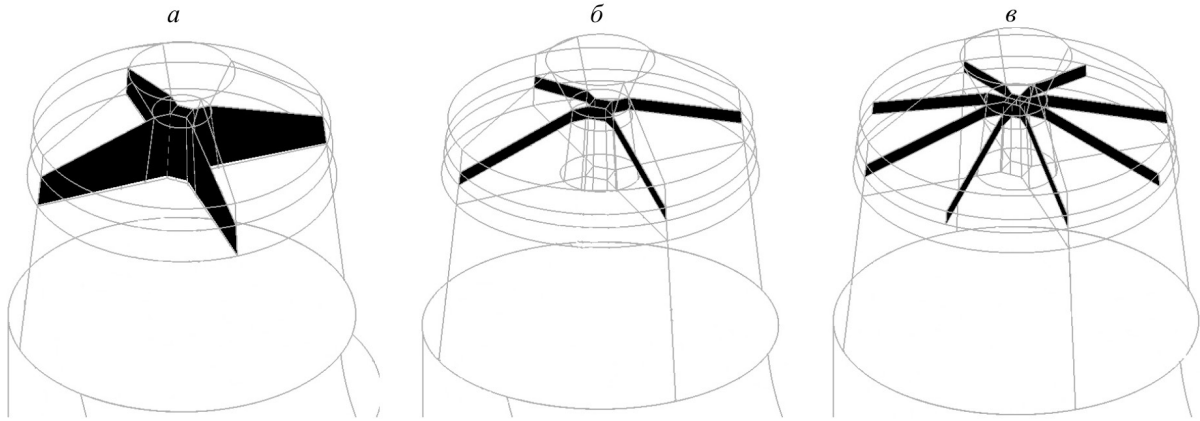


Рис. 9. Схема установки крестовины: а) широкая крестовина; б) узкая; в) восьмигранная

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 крестовин	25	-8
Восьмигранная крестовина	46	8

сигнале в какой-либо точке [7]. В четвертом столбце показано относительное снижение среднеквадратичных пульсаций давления. Как видно, для ребер малого размера 15×15 мм влияние на пульсации давления невелико, а большие ребра 60×60 мм приводят даже к росту интенсивности пульсаций.

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 (рис. 9, а); 2) узкая (рис. 9, б); 3) восьмигранная (рис. 9, в).

Широкая крестовина существенно снижает пульсации давления (табл. 5) во всех режимах. В то же время она сама подвергается значительным нестационарным нагрузкам со стороны потока. Узкая крестовина снижает пульсации давления в режиме $q/q_{opt} = 46\%$ в меньшей степени и вовсе не снижает их в режиме $q/q_{opt} = 81\%$. Восьмигранная крестовина так же 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).

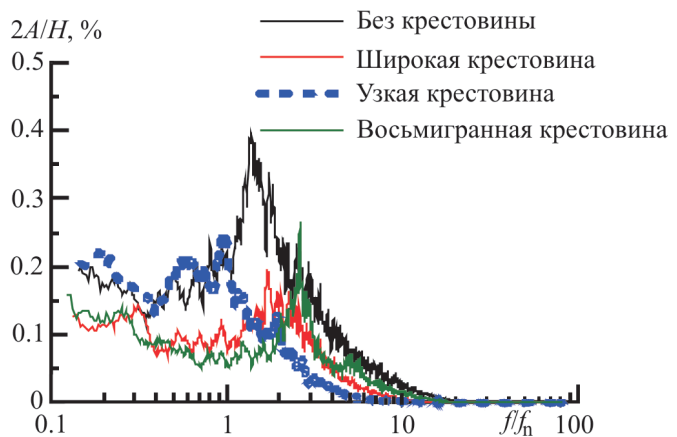


Рис. 10. Спектр пульсаций давления в отсасывающей трубе при $q/q_{opt} = 46\%$

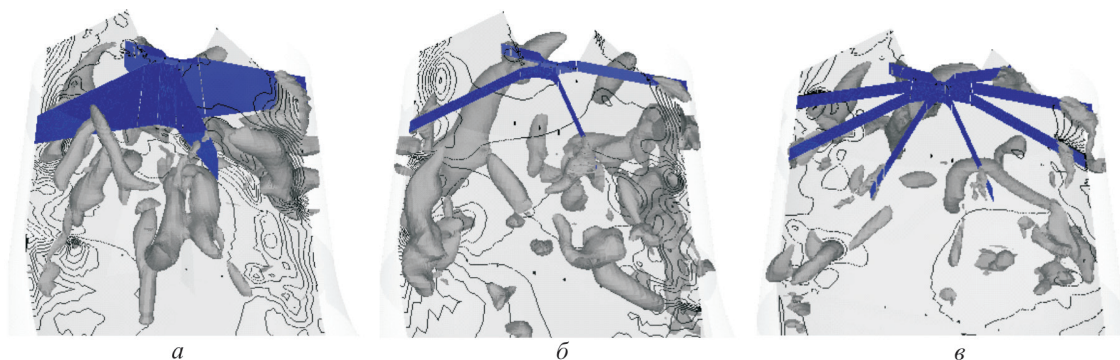


Рис. 11. Течение в отсасывающей трубе ($q/q_{opt} = 46\%$): а) широкая крестовина, б) узкая; в) восьмигранная. В центральной плоскости показаны изолинии давления, вихри представлены с помощью изоповерхности λ_2 -критерия

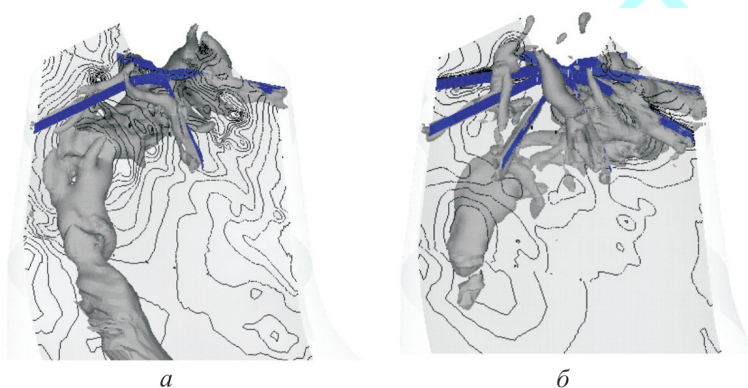


Рис. 12. Течение в отсасывающей трубе ($q/q_{opt} = 46\%$): а) узкая крестовина, б) восьмигранная. В центральной плоскости показаны изолинии давления, вихри представлены с помощью изоповерхности λ_2 -критерия

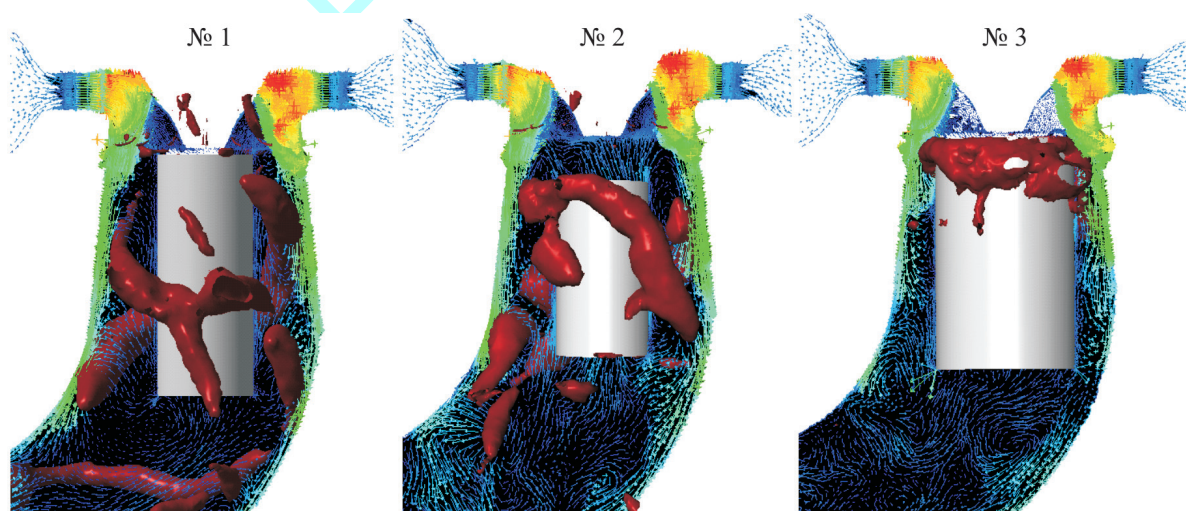


Рис. 13. Картина течения в отсасывающей трубе при установке полого цилиндра под рабочим колесом. Вихри показаны с помощью изоповерхности давления

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

В случае узкой крестовины снижается только высокочастотная часть пульсаций, а низкочастотные пульсации остаются такими же. Восьмигранная крестовина снижает низкочастотные пульсации. Как широкая, так и восьмигранная крестовины смещают доминантные пульсации давления в область более высоких частот.

В режиме работы турбины $q/q_{\text{opt}} = 46\%$ 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 восьмигранной крестовины вихри не достигают больших размеров и, в свою очередь, индуцируют пульсации давления более высокой частоты.

В режиме работы $q/q_{\text{opt}} = 81\%$ зона рециркуляции располагается ниже, чем для режима $q/q_{\text{opt}} = 46\%$. По этой причине узкая и восьмигранная крестовины не предотвращают формирование прецессирующего вихря (рис. 12) — он формируется ниже по течению.

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 $1.25D$. Во втором варианте цилиндр был расположен на расстоянии $1D$ ниже рабочего колеса, его диаметр составлял $0.5D$, а длина — $1D$. Третий цилиндр располагался непосредственно под обтекателем рабочего колеса, его диаметр составлял $0.75D$, а длина — $1D$. Моделирование проводилось при режиме работы турбины $q/q_{\text{opt}} = 60\%$, на который приходится максимум интенсивности пульсаций давления. На рис. 13 показано течение в отсасывающей трубе вокруг этих цилиндров, а в табл. 6 представлено относительное снижение пульсаций давления.

Как показано на рис. 13, цилиндры меньшего диаметра (№ 1 и 2) несущественно влияют на поток. В этом режиме работы турбины в отсасывающей трубе формируются несколько интенсивных вихрей, которые вращаются вблизи стенки. Цилиндры, стенки которых расположены примерно на середине радиуса, не препятствуют формированию 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 (табл. 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 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, устранил пульсации давления на стенках трубы, но не уберет их из потока. Поскольку структура течения не изменится, 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 стабилизирующей 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%.

Заключение. Проведены расчеты 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. С учетом результатов расчетного исследования произведен 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 ее устойчивости к воздействию потока, которые еще недостаточно изучены в практических условиях.

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

Обозначения

$2A$ — размах пульсаций давления реак-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, $\text{м}^2/\text{с}^2$; p — давление, Па; q — объемный расход, $\text{м}^3/\text{с}$; \mathbf{v} — вектор скорости, м/с; y_+ — безразмерное расстояние от стенки до центра пристеночного контрольного объема;

Δp — среднеквадратичные пульсации давления, Па; μ — динамическая молекулярная вязкость, Па · с; ρ — плотность воды, кг/м³; ω — удельная скорость диссипации энергии турбулентных пульсаций, с⁻¹. Индексы: орт — в оптимальном режиме работы турбины; t — турбулентность.

Литература

1. **Rheingans W. J.** Power swings in hydroelectric power plants. *Trans. ASME*. 1940. Vol. 62, No. 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. Acoust. Soc. 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. 1980. Vol. 1. Pp. 557–568.
7. **Dorfler P., Sick M., Coutu A.** *Flow-Induced Pulsation and Vibration in Hydroelectric Machinery*. London: Springer, 2013.
8. **Cassidy J. J.** *Experimental Study and Analysis of Draft Tube Surging*. 1969. REC-OCE-69-5. Report No. HYD-591.
9. **Falvey H. T.** *Draft Tube Surges*. Colorado, 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. Lue C. and Lue Z (Eds). *Advances in DNS/LES, Proc. First AFOSR Int. Conf. DNS/LES*. Ruston, LA, USA, August 4–8, 1997, Greyden Press, Columbus, OH. Pp. 137–147.
16. **Strelets M.** Detached eddy simulation of massively separated flows. *AIAA Paper*. 2001. Paper 2001-0879. P. 19.
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. *Int. J. Heat 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. *Proc. Conf.: 6th Int. Symp. on Turbulence, Heat Mass Transf.* 2009. Pp. 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 Numer. Fluid Mech.* 2012. Vol. 117. Pp. 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 Conf. 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. *Comput. Fluids*. 2015. Vol. 111. Pp. 197–205. DOI:10.1016/j.compfluid.2015.01.007.
22. **Андреев В. Б., Бронковский Г. А., Веремеенко И. С. и др.** *Справочник по гидротурбинам*. Под ред. Н. Н. Ковалева. Ленинград: Машиностроение, 1984.
23. **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. *Thermophys. Aeromech.* 2014. Vol. 21, No. 6. Pp. 707–717.