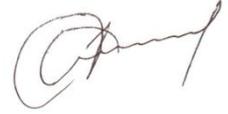


На правах рукописи



Писарев Павел Викторович

**ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В
ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ**

Специальность

05.04.13 - «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Пермь – 2013

Работа выполнена в Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Пермский национальный исследовательский политехнический университет».

Научный руководитель

доктор технических наук, доцент
Модорский Владимир Яковлевич

Официальные оппоненты:

доктор технических наук, профессор
Спирidonov Евгений Константинович
заведующий кафедрой гидравлики
и гидропневмосистем
Южно-Уральского государственного
университета

доктор технических наук, профессор
Шайдаков Владимир Владимирович
профессор кафедры гидравлики
и гидромашин
Уфимского государственного нефтяного
технического университета

Ведущая организация:

ФГБОУ ВПО "Московский авиационный институт" (НИУ) г. Москва.

Защита состоится «11» декабря 2013 г. в 14⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.298.02 при Федеральном государственном бюджетном образовательном учреждении высшего профессионального образования «Южно-Уральский государственный университет» (НИУ) по адресу:

454080, г. Челябинск, проспект им. В. И. Ленина, 76, ауд. 1001.

С диссертацией можно ознакомиться в научной библиотеке ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский государственный университет» (НИУ).

Автореферат разослан 6 ноября 2013г.

Ученый секретарь

диссертационного совета Д 212.298.02
доктор технических наук, профессор



А.О. Чернявский

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность проблемы. Двухступенчатые центробежные насосы широко применяются в технике, в частности, в системах питания топливом космических летательных аппаратах, в системах отопления и горячего водоснабжения, в пищевой, химической промышленности, при перекачке нефти и нефтепродуктов и др.

Одной из основных тенденций при проектировании двухступенчатых центробежных насосов является снижение относительной массы. Особенно ярко эта тенденция наблюдается при создании ТНА ЖРД, где предъявляются жесткие требования к снижению массы при одновременном увеличении напорных характеристик. Это позволяет добиться увеличения массы выводимой полезной нагрузки (стоимость 1 кг около 600000 руб.) или высоты орбиты полета. Это достигается повышением нагрузки в рабочем тракте и снижением массы, а, следовательно, жесткости конструкции. А это, в свою очередь, может приводить к усилению динамических эффектов, в частности, к пульсациям давления. Колебательные процессы в рабочей жидкости могут сопровождаться кавитацией, пульсациями рабочих характеристик и приводить к разрушению конструкции.

С проблемой возникновения непрогнозируемых эффектов, связанных с падением напора на второй ступени двухступенчатого центробежного насоса ТНА неоднократно сталкивались при наземной отработке на воде двухступенчатых центробежных насосов системы питания. Проблема решалась в процессе экспериментальных доводочных работ и усугублялась жесткими ограничениями на число проливов и высокими рисками выхода из строя комплекта ракетного двигателя стоимостью около 600 млн. руб.

Перспективным путем решения этой проблемы является разработка и создание комплекса методик по расчету колебательных процессов в свободном объеме первой, второй ступеней и в соединительном канале двухступенчатого центробежного насоса.

Гидродинамические колебательные процессы в проточной части центробежных насосов являются предметом исследований многих отечественных и зарубежных ученых. В этой области известны работы:

Алпатова А.В. , Башта Г.М., Бобкова А.В., Боровского Б.И., Боровика В.А., Гимадиев А.Г., Грянко Л.П., Гулиенко А.И., Ершова Н.С., Зимницкого В.А., Иванюшина В.А., Краева М.В., Касьянова В.М., Овсянникова Б.В., Перевощикова С.И., Пилипенко В.В., Повха И.Л., Рахмилевича З.З., Руднева С.С., Тимушева С.Ф., Спиридонова Е.К., Чебаевского В.Ф., Черкасского В.М., Шапиро А.С., Шерстянникова В.А., *Casey M., Dalbert P., Roth P., Chriss R., Eckardt D., Hah C., Hathaway M., Hergt P., Ismaier A., Schlücker E., Ishida M., Senoo Y., Ueki H., Ishida M., Kang S., Hirsch C., Mani, G., Wolfe, D., Zhao, X., Yang M., Zhang N., Li Z., Gao B., Zhifeng Y., Fujun W., Lixia Q*, а также многих других исследователей. Вместе с тем, необходимо отметить недостаточность надежных методик по прогнозированию динамических эффектов в трактах двухступенчатых центробежных насосов при совместной работе ступеней. Это, в свою очередь, указывает на неясность и сложность причин и механизмов их возникновения.

В связи с вышесказанным, весьма актуальным представляется выявление причин возникновения непрогнозируемых режимов работы насосов.

Целью исследования является исследование возможных причин возникновения непрогнозируемых режимов в двухступенчатых центробежных насосах.

В соответствии с поставленной целью потребовалось решить следующие **задачи**:

1. Провести анализ нестационарного течения в двухступенчатом центробежном насосе, с учетом совместной работы первой и второй ступеней.

2. Выделить значимые факторы, влияющие на колебательные процессы в двухступенчатом центробежном насосе.

3. Разработать физическую и математическую модели гидродинамических колебательных процессов в свободном объеме высокооборотного двухступенчатого центробежного насоса, с учетом совместной работы различных лопастных колес размещенных на одном валу и с промежуточным отбором жидкости.

4. Выявить зависимости параметров колебательных процессов от длины канала, отношения площадей выходных сечений, угла установки колес друг

относительно друга, скорости вращения и конструктивного оформления входа в соединительный канал.

5. Провести верификацию результатов вычислительных экспериментов.

6. Разработать инженерные методики по расчету параметров колебательных процессов.

7. Разработать рекомендации по снижению уровня колебательных процессов в свободных объемах двухступенчатого центробежного насоса.

Объектом исследования является свободный объем двухступенчатого центробежного насоса.

Предметом исследования являются колебательные процессы в свободном объеме двухступенчатого центробежного насоса и способы их снижения.

Методы исследований. Моделирование колебательных процессов в двухступенчатых центробежных насосах проводилось с помощью численных трехмерных гидродинамических моделей. Работа выполнена с использованием численного метода конечных объемов. Расчеты проводились с использованием систем инженерного анализа *ANSYS CFX* и *Flow Vision HPC*.

Научная новизна диссертационной работы.

- Разработаны физические и математические модели высокооборотного двухступенчатого центробежного насоса с промежуточным отбором жидкости, с учетом совместной работы различных лопастных колес, размещенных на одном валу;

- Предложена новая расчетная модель двухступенчатых центробежных насосов учитывающая взаимовлияние элементов колебательной системы "вход - свободный объем насоса первой ступени - крыльчатка первой ступени - соединительный канал - крыльчатка второй ступени - свободный объем насоса второй ступени – выход»;

- Впервые в ходе вычислительного моделирования исследовано взаимовлияние первой и второй ступеней при работе насоса, это позволило обнаружить:

1) резонансные усиления колебаний давления в районе первой ступени в 1,5 раза, а в районе второй ступени в 7,5 раз при переходе от $\varphi=0$, к $\varphi=\pi$;

2) ослабление амплитуды колебаний давления в 2 раза при движении жидкости в сторону второй ступени при угле сдвига фаз $\varphi = 0^\circ$;

- Предложен способ повышения напора высокооборотного двухступенчатого центробежного насоса с промежуточным отбором жидкости, с различными лопастными колесами, размещенными на одном валу при минимальном повышении динамических нагрузок в соединительном канале;

- Получены новые результаты сравнительного анализа разработанных численных моделей двухступенчатых центробежных насосов с различной степенью детализации проточной части, которые позволили обосновать снижение трудоемкости построения твердотельных моделей в 3-4 раза, а время расчета в 2 раза.

На защиту выносятся.

1. Граничные условия, описывающие воздействие лопаток крыльчатки двухступенчатого центробежного насоса на гидродинамический поток, позволяющие осуществить переход к решению в неподвижной системе координат;

2. Расчетная модель двухступенчатых центробежных насосов учитывающая взаимовлияние элементов колебательной системы "вход - свободный объем насоса первой ступени - крыльчатка первой ступени - соединительный канал - крыльчатка второй ступени - свободный объем насоса второй ступени – выход»;

3. Зависимости амплитуд колебаний давления от длины канала, отношения площадей выходных сечений, угла установки колес друг относительно друга, скорости вращения и конструктивного оформления входа в соединительный канал

4. Инженерные методики по оценке параметров колебательных процессов в двухступенчатых центробежных насосах, с учетом взаимовлияния ступеней;

5. Новый механизм усиления колебаний в гидродинамическом тракте двухступенчатого центробежного насоса.

Практическая ценность.

– Разработанные модели позволят на этапе проектирования проводить оценку параметров колебательных процессов в свободном объеме первой,

второй ступеней и в соединительном канале при изменении скорости вращения и положения крыльчаток первой и второй ступеней друг относительно друга.

– Разработаны и реализованы рекомендации по снижению пульсаций давления в свободных объемах и соединительном канале двухступенчатого центробежного насоса.

- Разработаны инженерные методики по оценке параметров колебательных процессов в двухступенчатых центробежных насосах, с учетом взаимовлияния ступеней;

– Разработаны и внедрены программы для ЭВМ "Фаза-1", "Фаза-2", позволяющие производить анализ колебательных процессов в свободном объеме первой, второй ступеней и в соединительном канале в зависимости от положения крыльчатки первой ступени относительно второй.

Результаты диссертационной работы внедрены на промышленных предприятиях ОАО "Протон-ПМ" (г. Пермь), ОАО НПО «Искра» (г. Пермь) и в учебный процесс ФГБОУ ВПО «Пермский национальный исследовательский политехнический университет». Практическая ценность работы подтверждена актами внедрения.

Апробация работы. Основные положения диссертационной работы доложены и обсуждены на конференциях: Всероссийская научно-техническая конференция «Аэрокосмическая техника и высокие технологии» (ПГТУ, г. Пермь, 2009 г.); Академические чтения по космонавтике «Актуальные проблемы российской космонавтики (МГТУ им. Н.Э. Баумана, г. Москва, 2009 г.); Всероссийская научно-техническая конференция «Фундаментальные основы баллистического проектирования – 2012» (БГТУ «Военмех», г. Санкт-Петербург, 2012 г.); Научно-техническая конференция молодых специалистов (ОАО «НПО «Искра», г. Пермь, 2012 г.). Всероссийская молодежная научная конференция «Инновации в авиации и космонавтике-2013» (УГАТУ, г. Уфа, 2013 г.); 8-я Международная конференция «Авиация и космонавтика-2013» (МАИ, г. Москва, 2013 г.) и др.

Связь исследований с научными программами. Исследования выполнялись в рамках договора 13.G25.31.0009 между ОАО «Протон-ПМ» и Минобрнауки РФ от 07.09.2010 об условиях предоставления и использования

субсидии на реализацию комплексного проекта по созданию высокотехнологичного производства, выполняемого с участием российского высшего учебного заведения.

Публикации. По теме диссертации опубликовано 22 работы: 5 статей в изданиях, рекомендованных ВАК; 15 тезисов докладов; получено 2 свидетельства Роспатента о государственной регистрации программ для ЭВМ № 2012661015 от 05.12.2012 г. "Фаза-1" и № 2013615919 от 24.07.2013 г. "Фаза-2".

Структура диссертации. Диссертационная работа состоит из введения, четырех глав, заключения, списка литературы из 143 наименований, приложения. Общий объём диссертации 156 страниц, 87 рисунков и 12 таблиц.

ОСНОВНОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность темы и выбранного направления исследований, дана краткая характеристика диссертационной работы, сформулированы научная новизна, практическая значимость, достоверность полученных результатов и основные положения, выносимые на защиту.

В первой главе проведен обзор отечественной и зарубежной литературы по проблемам идентификации и расчета колебательных процессов в центробежных насосах. Проведен анализ причин возникновения пульсаций давления жидкости в каналах центробежных насосов.

На основании проведенного анализа работ других авторов сформулированы **цель** и **задачи** диссертационного исследования.

Во второй главе предложены физическая и математическая модели для расчета колебательных процессов в свободном объеме насоса. Разработаны численные модели двухступенчатого центробежного насоса, которые позволяют на этапе проектирования уточнить характер изменения расхода на входе в соединительный канал (рисунок 1- а), определить характеристики колебательных режимов и различаются степенью детализации проточного тракта (рисунок 1- б, в). Модель 1 является вспомогательной. Модели 2 и 3 учитывают характерные особенности колебательной системы "вход - свободный объем насоса первой ступени - крыльчатка первой ступени -

соединительный канал - крыльчатка второй ступени - свободный объем насоса второй ступени - выход". При этом учитываются скорость вращения, неравномерность потока на входе и выходе из соединительного канала, возможность исследования различных вариантов конструкции, волновые процессы в гидродинамическом объеме соединительного канала и т.д.

Для Моделей 2 и 3 объем 1 соответствует объему первой ступени, объем 2 имеет круговое поперечное сечение и соответствует соединительному каналу с учетом его значимых геометрических особенностей (длина и объем). Объем 3 соответствует второй ступени.

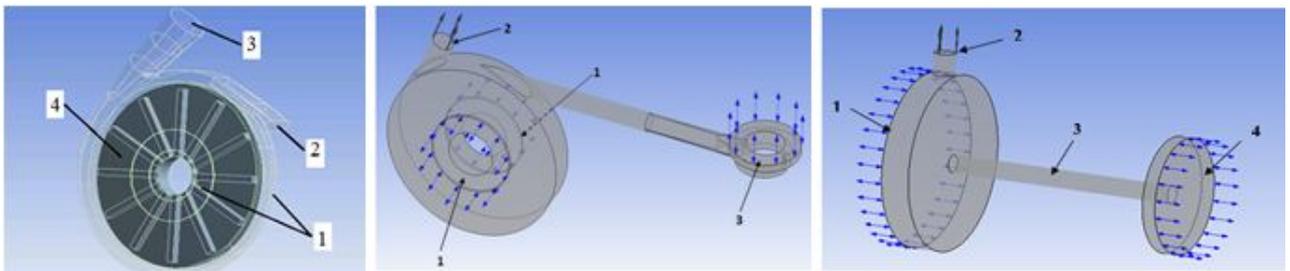


Рисунок 1 – Модельные центробежные насосы.

а – Модель 1; б – Модель 2; в - Модель 3.

Для расчета колебательных процессов двухступенчатом центробежном насосе предложена следующая математическая модель:

– уравнение сохранения массы:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = 0, \quad (1)$$

где ρ – плотность жидкости; \vec{V} – вектор скорости жидкости; t – время; ∇ – оператор Гамильтона;

– уравнение сохранения импульса:

$$\frac{\partial(\rho \vec{V})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V} \otimes \vec{V}) = -\nabla P + \nabla \cdot \vec{\tau} + \vec{S}_M, \quad (2)$$

где P – давление; S_M - источниковый член для импульса; $\vec{\tau}$ – тензор напряжений, записываемый в виде:

$$\vec{\tau} = \mu_e \left[\nabla \vec{V} + (\nabla \vec{V})^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot \vec{V} \right], \quad (3)$$

где δ – дельта-функция Кронекера, μ_e – эффективная вязкость.

$$\mu_e = \mu + \mu_t \quad (4)$$

– уравнение сохранения энергии:

$$\frac{\partial(\rho h_{tot})}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho \vec{V} h_{tot}) = \nabla \bullet (\lambda \nabla T) + \nabla \bullet (\vec{V} \bullet \vec{\tau}) + \vec{V} \bullet \vec{S}_M + S_E \quad (5)$$

где h_{tot} – полная энтальпия; h_{stat} – статическая энтальпия; S_E – источниковый член для энергии и вязкости; λ – коэффициент теплопроводности жидкости.

$$h_{tot} = h_{stat} + \frac{\vec{V}^2}{2} \quad (6)$$

$$h_{stat} = c_p (T - 298,5), \quad (7)$$

где c_p – теплоемкость жидкости.

– уравнение состояния сжимаемой жидкости:

$$\rho = \rho(T, p) \quad (8)$$

– уравнение турбулентной энергии:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho \vec{V} k) = \nabla \bullet \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \nabla \bullet k \right) + \mu_t G - \rho \varepsilon, \quad (9)$$

где σ_k – константа; G – определяет скорость генерации турбулентной энергии; ε – скорость диссипации турбулентной энергии.

$$G = (S_{ij} - \frac{2}{3} \left(\nabla \bullet \vec{V} + \frac{\rho k}{\mu_t} \right) \delta_{ij}) \frac{\partial V_i}{\partial x_j}, \quad (10)$$

где S_{ij} – удвоенный тензор скоростей деформации,

$$S_{ij} = \left(\frac{\partial w_i}{\partial x_j} + \frac{\partial w_j}{\partial x_i} \right) / 2; \quad (11)$$

– уравнение скорости диссипации турбулентной энергии:

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \nabla \bullet (\rho \vec{V} \varepsilon) = \nabla \bullet \left(\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \nabla \bullet \varepsilon \right) + C_1 \frac{\varepsilon}{k} \mu_t G - C_2 f_1 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (12)$$

где σ_ε , C_1 , C_2 – константы.

– уравнение турбулентной вязкости вычисляется по формуле Колмогорова-Прандтля:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (13)$$

где C_μ – константа.

Система уравнений (1-13) замыкается начальными и граничными условиями. При этом жидкость в момент времени $t = 0$ полагается невозмущенной и ее параметры соответствуют нормальным условиям для воды.

При описании граничных условий учитывалось, что крыльчатки насосов первой и второй ступеней жестко закреплены на одном валу, их вращение происходит с заданной частотой и моделируется пульсирующей подачей жидкости в проточный тракт, что можно описать синусоидальной функцией подачи.

Угол сдвига фаз φ колебаний на входе относительно колебаний на выходе из соединительного канала, определяется взаимным расположением крыльчаток друг относительно друга на валу и не изменяется в процессе работы.

Тогда, граничное условие входа в первую ступень на рисунке 1 б, запишется в виде:

$$V_1(t) = V_{ном1} + V_{A1} \cdot \sin(\omega t + \varphi) \quad (14)$$

где $V_{ном1}$ – номинальная скорость подачи жидкости в первую ступень;

V_{A1} - амплитуда колебания скорости потока; ω – угловая частота вращения крыльчатки; t – время расчета.

$$\omega = 2\pi z f_r \quad (15)$$

где z – количество лопаток крыльчатки;

$f_r = 1700$ Гц – частота вращения ротора.

Граничное условие выхода из второй ступени насоса на рисунке 1 б, запишется в виде:

$$V_2(t) = V_{ном2} + V_{A2} \cdot \sin \omega t \quad (16)$$

где $V_{ном2}$ – номинальная скорость выхода жидкости из второй ступени насоса; V_{A2} – амплитуда колебания скорости потока.

В третьей главе приводятся план и результаты численного моделирования колебательных процессов в свободных объемах двухступенчатых центробежных насосов. Исследовано влияние на

колебательные процессы конструктивного оформления входа, угла сдвига фаз, соотношение площадей выходных отверстий, длины перепускного канала. скорости вращения крыльчаток.

1. Влияние конструктивного оформления входа в соединительный канал на колебательные процессы. Выявлены особенности колебательного процесса в модельных каналах при изменении геометрии канала на выходе из первой ступени. Учитывается работа крыльчатки первой ступени. Рассматриваются два варианта конструкции: базовый и с доработкой. В рамках исследования обнаружено, что в канале с доработкой расширяется зона повышенных давлений в выходном сечении а также увеличивается площадь "живого" сечения перепускного канала.

В конструкции с доработкой обнаружено понижение в 1,5 раза частоты модуляции колебаний давления в перепускном канале. На частоту и амплитуду модуляции влияет доработка конструкции, а на несущую частоту – количество лопаток. На амплитуду колебаний с несущей частотой влияет взаимное положение крыльчаток. Обнаружена прямая зависимость частоты и амплитуды колебаний давления в соединительном канале от давления на входе. Доработка конструкции приводит к понижению частоты модуляции примерно на 70 Гц. При понижении давления на входе увеличивается амплитуда колебаний давления.

2. Обнаружено влияние угла сдвига фаз φ на характеристики колебательных процессов в соединительном канале и прилегающих объемах модельного двухступенчатого центробежного насоса, полученных для Моделей 2 и 3. Показано, что амплитуда колебаний давления ΔP на выходе из соединительного канала наибольшая в случае, когда угол сдвига фаз $\varphi = \pi$ (рисунок 2 а), а наименьшая - при угле сдвига фаз $\varphi = 0$ (рисунок 2 б).

В ходе проведения исследований выявлено, что амплитуда колебаний давления в контрольной точке (Модели 2 и 3) зависит от места ее расположения в соединительном канале. Увеличение амплитуды наблюдается при движении жидкости в сторону второй ступени при $\varphi = 90^\circ, 180^\circ, 270^\circ$. Ослабление колебательных процессов наблюдается при движении жидкости в сторону второй ступени при $\varphi = 0^\circ$ (рисунок 3).

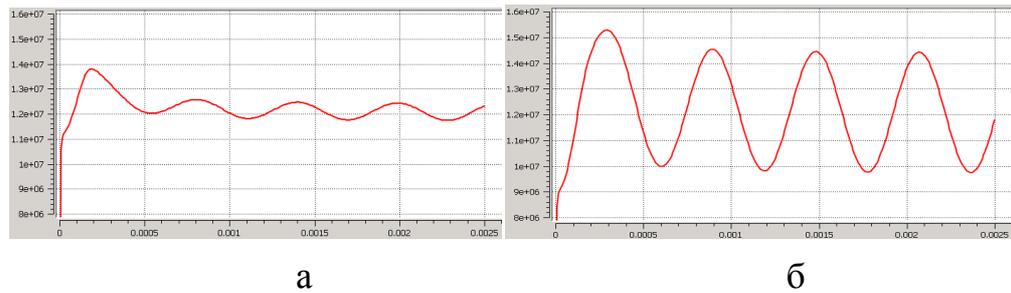


Рисунок 2 – Графики зависимости давления от времени на выходе из соединительного канала: а – при $\varphi = 0$; б – при $\varphi = \pi$

По графику зависимости ΔP от φ в различных контрольных точках видно, что амплитуда колебаний давления для Модели 2 зависит от угла сдвига фаз φ : увеличивается при изменении угла сдвига фаз φ от 0° до 180° во всех контрольных точках.

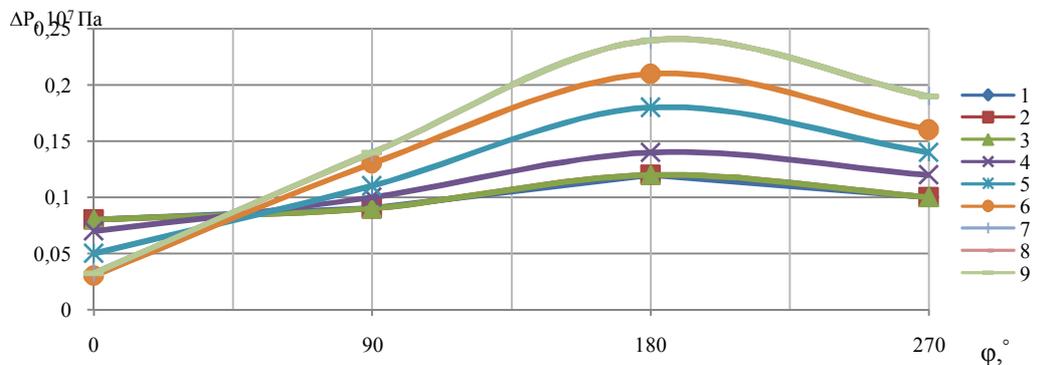


Рисунок 3 – График зависимости ΔP от φ в различных контрольных точках

3. Влияние отношения расходов. Согласно плану вычислительных экспериментов, отношение площадей $\Delta S = S_2 / S_1$ (где S_1 – основное выходное сечение из первой ступени, S_2 – выходное сечение из первой ступени в соединительный канал) принималось 0,3, 0,5 и 1,5.

При проведении анализа зависимости ΔP от ΔS в различных контрольных точках было установлено, что при уменьшении ΔS от 0,5 до 0,3 происходит значительное, в 1,5 раза, усиление амплитуды колебаний давления. В то же время, увеличение ΔS от 0,5 до 1,5 приводит к снижению амплитуды колебания давления примерно на 10%. Выявлена область предпочтительных значений относительной площади сечения перепускного канала, при которых пульсации давления минимальны.

4. Влияние длины перепускного канала Длина принималась 220, 330 и 440 мм при угле сдвига фаз $\varphi = \pi$. В ходе проведения вычислительных экспериментов обнаружилось, что при уменьшении длины канала до 220 мм происходит усиление амплитуды колебания давления на 12% в районе первой ступени и неизменно в районе второй ступени. При уменьшении длины канала до 330 мм происходит ослабление амплитуды колебания давления на 14% в районе первой ступени и на 26% в районе второй ступени.

Наибольшее значение амплитуды колебаний давления наблюдается в расчетном случае с длиной канала 220 мм, наименьшее – при длине канала 330 мм. При дальнейшем увеличении длины канала до 440 мм так же наблюдается рост амплитуды колебаний. Выявлена область предпочтительных величин длины перепускного канала, при которых пульсации давления минимальны.

5. Влияние скорости вращения на амплитуду колебаний.

Для Модели 2 в выходном сечении соединительного канала при $\varphi = \{0, \pi/2, \pi, 2\pi/3\}$ были получены зависимости ΔP от скорости вращения крыльчатки n (рисунок 4).

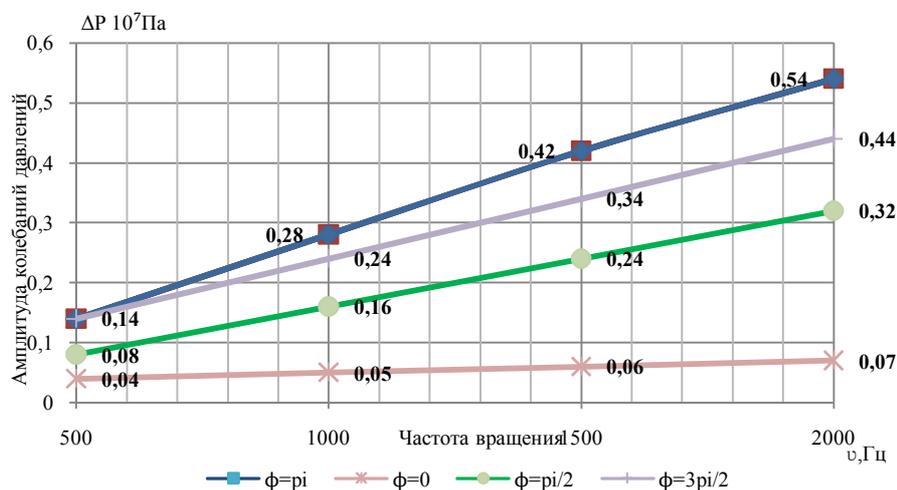


Рисунок 4 – График зависимости ΔP от n

Исследования показали, что более чувствительным к повышению частоты вращения является положение, соответствующее углу сдвига фаз $\varphi = \pi$. Увеличение амплитуды колебаний давления происходит прямо пропорционально скорости вращения. При увеличении n в 4 раза, амплитуда

колебаний давлений увеличивается в 3,8 раза. Менее чувствительным является положение при угле сдвига фаз $\varphi = 0$. В этом случае при увеличении n в 4 раза, амплитуда колебаний давлений увеличивается в 1,75. Выявлен способ повышения напора насосов при минимальном повышении уровня динамических нагрузок в соединительном канале.

В четвертой главе описан комплекс инженерных методик по прогнозированию пульсаций давления в соединительном канале и прилегающих свободных объемах двухступенчатого центробежного насоса.

Инженерная методика оценки параметров колебательных процессов при различных углах сдвига фаз, скоростях вращения, длинах соединительного канала и соотношениях площадей выходных сечений позволяет на этапе проектирования дать рекомендации по снижению интенсивности колебаний давления и модуля скорости в проточной части насоса.

Проведен сравнительный анализ Моделей 2 и 3. Анализ результатов моделирования показал, что интенсивность колебаний давления ΔP для Моделей 2 и 3 практически одинакова в любых контрольных точках. Так относительная погрешность оценки амплитуды колебаний давления в точке 5 при $\varphi = 180^\circ$ не превышает 4%.

Инженерная методика проведения вычислительного эксперимента по оценке параметров нестационарных гидродинамических процессов в свободном объеме первой, второй ступеней и в соединительном канале позволяет сформировать алгоритм выполнения расчетов и обеспечить пошаговый контроль над ходом вычислительного эксперимента. Инженерная методика для оперативного прогнозирования параметров колебательных режимов включает в себя, в качестве научно-технических решений для использования на предприятиях, разработанные программы для ЭВМ "Фаза-1" и "Фаза-2", которые зарегистрированы Роспатентом.

Программы представляют собой базы данных и являются удобным инструментом для анализа результатов вычислительных экспериментов, прогнозирования интенсивности колебания давлений и модуля скорости в

свободном объеме первой, второй ступеней и в соединительном канале в зависимости от положения крыльчатки первой ступени относительно второй.

Сравнение результатов вычислительных экспериментов, полученных в системах инженерного анализа *Flow Vision* и *ANSYS CFX* показало, что наблюдается относительная погрешность не превышающая 2,1 %.

Сравнение результатов вычислительных и физических экспериментов. При проведении физического эксперимента в качестве привода насоса используется электродвигатель. На вход насоса из бака поступает вода. Обеспечен возврат воды после насоса в бак. Каждый из 3 насосов был «пролит» 5 раз. При этом каждый раз крыльчатки переставлялись в новое положение и снималась кавитационная характеристика. Снижение напора ΔH не должно превышать заданного значения. Верхняя граница допустимых значений ΔH обозначена горизонтальной линией на графике (рисунок 5).

Видно, что допустимые пределы позволяет обеспечить сборка, соответствующая Положению 1 (2 из 3 насосов). Остальные варианты сборки дают недопустимые значения снижения напора. Отчетливо видна зависимость ΔH от положения крыльчаток друг относительно друга.

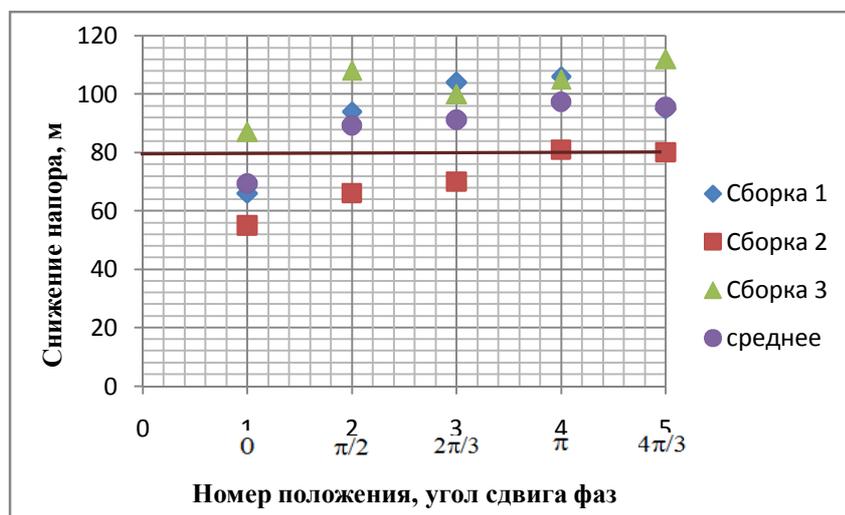


Рисунок 5 – Зависимость величины падения напора от номера положения и угла сдвига фаз.

По графику видно, что предпочтительным, как и в ВЭ является положение 1. В 1-м Положении есть одна точка, которая выходит за допусаемые 80 м. Это отклонение в первом Положении не превышает 6,5%.

Но тенденция снижения ΔH в 1-м положении видна и косвенно подтверждает, что вибрации влияют на статические характеристики, в частности на напор.

Относительная погрешность, полученная при сравнении результатов вычислительного, аналитического и физического экспериментов для различных положений и различных сборок двухступенчатого центробежного насоса, не превысила 6.5 %.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. Разработаны физические и математические модели высокооборотного двухступенчатого центробежного насоса с промежуточным отбором жидкости, с учетом совместной работы различных лопастных колес, размещенных на одном валу.

2. Впервые в ходе вычислительного моделирования исследовано взаимовлияние первой и второй ступеней при работе насоса, это позволило обнаружить:

- резонансные усиления колебаний давления в районе первой ступени в 1,5 раза, а в районе второй ступени в 7,5 раз при переходе от $\varphi=0$, к $\varphi=\pi$;
- ослабление амплитуды колебаний давления в 2 раза при движении жидкости в сторону второй ступени при угле сдвига фаз $\varphi = 0^\circ$.

3. Обнаружен эффект стабилизации амплитуды колебаний давления по длине соединительного канала при угле сдвига фаз $\varphi = \pi$.

4. Предложен способ повышения напора высокооборотного двухступенчатого центробежного насоса с промежуточным отбором жидкости, с различными лопастными колесами, размещенными на одном валу при минимальном повышении динамических нагрузок в соединительном канале.

5. Получены новые результаты сравнительного анализа разработанных численных моделей двухступенчатых центробежных насосов с различной степенью детализации проточной части, которые позволили обосновать снижение трудоемкости построения твердотельных моделей в 3-4 раза, а время расчета в 2 раза.

6. Разработаны инженерные методики, которые позволяют проводить численное моделирование колебательных процессов в соединительном канале и

прилегающих объемах двухступенчатого центробежного насоса при совместной работе первой и второй ступеней:

– при сравнении результатов вычислительного и физического экспериментов относительная погрешность не превысила 6,5 %;

– при сравнении результатов вычислительных экспериментов, полученных с использованием различных систем инженерного анализа, относительная погрешность вычислений не превысила 2,1 %.

7. Разработанные инженерные методики позволяют:

– рассчитывать зависимости амплитуд колебаний давления и скорости в свободном объеме первой, второй ступеней и в соединительном канале от положения лопастных колес друг относительно друга, от количества лопаток, скорости вращения крыльчаток, расхода рабочей жидкости через первую и вторую ступени, геометрических характеристик соединительного канала;

– сформулировать практические рекомендации по снижению пульсаций давления в свободных объемах двухступенчатого центробежного насоса.

Список работ по теме диссертации

В изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Писарев П.В., Модорский В.Я., Щенятский Д.В., Арбузов И.А., Бульбович Р.В., Кириевский Б.Е., Ташкинов А.А. Численное моделирование колебательных процессов в центробежном насосе // Научно-технический вестник Поволжья. –2012. – № 3. – С. 44-49.

2. Писарев П.В., Арбузов И.А., Ташкинов А.А., Щенятский Д.В., Кириевский Б.Е., Бульбович Р.В., Модорский В.Я. Численное моделирование колебательных процессов в соединительном канале модельного насоса // Научно-технический вестник Поволжья. – 2012. – № 6. – С. 100-103.

3. Писарев П.В., Арбузов И.А., Ташкинов А.А., Щенятский Д.В., Кириевский Б.Е., Бульбович Р.В., Модорский В.Я. Анализ влияния конструкции входа в соединительный канал на колебательные процессы в первой ступени модельного двухступенчатого насоса//Научно-технический вестник Поволжья. 2012. № 6. С. 108-111.

4. Писарев П.В., Арбузов И.А., Ташкинов А.А., Щенятский Д.В., Кириевский Б.Е., Бульбович Р.В., Модорский В.Я. Анализ колебательных процессов в первой ступени модельного двухступенчатого насоса // Научно-технический вестник Поволжья. – 2012. – № 6.–С. 104-107.

5. Писарев П.В., Модорский В.Я., Бутымова Л.Н., Зимин Д.В., Петров В.Ю., Разработка экспериментального комплекса для анализа резонансных процессов в энергетических установках // Научно-технический вестник Поволжья. – 2012. – №1.– С.111-115.

В других изданиях:

6. Писарев П.В., Модорский В.Я., Зимин Д.В. Особенности разработки параллельных приложений по расчету газодинамических характеристик энергетических установок на ВВК ПГТУ// XII Всероссийская научно техническая конференция «Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации-2009»- 2009.- С226.

7. Писарев П.В., Модорский В.Я. Численное моделирование ударно-волнового нагружения соплового аппарата на многопроцессорном вычислительном комплексе// XII Всероссийская научно техническая конференция «Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации-2009»- 2009.- С357.

8. Писарев П.В., Муленков В.П., Модорский В.Я., Першин А.М. Численное моделирование гидроабразивного уноса фасонных изделий в трубопроводах// XII Всероссийская научно техническая конференция «Аэрокосмическая техника, высокие технологии и инновации-2009»- 2009.- С342.

9. Писарев П.В., Модорский В.Я. Методические аспекты и опыт использования ВВК ПГТУ для решения задач механики сплошных сред// Материалы Всероссийского совещания Учебно методической комиссии по специальности 150802 «Гидравлические машины, гидроприводы и гидропневмоавтоматика» г.Пермь, 1-6 июня 2009г.-С118.

10. Писарев П.В., Козлова А.В., Модорский В.Я., Бутымова Л.Н. Разработка инженерной методики расчета нестационарных газогидродинамических процессов в канале переменного сечения газохода//8-я

Международная конференция Авиация и космонавтика-2009 г. Москва, МАИ-ПРИНТ 2009.-240с.

11. Писарев П.В., Першин А.М., Зимин Д.В., Модорский В.Я. Вычислительное моделирование гидродинамических процессов с учетом взвешенных частиц и напряженно-деформированного состояния в фасонных изделиях трубопровода// Высокопроизводительные параллельные вычисления на кластерных системах: матер. X Междунар. конф. Пермь, 1–3 ноября 2010. — Пермь: Перм.гос.техн.ун-т, 2010. — С. 189-193.

12. Писарев П.В., Модорский В.Я. Численный анализ динамического напряженно-деформированного состояния конечномерного цилиндра, нагруженного гидродинамическим потоком жидкости// Механика микронеоднородных материалов и разрушение: тезисы докладов VI Всероссийской конф. Екатеринбург, 24 – 28 мая 2010. – ИМАШ УрО РАН, 2010. – С. 41

13. Писарев П.В., Писарева А.А., Зимин Д.В., Бутымова Л.Н., Гайнутдинова Д.Ф., Модорский В.Я. Моделирование динамического напряженно-деформированного состояния конечномерного цилиндра, нагруженного гидродинамическим потоком жидкости на многопроцессорном вычислительном комплексе. Научный сервис в сети Интернет: экзафлопное будущее // Труды Международной суперкомпьютерной конференции (19-24 сентября 2011г., г. Новороссийск). - М.: Изд-во МГУ, 2011. - 643с.

14. Писарев П.В., Модорский В.Я., Соколкин Ю.В. Решение междисциплинарных задач на примере взаимодействия струи горячего газа с металлической преградой// Механика и процессы управления, Том 1., - Материалы XXXXI Всероссийского симпозиума. М.: РАН, 2011 С. 123.

15. Писарев П.В., Зимин Д.В., Модорский В.Я., Соколкин Ю.В. Численное моделирование взаимодействия в динамической системе «газ-конструкция» // Механика и процессы управления, Том 1., - Материалы XXXXI Всероссийского симпозиума. М.: РАН, 2011 С. 127.

Диссертант



П. В. Писарев

Писарев Павел Викторович

**ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КОЛЕБАТЕЛЬНЫХ ПРОЦЕССОВ В
ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСАХ**

Специальность

05.04.13 - «Гидравлические машины и гидропневмоагрегаты»

АВТОРЕФЕРАТ

диссертации на соискание ученой степени

кандидата технических наук

Подписано в печать 31.10.13. Формат 60x90/16.
Усл. печ. л. 1,0. Тираж 100 экз. Заказ № 1840/2013

Издательство
Пермского национального исследовательского
политехнического университета
614990, г. Пермь, Комсомольский пр., 29
Тел. (342) 219-80-33