

На правах рукописи

КОКС

КОНСТАНТИНОВ Сергей Юрьевич

**МЕТОДИКИ АНАЛИТИЧЕСКОГО И ЧИСЛЕННОГО
РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТРУЙНО-
КАВИТАЦИОННОГО СТАБИЛИЗАТОРА РАСХОДА**

**Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины
и гидропневмоагрегаты**

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Уфа – 2015

Работа выполнена в ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» на кафедре «Прикладная гидромеханика».

Научный руководитель: доктор технических наук, профессор
ЦЕЛИЩЕВ Владимир Александрович

Официальные оппоненты: доктор технических наук
ШАЙДАКОВ Владимир Владимирович,
директор ООО «Инжиниринговая компания
«Инкомп-Нефть»

кандидат физико-математических наук, доцент
ХАРЧУК Сергей Иванович,
заведующий кафедрой теоретических основ
теплотехники ФГБОУ ВПО «Казанский
государственный энергетический университет»

Ведущая организация: ФГБОУ ВПО «Южно-Уральский
государственный университет» (национальный
исследовательский университет), г. Челябинск

Защита диссертации состоится «18» сентября 2015 г. в 12⁰⁰ часов на заседании диссертационного совета Д 212.288.10 при Уфимском государственном авиационном техническом университете по адресу: 450000, Уфа, ул. К. Маркса, д. 12.

С диссертацией можно ознакомиться в библиотеке ФГБОУ ВПО «Уфимский государственный авиационный технический университет» и на сайте www.ugatu.su.

Автореферат разослан « » мая 2015 г.

Ученый секретарь диссертационного совета
доктор технических наук, профессор



Ф. Г. Бакиров

ОБЩАЯ ХАРАКТЕРИСТИКА РАБОТЫ

Актуальность работы. Развитие гидравлических систем, связанное с повышением рабочих давлений, уменьшением массогабаритных характеристик, отказом от золотниковых управляющих элементов требует создания принципиально новых устройств гидроавтоматики, использующих в рабочем процессе эффекты механики многофазных сред. Одним из таких эффектов является газодинамический кризис истечения парожидкостного потока, иначе называемый – кавитационной стабилизацией расхода жидкости.

Кавитационная стабилизация расхода жидкости – положительный эффект гидродинамической кавитации, освещенный в трудах таких авторов, как Асекерет J., Кирсанов В. И., Уоллис Грэхем Б., Назаров Г. С., Лысенко В. Ф., Еремеев П. М., Мансуров В. И., Арзуманов Э. С., Нигматулин Р. И., Целищев В. А., заключающийся в «запирании расхода» при постоянном давлении на входе в кавитатор и переменном на выходе из кавитатора. Эффект кавитационной стабилизации расхода может широко применяться в гидроприводах для получения постоянной скорости гидродвигателя при различных нагрузках, разделения потока на две и более частей в различных пропорциях. Наиболее перспективным устройством, использующим эффект кавитационной стабилизации расхода жидкости и являющимся аналогом клапана расхода (регулятора расхода), является струйно-кавитационный стабилизатор расхода жидкости. Однако использование струйно-кавитационного стабилизатора расхода в гидроприводах ограничено несовершенством аналитических методик расчёта, которые не позволяют выполнить расчёт гидравлических характеристик (расхода стабилизации и ширины зоны стабилизации) на давлениях свыше 0,1 МПа, и численных моделей кавитационного массопереноса, которые не учитывают вязкость жидкости и, тем самым, не позволяют моделировать стабилизацию расхода для рабочих жидкостей с вязкостью свыше 10 – 15 сСт.

Таким образом, становится необходимым развитие аналитических методик и численных моделей кавитационного массопереноса для расчёта гидродинамических и конструктивных параметров струйно-кавитационного стабилизатора расхода.

Работа выполнена в рамках реализации гранта по направлению «Ракетостроение» при участии в Федеральной целевой программе «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 гг. №П934 от 20 августа 2009 г. по теме «Разработка методов расчёта и совершенствование рулевых приводов ракетных двигателей», а также по НИР №2010 в рамках базовой части государственного задания в сфере научной деятельности на 2014 – 2016 гг.

Цель работы: Развитие аналитических методик и численных моделей кавитационного массопереноса для расчёта гидравлических и конструктивных параметров струйно-кавитационного стабилизатора расхода.

Сформулированная цель и проведенный анализ проблем по теме диссертации позволили определить следующие основные задачи исследования диссертационной работы:

1) Анализ экспериментальных и теоретических исследований эффекта кавитационной стабилизации расхода, а также возможностей его использования в гидроприводах;

2) Разработка аналитической методики и численной модели для расчёта гидравлических характеристик струйно-кавитационного стабилизатора расхода;

3) Экспериментальные исследования гидравлических характеристик струйно-кавитационного стабилизатора расхода с последующей верификацией с результатами численного моделирования и аналитического расчёта;

4) Исследование влияния гидравлических и конструктивных параметров на расход и ширину зоны стабилизации струйно-кавитационного стабилизатора расхода с последующей разработкой методики расчёта конструктивных параметров струйно-кавитационного стабилизатора расхода.

Объектом исследования является струйно-кавитационный стабилизатор расхода жидкости типа «сопло-сопло».

Методы исследования базируются на системном анализе с применением: методов моделирования процессов механики жидкости и газа; методов современных средств численного моделирования многофазных течений; методов верификации на основе экспериментальных исследований.

Научная новизна результатов:

1) Методика аналитического расчёта гидравлических характеристик струйно-кавитационного стабилизатора расхода, основанная, *в отличие от существующих*, на теории турбулентных струй и сохранении пограничного слоя при кавитации, позволяющая рассчитать расход стабилизации, ширину зоны стабилизации, а также построить расходно-перепадные характеристики для давлений свыше 0,1 МПа;

2) Численная модель кавитационного массопереноса (ЧМКМ) для расчёта эффекта кавитационной стабилизации расхода, учитывающая, *в отличие от существующих*, вязкость жидкости, и позволяющая рассчитать гидравлические характеристики струйно-кавитационного стабилизатора расхода для рабочих жидкостей с вязкостью свыше 10 – 15 сСт;

3) Впервые предложена методика расчета конструктивных параметров струйно-кавитационного стабилизатора расхода, позволяющая рассчитать его конструктивные параметры.

Обоснованность и достоверность результатов исследований и расчётов подтверждается полнотой и обстоятельностью анализа процессов в струйно-кавитационном стабилизаторе расхода и адекватностью математических моделей, выбранных для решения поставленных задач; а также согласованностью с результатами экспериментальных данных, полученных при натурных испытаниях лично соискателем на уникальном стенде «Диагностика и идентификация гидросистем» производства компании Hydac (Польша) УНИЦ «Гидропневмоавтоматика».

Практическая значимость заключается в том, что разработанные методики по расчёту струйно-кавитационного стабилизатора расхода позволяют:

- на этапе исследований – провести анализ характеристик в широком диапазоне варьируемых геометрических и гидродинамических параметров для струйно-кавитационного стабилизатора расхода;
- на этапе проектирования – провести расчёт конструктивных параметров и гидравлических характеристик, разработку и доводку струйно-кавитационного стабилизатора расхода путём частичной замены натуральных испытаний;

Апробация работы. Основные положения диссертации доложены и обсуждены на следующих международных и российских конференциях: всероссийская молодежная НК «Мавлютовские чтения» (Уфа, УГАТУ, 2009 – 2014 гг.); всероссийская зимняя школа-семинар аспирантов и молодых ученых (Уфа, 2012 – 2014 гг.); международная молодёжная научная конференция «Королёвские чтения» (Самара, 2011, 2013); конференция «Гидромеханика, гидромашины и гидропневмоавтоматика» (Москва, МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2014).

Публикации. Основные результаты исследований по теме диссертации представлены в 14 публикациях, в том числе в 2 статьях в издании, рекомендованном ВАК, и 2 статьях в издании, индексируемом в международной базе цитирования Scopus.

Структура и объем работы. Диссертация состоит из введения, 5 глав, общих выводов, списка литературы из 75 наименований, содержит 131 страницу машинописного текста, в том числе 75 рисунков, 14 таблиц.

СОДЕРЖАНИЕ РАБОТЫ

Во введении обоснована актуальность работы, сформулированы научная проблема, цель, задачи исследования, научная новизна, практическая значимость работы, основные положения, выносимые на защиту, структура и краткое содержание работы по главам.

В первой главе дается анализ экспериментальных и теоретических исследований эффекта кавитационной стабилизации расхода, а также возможностей его использования в гидроприводе.

Эффект кавитационной стабилизации расхода возникает при гидродинамической кавитации в трубках Вентури, жиклёрах, струйных элементах и характеризуется постоянным, не зависимым от перепада давления, расходом стабилизации. Шириной зоны стабилизации принято считать разницу между давлением на входе в кавитатор и перепадом давления, при котором эффект исчезает. Экспериментальные исследования эффекта кавитационной стабилизации расхода показывают, что расход стабилизации зависит от геометрии кавитатора и давления на входе. Расход стабилизации, как правило, растёт с ростом давления на входе и увеличением гидравлического диаметра кавитатора, а ширина зоны стабилизации уменьшается с ростом

гидравлического сопротивления диффузорных элементов кавитаторов. При возникновении эффекта стабилизации расхода в струйных элементах на расход стабилизации оказывает влияние диаметр струйной трубки, диаметр приёмного сопла и расстояние между соплами, а на ширину зоны стабилизации – угол раскрытия и длина приёмного сопла. Для объяснения эффекта кавитационной стабилизации расхода существует две гипотезы: 1) кризиса двухфазного парожидкостного потока (Уоллис Г. Б., 1972) и 2) обратных струй (Целищев В. А., 2004).

Гипотеза кризиса двухфазного парожидкостного потока, построенная на аналогии с критическим истечением газа, предполагает, что при кавитации смесь жидкости и газа становится критической в характерном сечении. При этом расход стабилизации становится постоянным и равным:

$$G = \left(\frac{\alpha}{\rho_l} + \frac{\beta}{\rho_v} \right) \left(a_v^2 \left(1 + \frac{\alpha \rho_v w_v^2}{\beta \rho_l w_l^2} \right) \right) \cdot S, \quad (1)$$

где G – расход стабилизации; α – объёмная доля жидкости; β – объёмная доля пара; ρ_l , ρ_v – плотность жидкости и пара соответственно; a_v – скорость звука в паре; w_v , w_l – скорости пара и жидкости соответственно; S – площадь критического сечения. Расчет расхода стабилизации по гипотезе кризиса двухфазного потока может выполняться до давлений 10 – 15 атм., при более высоких давлениях наблюдается рост погрешности.

Гипотеза обратных струй предполагает, что в диффузорной части кавитатора может образовываться зона с развитой кавитацией и обратными струями, которые двигаясь по периферии основной струи, стремятся выйти наружу, однако для этого они вынуждены преодолевать кавитационную зону. Если противодействие в диффузорном сопле недостаточное, то обратная струя преодолеть кавитационную зону не может, что вызывает кавитационную стабилизацию расхода.

В настоящее время единственным методом расчёта эффекта кавитационной стабилизации расхода является численное моделирование кавитации, которое выполняется с использованием метода сплошной среды (continuum method), при котором между фазами имеется гомогенная прослойка ячеек, в которой присутствует одновременно как жидкость, так и газ. Для расчёта массопереноса применяется модель Zwart-Gerber-Belamri:

$$m_e = F_{vap} \frac{3\alpha_{nuc}(1-\alpha_v)\rho_v}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p_H - p}{\rho_l}}, \quad p < p_H; \quad (2)$$

$$m_c = F_{cond} \frac{3\alpha_v\rho_v}{R_0} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{p - p_H}{\rho_l}}, \quad p > p_H.$$

где $F_{vap} = 50$; $F_{cond} = 0,01$; $\alpha_{nuc} = 5 \cdot 10^{-4}$; $R_0 = 10^{-6}$ м; p_H – давление насыщенных паров; p – давление в решателе, α_v – объёмная доля пара; ρ_v – плотность пара. Численное моделирование позволяет рассчитать расходно-перепадные характеристики кавитаторов с отклонением от эксперимента не более 5% только для слабовязких жидкостей (вода, АМГ-10 и т.д.).

Эффект кавитационной стабилизации расхода позволяет создать два различных класса устройств гидроавтоматики: кавитационные стабилизаторы расхода жидкости и кавитационные делители потока. Первые стабилизаторы расхода создавались на базе трубок Вентури и жиклеров (а. с. SU 903816, 1982). В 1985 году В. П. Бочаровым и В. М. Коноваловым (а. с. SU 1156014, 1985) было предложено использование струйного элемента типа «сопло-сопло» в качестве стабилизатора расхода жидкости. Идея разделения потока на требуемое число частей и в требуемом отношении с использованием эффекта кавитационной стабилизации расхода появилась в авторском свидетельстве на стенд для проверки и градуировки расходомеров (а. с. SU 356474, 1972). Также известно о применении струйно-кавитационных стабилизаторов расхода в струйных рулевых машинах (патент RU 2116524, 1998).

Таким образом, наиболее перспективным устройством, использующим в своём рабочем процессе эффект кавитационной стабилизации расхода жидкости и являющимся аналогом клапана расхода (регулятора расхода), является струйно-кавитационный стабилизатор расхода жидкости, основными достоинствами которого являются малые массогабаритные характеристики, высокая точность поддержания расхода (2 – 3%), возможность работы на давлениях свыше 30 МПа, отсутствие золотниковых пар. Широкому применению струйно-кавитационных стабилизаторов расхода мешает несовершенство аналитических методик расчёта расходно-перепадных характеристик на давлениях свыше 0,1 – 0,15 МПа и численных моделей кавитационного массопереноса, не позволяющих рассчитывать эффект на жидкостях с вязкостью более 30 сСт.

Во второй главе представлена структура течения и методика аналитического расчёта гидравлических характеристик струйно-кавитационного стабилизатора расхода.

Структура течения жидкости в струйно-кавитационном стабилизаторе, состоящем из соосно расположенных на расстоянии h струйной трубки с диаметром d (конфузорное сопло) и приёмного сопла (диффузорное сопло), между которыми находится струйная камера, представлена на рисунке 1.

Струйная трубка формирует осесимметричную турбулентную струю с почти прямоугольным профилем скорости, преобразуя потенциальную энергию жидкости в кинетическую. Осесимметричная турбулентная струя, состоящая из ядра и струйного пограничного слоя, попадает в струйную камеру, внутри которой поддерживается давление $p_{ск}$. Геометрические характеристики струи определяются профилем скоростей в ядре и струйном пограничном слое.

Если установить на пути струи на расстоянии h приёмное диффузорное сопло с диаметром $d_{пс}$, то часть струи попадёт в приёмное сопло и расход через него будет определяться расходом через ядро струи и струйный пограничный слой, который, в свою очередь, станет пристеночным. Известно, что в жидкости пристеночный пограничный слой свыше 1 мм по толщине является неустойчивым и распадается (Шлихтинг Г., 1974). Таким образом, возможно два случая течения в приёмном сопле: 1) бескавитационное, при котором пограничный слой пройдёт 1 – 1,2 мм по длине приёмного сопла и распадётся;

2) кавитационное, при котором пограничный слой сохранится до выхода из приёмного сопла.

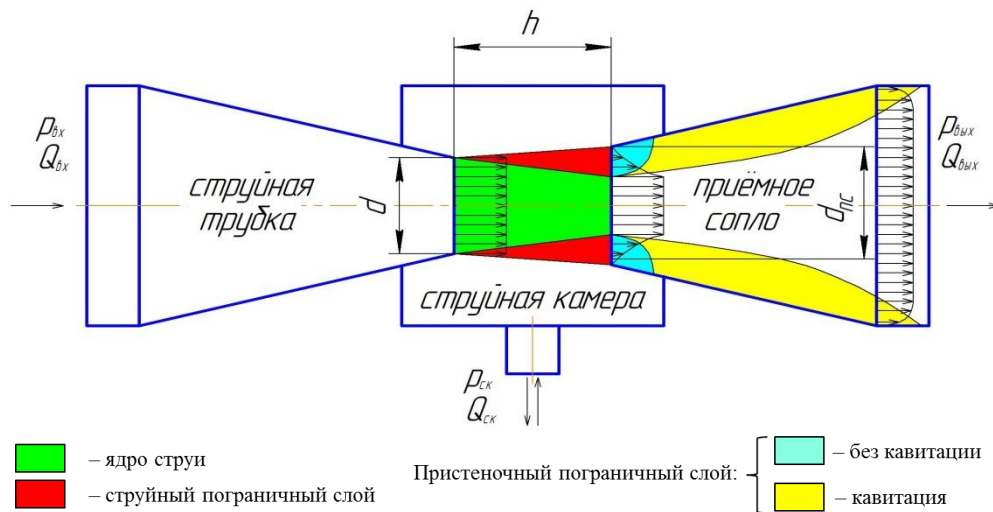


Рисунок 1 – Структура течения в струйно-кавитационном стабилизаторе расхода

При кавитационном течении в приёмном сопле пузырьки оттесняются от ядра к периферии, что позволяет им скапливаться в зоне пристеночного пограничного слоя, плотность которого падает, а устойчивость растёт, что позволяет сохраняться пограничному слою на протяжении всей длины приёмного сопла.

Эффект стабилизации расхода возникает вследствие сохранения пограничного слоя на стенках кавитирующего элемента из-за кавитации в основном течении. Расход стабилизации – это расход на выходе из приёмного сопла, определяемый расходом через ядро струи и пограничный слой на расстоянии h от струйной трубки в сечении с максимальной толщиной пограничного слоя (при равновесном процессе парообразования и конденсации). Ширина зоны стабилизации по давлению определяется условием начала кавитации и гидравлическим сопротивлением приёмного сопла.

На основе предложенной структуры потока и гипотезы о сохранении пограничного слоя при эффекте кавитационной стабилизации расхода была создана методика аналитического расчёта гидравлических характеристик струйно-кавитационного стабилизатора расхода. Методика, состоящая из трёх этапов, позволяет определить: расход стабилизации, ширину зоны стабилизации, давление запирающего приёмного сопла и построить расходно-перепадную характеристику струйно-кавитационного элемента для известных диаметра струйной трубки d ; безразмерного диаметра $\bar{d} = d_{пс}/d$ и расстояния между соплами $\bar{h} = h/d$; длины и угла раскрытия приёмного сопла l и β ; давлений на входе и струйной камере $p_{вх}$, $p_{ск}$, коэффициента расхода струйной трубки μ , который выбирается в зависимости от $p_{вх}$ в диапазоне от 0,93 до 1.

Первый этап методики позволяет рассчитать расход стабилизации струйного элемента и состоит из трёх шагов:

1) расчёт расхода через струйную трубку Q и скорости истечения струи u_x :

$$Q = \mu \frac{\pi d^2}{4} \sqrt{\frac{2p_{\text{ВХ}}}{\rho}}, u_x = \frac{4Q}{\pi d^2}. \quad (3)$$

2) расчёт диаметра струи $d_{\text{СТ}}^{\bar{h}}$ и диаметра ядра струи $d_{\text{Я}}^{\bar{h}}$ на расстоянии \bar{h} между соплами, учитывая геометрические параметры струи $\tan \beta_{\text{Н}} = 0,158; \tan \beta_{\text{С}} = 0,112$:

$$d_{\text{СТ}}^{\bar{h}} = d(1 + 0,316\bar{h}), d_{\text{Я}}^{\bar{h}} = d(1 + 0,224\bar{h}). \quad (4)$$

3) расчёт расхода стабилизации $Q_{\text{СТ}}$ с учётом универсального степенного профиля скорости для турбулентных струй (Гиневский А. С., 1969) по формуле:

$$Q_{\text{СТ}} = u_x \left(\frac{\pi (d_{\text{Я}}^{\bar{h}})^2}{4} + \int_{0,5d_{\text{Я}}^{\bar{h}}}^{0,5d \cdot \bar{d}} (1 - 3\eta^2 + 2\eta^3) \cdot 2\pi u dy \right), \eta = \frac{y - 0,5d_{\text{Я}}^{\bar{h}}}{0,5(d_{\text{СТ}}^{\bar{h}} - d_{\text{Я}}^{\bar{h}})}. \quad (5)$$

На *втором этапе* вычисляется средняя скорость по оси приёмного сопла w и коэффициент Кориолиса α и давление на входе в приёмное сопло p :

$$w = \frac{4Q_{\text{СТ}}}{\pi(d \cdot \bar{d})^2}, \alpha = \frac{4u_x^3 \left(\frac{\pi (d_{\text{Я}}^{\bar{h}})^2}{4} + \int_{0,5d_{\text{Я}}^{\bar{h}}}^{0,5d \cdot \bar{d}} (1 - 3\eta^2 + 2\eta^3) \cdot 2\pi u dy \right)}{w^3 \cdot \pi(d \cdot \bar{d})^2}, p = \alpha \frac{\rho w^2}{2}, \quad (6)$$

На *третьем этапе*, состоящем из трёх шагов, выполняется расчёт ширины зоны стабилизации:

1) рассчитывается коэффициент гидравлического сопротивления приёмного сопла $\xi_{\text{ПС}}$:

$$\xi_{\text{ПС}} = 3,2 \cdot \tan \frac{\beta}{2} \cdot \sqrt[4]{\tan \frac{\beta}{2}} \cdot \left(1 - \frac{(d \cdot \bar{d})^2}{\left(d \cdot \bar{d} + 2l \tan \frac{\beta}{2} \right)^2} \right). \quad (7)$$

2) задаётся зависимость расхода от перепада давлений $\Delta p = p_{\text{ВХ}} - p_{\text{ВЫХ}}$ для бескавитационного режима работы стабилизатора:

$$Q(\Delta p) = \frac{\pi (d \cdot \bar{d})^2}{4\sqrt{\alpha + \xi_{\text{ПС}}}} \sqrt{\frac{2(\Delta p + p_{\text{ВХ}} - p + p_{\text{СК}})}{\rho}}. \quad (8)$$

3) вычисляется ширина зоны стабилизации $\Delta p_{\text{СТ}}$ путём решения уравнения:

$$\frac{\pi (d \cdot \bar{d})^2}{4\sqrt{\alpha + \xi_{\text{ПС}}}} \sqrt{\frac{2(\Delta p + p_{\text{ВХ}} - p + p_{\text{СК}})}{\rho}} = Q_{\text{СТ}}, \Delta p_{\text{СТ}} = p_{\text{ВХ}} - \Delta p. \quad (9)$$

Итогом расчёта по методике является определение расхода и ширины зоны стабилизации, а также построение расходно-перепадной характеристики струйно-кавитационного стабилизатора расхода.

Предварительная верификация методики выполнялась путём сравнения с экспериментами, представленными в работах Целищева В. А. (табл. 1), и показала отклонение σ расхода стабилизации от эксперимента в пределах 4%.

Таблица 1 – Расчёт расхода стабилизации с использованием методики в сопоставлении с экспериментами (Целищев В. А., 2004).

d_c , мм	\bar{d}	\bar{h}	$Q_{ст}^3$, л/мин	$Q_{ст}$, л/мин	σ , %
$p_{вх} = 212 \text{ атм}, p_{ск} = 7 \text{ атм}$					
2,416	1,21	0,5	66	64,8	1,8
2,311	1,26	0,52	60,5	60,96	0,7
$p_{вх} = 143 \text{ атм}, p_{ск} = 7 \text{ атм}$					
2,014	1,035	0,94	31,25	32,5	4,0
1,816	1,11	1,05	28,5	28,18	1,1
1,785	1,16	1,06	27,5	28,44	3,4
1,612	1,25	1,179	24,0	23,65	1,45

Также с помощью методики были рассчитаны расходно-перепадные характеристики струйно-кавитационного стабилизатора расхода с $d = 1,6$ мм; $\bar{d} = 1,25$; $\bar{h} = 0,93$ для жидкости Shell T46 (рис. 4).

В третьей главе представлена методика создания динамического компонента численной модели кавитационного массопереноса, учитывающего, в отличие от моделей Singhal, Zwart-Gerber-Belamri, Schnerr-Sauer, вязкость жидкости, и приводятся методика, математическая модель и результаты численного моделирования эффекта кавитационной стабилизации расхода в струйно-кавитационном стабилизаторе расхода.

Методика создания динамического компонента численной модели кавитационного массопереноса позволяет учесть вязкость жидкости в численной модели кавитации, что даёт возможность моделировать эффект кавитационной стабилизации расхода на жидкостях с вязкостью больше 30 сСт, состоит из трёх этапов.

Первый этап методики позволяет рассчитать зависимость безразмерной скорости роста кавитационного пузырька от числа Рейнольдса. Для этого выполняется решение безразмерного уравнения Релея-Плессета для роста пузырька с учётом вязкости жидкости:

$$b \frac{d^2 b}{d\tau^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{db}{d\tau} \right)^2 + \frac{1}{Re \cdot b} \frac{db}{d\tau} = 1, \quad (10)$$

где: b – безразмерный радиус кавитационного пузырька; Re – число Рейнольдса для кавитационного пузырька; τ – безразмерное время роста кавитационного пузырька. Число Рейнольдса, безразмерный радиус и безразмерное время роста пузырька выражаются следующим образом:

$$Re = \frac{R_0 \sqrt{\Delta p \cdot \rho}}{4\mu}, b = \frac{R}{R_0}, \tau = \frac{t}{R_0} \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}, \quad (11)$$

где: $R_0 = 10^{-6}$ м – начальный радиус пузырька; R – текущий радиус пузырька. Затем результаты решения уравнения (10) комплектуются в единую переменную – двумерный массив и выводятся в виде графика.

На *втором этапе* зависимость безразмерной скорости роста аппроксимируется гиперболической функцией:

$$\frac{db}{d\tau} = f(Re) = \sqrt{\frac{2}{3}} \operatorname{tgh}(w_2 \cdot Re^{w_1}), \quad (12)$$

где: w_1 и w_2 – коэффициенты аппроксимации. Аппроксимация выполняется средствами программного пакета *Maple*. Результаты аппроксимации дают значения коэффициентов аппроксимации и погрешности аппроксимации.

На *третьем этапе* выполняется расчёт нового динамического компонента для численной модели кавитационного массопереноса по формуле:

$$\frac{dR}{dt} = \frac{db}{d\tau} \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}. \quad (13)$$

Результатом выполнения третьего этапа методики является динамический компонент численной модели кавитационного массопереноса, учитывающий вязкость жидкости (погрешность аппроксимации 6,36%):

$$\frac{dR}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3}} \operatorname{tgh}\left(1,221 \cdot \left(\frac{R_0 \sqrt{\Delta p \cdot \rho}}{4\mu}\right)^{0,353}\right) \cdot \sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}. \quad (14)$$

С учётом (14) и статистического компонента модели Zwart-Gerber-Belamri (2) новая модель кавитационного массопереноса принимает вид:

$$p < p_H, m_e = F_{vap} \frac{3\alpha_{nuc}(1 - \alpha_{vap})\rho_{vap}}{R_0} \cdot \operatorname{tgh}\left(1,221 \cdot \left(\frac{R_0 \sqrt{(p_H - p)\rho}}{4\mu}\right)^{0,35}\right) \sqrt{\frac{2}{3}} \frac{p_H - p}{\rho_l}; \quad (15)$$

$$p > p_H, m_c = F_{cond} \frac{3\alpha_{vap}\rho_{vap}}{R_0} \cdot \operatorname{tgh}\left(1,221 \cdot \left(\frac{R_0 \sqrt{(p_H - p)\rho}}{4\mu}\right)^{0,35}\right) \sqrt{\frac{2}{3}} \frac{p - p_H}{\rho_l}.$$

Численное моделирование эффекта кавитационной стабилизации расхода выполняется для струйно-кавитационного стабилизатора с $d = 1,6$ мм; $\bar{d} = 1,25$; $\bar{h} = 0,93$ (жидкость Shell T46 с плотностью 872 кг/м³ и вязкостью 65 сСт) при $p_{вх} = 10$ МПа и $p_{ск} = 0,8$ МПа с использованием метода сплошной среды тремя сериями (без учёта кавитации, учётом кавитации моделью Zwart-Gerber-Belamri (2) и моделью (15)) по уравнениям: 1) баланса масс:

$$\begin{cases} \frac{\partial \alpha \rho_\alpha}{\partial t} + \operatorname{div}(\alpha \rho_\alpha \vec{u}) = -R; \\ \frac{\partial \beta \rho_\beta}{\partial t} + \operatorname{div}(\beta \rho_\beta \vec{u}) = R, \end{cases} \quad (16)$$

$$\alpha + \beta = 1,$$

где: α – объемная доля жидкости, %; β – объемная доля пара, %; ρ_α – плотность жидкости, кг/м³; ρ_β – плотность пара, кг/м³; R – величина стока или притока массы вследствие массопереноса в объём, кг/м³с; 2) импульса:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\alpha \rho_\alpha \vec{u})}{\partial t} + \operatorname{div}(\alpha \rho_\alpha \vec{u} \otimes \vec{u}) &= -\alpha \nabla p + \alpha \nabla \tau - R \vec{u}; \\ \frac{\partial(\beta \rho_\beta \vec{u})}{\partial t} + \operatorname{div}(\beta \rho_\beta \vec{u} \otimes \vec{u}) &= -\beta \nabla p + \beta \nabla \tau + R \vec{u}, \end{aligned} \quad (17)$$

где ∇p – градиент нормальных давлений (компонент тензора давлений); $\nabla \tau$ – градиент касательных напряжений. Так как модель кавитации гомогенная,

то поля скоростей и тензор давлений являются общими для обеих фаз. Для расчёта градиента касательных напряжений в уравнениях импульса используется модель турбулентности k - ε , основанная на гипотезе Буссинеска:

$$\tau = \mu_T \frac{d\bar{u}}{dy}, \mu_T = \frac{C_\mu \rho k^2}{\varepsilon}, \quad (18)$$

где μ_T – турбулентная динамическая вязкость, C_μ – эмпирический коэффициент равный 0,09. Турбулентная кинетическая энергия и скорость диссипации рассчитываются по уравнениям:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\alpha \rho_\alpha k_\alpha) + \nabla \cdot (\alpha(\rho_\alpha \bar{u} k_\alpha - (\mu + \frac{\mu_{T\alpha}}{\sigma_k}) \nabla k_\alpha)) &= \alpha(P_\alpha - \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) + T_\alpha^k; \\ \frac{\partial}{\partial t}(\alpha \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) + \nabla \cdot (\alpha(\rho_\alpha \bar{u} \varepsilon_\alpha - (\mu + \frac{\mu_{T\alpha}}{\sigma_\varepsilon}) \nabla \varepsilon_\alpha)) &= \alpha \frac{\varepsilon_\alpha}{k_\alpha} (C_{\varepsilon 1} P_\alpha - C_{\varepsilon 2} \rho_\alpha \varepsilon_\alpha) + T_\alpha^\varepsilon, \end{aligned} \quad (19)$$

где $C_{\varepsilon 1} = 1,44$, $C_{\varepsilon 2} = 1,92$, $\sigma_k = 1$, $\sigma_\varepsilon = 1,22$.

Для моделирования использовалась расчётная сетка с числом узлов 2 801 136. Условия на границах расчётной области приведены в таблице 2. Расчёт считался сошедшимся при значении невязок в решателе $RMS = 10^{-5}$.

Таблица 2 – Условия на границах расчётной области

Расчетная область	Параметр	Значение
Вход	Давление статическое	100 атм.
	Концентрация жидкой фазы	1
	Концентрация газовой фазы	0
	Направление потока	Нормально к поверхности
Выход	Давление статическое	от 10 до 90 атм с шагом 10
	Направление потока	Нормально к поверхности
Струйная камера	Давление статическое	8 атм.
	Концентрация жидкой фазы	1
	Концентрация газовой фазы	0
	Направление потока	Нормально к поверхности

В результате моделирования были получены три расходно-перепадные характеристики струйно-кавитационного стабилизатора расхода, представленные на рисунке 3.

Четвертая глава посвящена верификации результатов аналитического расчёта и численного моделирования с экспериментом.

Экспериментальные исследования расходно-перепадных характеристик струйно-кавитационного стабилизатора расхода с $d = 1,6$ мм; $\bar{d} = 1,25$; $\bar{h} = 0,93$ проводились лично соискателем на уникальном стенде «Диагностика и идентификация гидросистем» производства компании Hydac (Польша) при

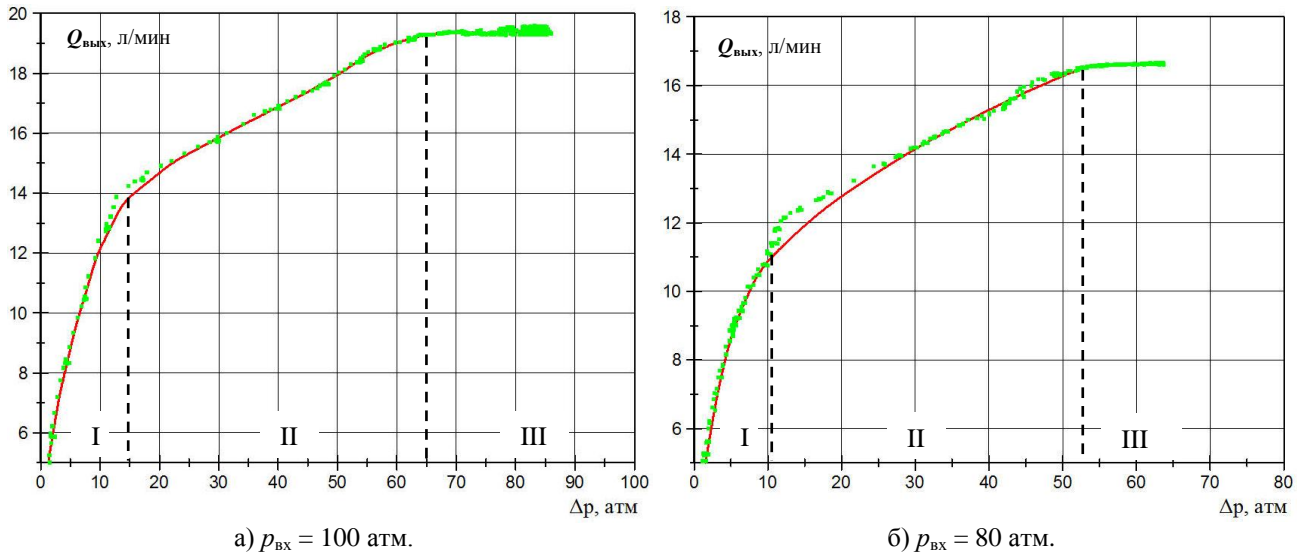


Рисунок 2 – Экспериментальные расходно-перепадные характеристики струйно-кавитационного стабилизатора расхода при давлениях на входе 80 и 100 атм.

давлениях на входе $p_{вх}$ 8 и 10 МПа., в струйной камере $p_{ск}$ 0,8 МПа.

Анализ расходно-перепадных характеристик (рис. 2) показал наличие двух изломов, которые разделяют характеристику на три участка: I) запираение приёмного сопла; II) дроссельная характеристика приёмного сопла (кавитация не наблюдается); III) стабилизации расхода (кавитация). Полученные экспериментальные расходно-перепадные характеристики используются для верификации результатов численного моделирования и аналитического расчёта с экспериментом (рис. 3, 4).

Верификация численного моделирования с экспериментом (рис. 3) при $p_{вх} = 100$ атм показывает, что максимальное общее отклонение наблюдается при моделировании без учёта кавитации – 4,86%; наименьшее у новой численной модели кавитационного массопереноса – 2,37%. Ошибка по расходу стабилизации составляет для моделирования без кавитации – 8,9%; модели Zwart-Gerber-Belamri – 5,2%; новой численной модели кавитационного массопереноса – 2,5%. Верификация аналитического расчёта с экспериментом при давлениях на входе 80 и 100 атм. (рис. 4) показывает, что максимальные отклонения не превышают 5%, а ошибка расчёта по расходу стабилизации не более 4,5% для 80 атм. и не более 2,5% для 100 атм.

Таким образом, разработанные аналитическая методика и численная модель, согласно результатам верификации, могут использоваться для расчёта гидравлических характеристик струйно-кавитационного стабилизатора расхода, исследования влияния геометрических и гидравлических параметров на расход и ширину зоны стабилизации, а также для создания методики расчёта конструктивных параметров.

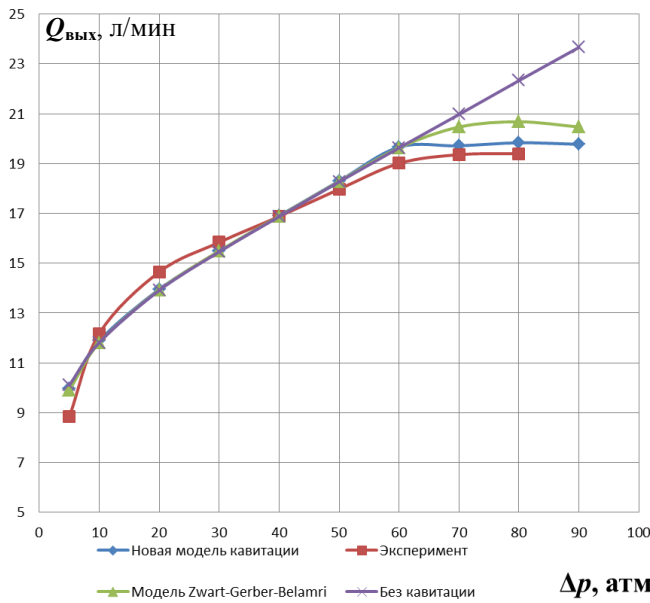


Рисунок 3 – Расходно-перепадные характеристики струйно-кавитационного стабилизатора расхода полученные численным моделированием в сопоставлении с экспериментом

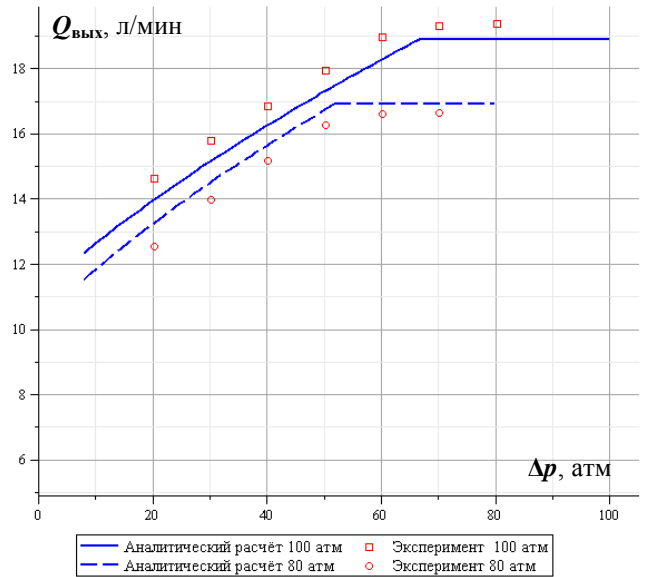


Рисунок 4 – Расходно-перепадные характеристики струйно-кавитационного стабилизатора расхода полученные аналитическим расчётом в сопоставлении с экспериментом

Пятая глава посвящена исследованию влияния геометрических и гидравлических параметров струйно-кавитационного стабилизатора расхода на расход и ширину зоны стабилизации, на основании чего была предложена методика расчёта конструктивных параметров.

Исследование влияния геометрических параметров на расход стабилизации показывают, что с ростом \bar{d} наблюдается рост расхода стабилизации при постоянном безразмерном расстоянии (рис. 5а), а с ростом \bar{h} наблюдается увеличение расхода стабилизации до критического значения с последующим снижением (рис. 5б).

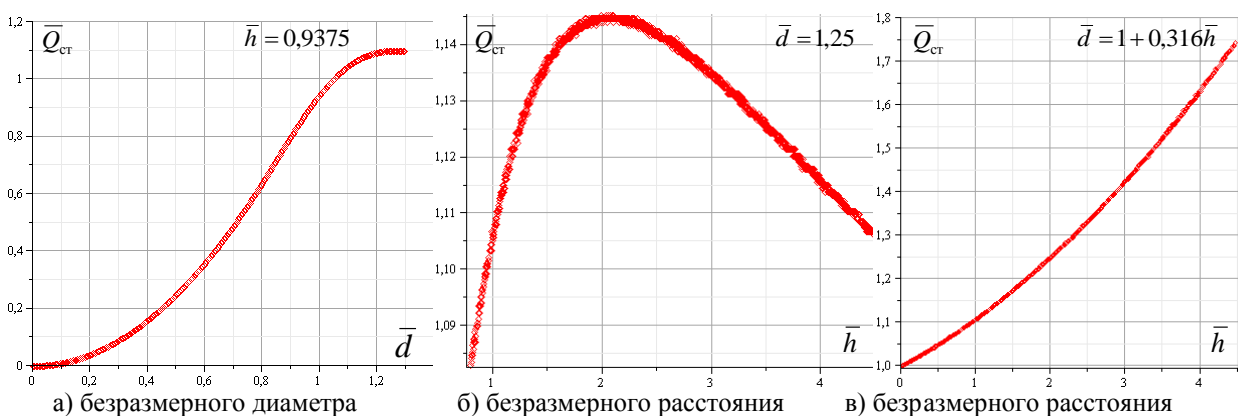


Рисунок 5 – Влияние геометрических параметров на безразмерный расход стабилизации

Наиболее интересным является исследование влияние \bar{h} при соблюдении соотношения $\bar{d} = 1 + 0.316\bar{h}$, так как в этом случае удаётся достичь максимального расхода стабилизации через СКСР (рис. 5в). Характеристика, представленная на рис. 5 в) может быть аппроксимирована с погрешностью 1,03% полиномиальной кривой в диапазоне $0 < \bar{h} < 4.475$ и $0 < \bar{Q}_{ст} < 1.74$:

$$\bar{h} = -6.31\bar{Q}_{\text{ст}}^4 + 38.506\bar{Q}_{\text{ст}}^3 - 89.778\bar{Q}_{\text{ст}}^2 + 99.532\bar{Q}_{\text{ст}} - 41.9407. \quad (20)$$

Исследование влияния геометрических параметров на ширину зоны стабилизации показывают (рис. 6), что с ростом угла раскрытия приёмного сопла β и безразмерного расстояния между соплами $\bar{l} = l/d$ безразмерная ширина зоны стабилизации $\Delta\bar{p}_{\text{ст}} = \Delta p_{\text{ст}}/p_{\text{вх}}$ уменьшается, а при росте давления в струйной камере увеличивается.

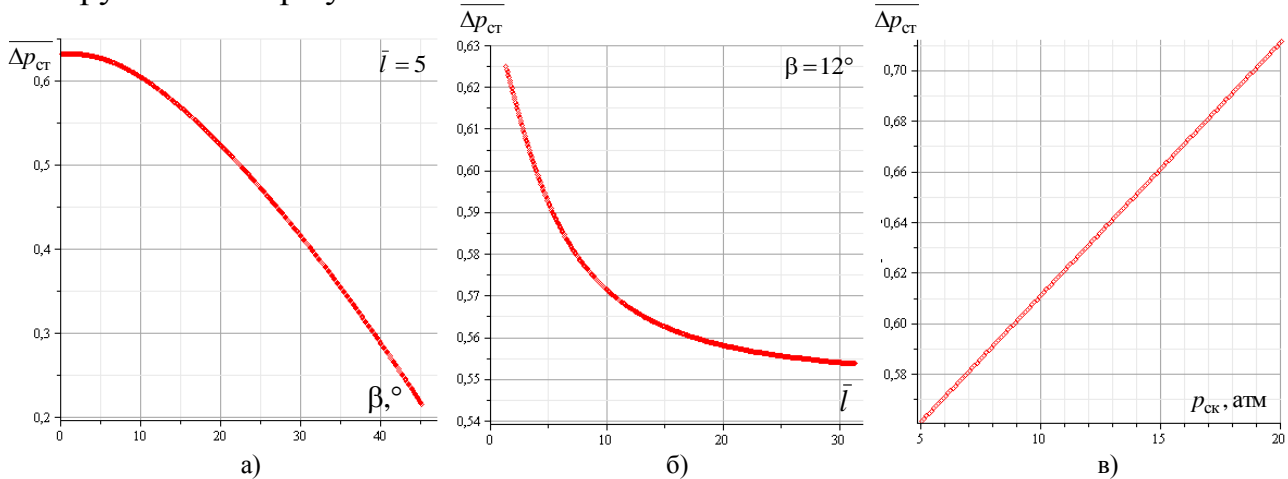


Рисунок 6 – Влияние угла раскрытия а) и безразмерной длины б) приёмного сопла, а также давления в струйной камере в) на безразмерную ширину зоны стабилизации

Методика расчёта конструкционных параметров струйно-кавитационного стабилизатора расхода состоит из трёх этапов и позволяет определить зная d , $p_{\text{вх}}$, ρ , $Q_{\text{ст}}$ безразмерное расстояние и диаметр. *Первый этап* методики позволяет рассчитать расстояние между соплами проектируемого струйно-кавитационного стабилизатора расхода и состоит из трёх шагов: 1) определение расхода через струйную трубку Q и скорости истечения струи u_x выполняется по формулам (3); 2) расчёт безразмерного расхода стабилизации $\bar{Q}_{\text{ст}} = Q_{\text{ст}}/Q_{\text{вх}}$ 3) определение расстояния между соплами по формуле (20). На *втором этапе* выполняется расчёт безразмерного расхода стабилизации для каждого безразмерного диаметра из интервала $0 < \bar{d} \leq 1 + 0,316\bar{h}$ с шагом 0,01, результаты которого аппроксимируются функцией следующего вида:

$$\bar{Q}_{\text{ст}}(\bar{d}) = a \cdot \text{tgh}(b \cdot \bar{d} + c), \quad (21)$$

где a , b , c – коэффициенты аппроксимации, после чего осуществляется расчёт диаметра приёмного сопла путём численного решения уравнения $\bar{Q}_{\text{ст}}(\bar{d} \cdot d) = \bar{Q}_{\text{ст}}$. На *третьем этапе* выполняется проверка геометрических параметров спроектированного струйно-кавитационного стабилизатора расхода по первому этапу методики расчёта расходно-перепадных характеристик.

Представленная методика расчёта конструкционных параметров позволяет определить геометрические параметры струйно-кавитационного стабилизатора расхода для широкого диапазона расхода стабилизации и давления на входе, например, спроектировать струйно-кавитационный стабилизатор с расходом стабилизации 35 л/мин для давления на входе 100 атм. и плотности жидкости 872 кг/м^3 при диаметре струйной трубки 2 мм.

Таблица 2 – Параметры стабилизатора расхода

Параметр, обозначение	Значение
Геометрические параметры	
Диаметр струйной трубки, d	2 мм
Диаметр приёмного сопла, $d_{пс}$	3.088 мм
Расстояние между соплами, h	5 мм
Безразмерный диаметр, \bar{d}	1.544
Безразмерное расстояние, \bar{h}	2.5
Угол раскрытия приёмного сопла, α	12°
Длина приёмного сопла, l	10 мм
Гидродинамические параметры	
Расход на входе, $Q_{вх}$	26,833 л/мин
Расход стабилизации, $Q_{ст}$	35 л/мин
Давление на входе, $p_{вх}$	100 атм
Давление в струйной камере, $p_{ск}$	10 атм
Ширина зоны стабилизации, $\Delta p_{ст}$	76 атм
Безразмерный расход стабилизации, $\bar{Q}_{ст}$	1,304
Безразмерная ширина зоны стабилизации, $\frac{\Delta p_{ст}}{p_{вх}}$	0,76

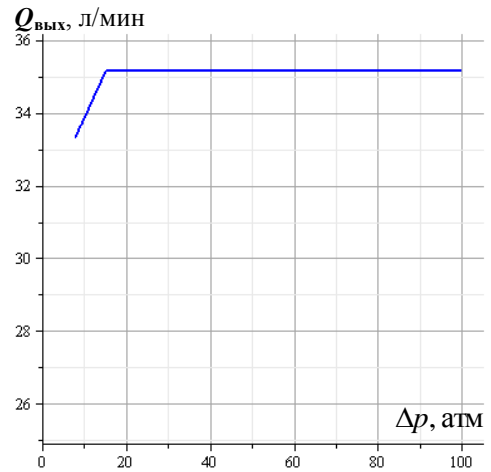


Рисунок 7 – Расходно-перепадная характеристика струйно-кавитационного стабилизатора расхода по табл. 2

Спроектированный стабилизатор (табл. 2, рис. 7) обладает безразмерным расходом стабилизации 1,304 и безразмерной шириной зоны стабилизации 0,76.

Таким образом, совместное использование методик расчёта конструктивных параметров, гидравлических характеристик и численного моделирования позволяет рассчитывать и проектировать струйно-кавитационный стабилизатор расхода для требуемых расхода стабилизации и давления в гидросистеме, что позволяет расширить возможность использования эффекта кавитационной стабилизации расхода в современном гидроприводе.

ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ И ВЫВОДЫ

1. В результате анализа экспериментальных и теоретических исследований эффекта кавитационной стабилизации расхода установлено, что стабилизация расхода возникает в трубках Вентури, жиклёрах, струйных элементах при гидродинамической кавитации и может объясняться двумя гипотезами: кризиса двухфазного парожидкостного потока и обратных струй. Анализ возможностей использования эффекта в гидроприводах показал, что на основе стабилизации расхода может быть создано два класса устройств гидроавтоматики: кавитационные стабилизаторы расхода и делители потока. Основной проблемой создания струйно-кавитационных стабилизаторов расхода является несовершенство аналитических методов расчёта гидравлических характеристик и численных математических моделей кавитационного массопереноса.

2. Разработаны, реализованы и верифицированы методика аналитического расчёта гидравлических характеристик (расхода стабилизации и ширины зоны стабилизации) и численная модель кавитационного массопереноса, позволяющие рассчитать расходно-перепадные характеристики струйно-кавитационного стабилизатора расхода с отклонением от эксперимента не более 4%.

3. Проведены экспериментальные исследования струйно-кавитационного стабилизатора расхода, выявившие наличие двух изломов, которые разделяют расходно-перепадную характеристику на три участка, один из которых – стабилизация расхода, и позволившие верифицировать методику аналитического расчёта гидравлических характеристик и численную модель кавитационного массопереноса.

4. Выполненные исследования влияния геометрических и гидродинамических параметров на расход и ширину зоны стабилизации струйно-кавитационного стабилизатора расхода, установили, что наиболее оптимальными конструктивными параметрами являются $\bar{d} = 2,41$ и $\bar{h} = 4,47$, что позволяет достичь безразмерного значения расхода стабилизации $\bar{Q}_{ст} = 1,74$. Созданная методика расчёта конструктивных параметров в сочетании с методикой расчёта гидравлических характеристик позволяет проектировать струйно-кавитационный стабилизатор расхода с желаемыми характеристиками.

ОСНОВНЫЕ ПУБЛИКАЦИИ ПО ТЕМЕ ДИССЕРТАЦИИ

Статьи в изданиях, рекомендованных ВАК:

1. Исследование гидродинамических и термодинамических процессов высоконапорного многофазного вихревого течения жидкости. / Ю. М. Ахметов, Р. Р. Калимуллин, С. Ю. Константинов, Р. Ф. Хакимов, Д. В. Целищев // Вестник УГАТУ, Т.16, №2 (47). – Уфа: УГАТУ, 2012 – с 163 – 168. <http://elibrary.ru/item.asp?id=18874736>
2. Исследование и совершенствование численных моделей кавитационного массопереноса. / С. Ю. Константинов, Д. В. Целищев // Вестник УГАТУ, Т.17, №3 (56). – Уфа: УГАТУ, 2013 – с 123 – 129. <http://elibrary.ru/item.asp?id=20371685>

Статьи в изданиях, индексируемых в Scopus:

3. Numerical Cavitation Model for Simulation of mass Flow Stabilization Effect in ANSYS CFX. / S. Y. Konstantinov, D. V. Tselischev, V. A. Tselischev // Modern Applied Science, Vol. 9, No 4. – Toronto: CCSE, 2015 – p. 21 – 31. <http://dx.doi.org/10.5539/mas.v9n4p21>
4. Providing Cavitation-Free Operation of Gydraulic Systems under Passing Load in Hydraulic Actuator. / S. Y. Konstantinov, L. S. Musina, D. V. Tselischev, V. A. Tselischev, R. S. Musalimov // Modern Applied Science, Vol. 9, No 4. – Toronto: CCSE, 2015 – p. 276 – 283. <http://dx.doi.org/10.5539/mas.v9n4p276>

В других изданиях:

5. Исследование влияния эффекта кавитации на расходно-перепадные характеристики струйных устройств. / С. Ю. Константинов, Д. В. Целищев // IX Международная научно-техническая конференция «Инновации, экология и ресурсосберегающие технологии на предприятиях машиностроения, авиастроения, транспорта и сельского хозяйства», посвящённая 80-летию Донского государственного технического университета. – Ростов н/Д: ИЦ ДГТУ, 2010 – с. 819 – 827.

6. Современные численные модели кавитационного массопереноса. / С. Ю. Константинов, Д. В. Целищев // Мавлютовские чтения: Всероссийская молодёжная научная конференция: сб. тр. в 5 т. том 1/ Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2010 – с. 124 – 126.

7. Численные модели кавитации и кавитационного массопереноса. / С. Ю. Константинов, Д. В. Целищев // Мавлютовские чтения: Российская научно-техническая конференция, посвящённая 85-летию со дня рождения член-корр. РАН, д.т.н., профессора Р. Р. Мавлютова: сб. тр. в 5 т. том 4 «Механика жидкости и газа» / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2011 – с. 117 – 121.

8. Численная модель кавитационного массопереноса. / С. Ю. Константинов // Мавлютовские чтения: Всероссийская молодёжная научная конференция: сб. тр. в 5 т. том 1/ Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2011 – с. 108 – 110.

9. Экспериментальные исследования струйного элемента типа «Сопло-сопло». / Р. Ф. Аглямков, С. Ю. Константинов, Д. В. Целищев // Актуальные проблемы в науке и технике. Том 2, «Машиностроение, электроника, приборостроение»: Сборник трудов седьмой Всероссийской зимней школы семинара аспирантов и молодых учёных, 14 – 16 февраля, 2012 г. / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2012 – с. 195 – 198.

10. Оценка точности численной модели кавитационного массопереноса. / С. Ю. Константинов // Мавлютовские чтения: Всероссийская молодёжная научная конференция: сб. тр. в 5 т. Том 1 / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2012. с. 195 – 198.

11. Верификация численных моделей кавитации с экспериментом. / С. Ю. Константинов, Д. В. Целищев // Актуальные проблемы в науке и технике. Том 2. Машиностроение, электроника, приборостроение. Сборник трудов восьмой Всероссийской зимней школы-семинара аспирантов и молодых ученых, 19-20 февраля, 2013 г. / Уфимск. гос. авиац. тех. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2013. – с. 148 – 152.

12. Положительные и отрицательные эффекты кавитации. / С. Ю. Константинов, Е. Н. Санкина // Мавлютовские чтения: Всероссийская молодёжная научная конференция: сб. тр. в 5 т. Том 1 / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2013. – с. 68 – 70.

13. Методика расчёта расхода стабилизации в струйно-кавитационном элементе типа «Сопло — сопло». / С. Ю. Константинов, Д. В. Целищев // Актуальные проблемы науки и техники. Девятая Всероссийская зимняя школа-семинар аспирантов и молодых учёных. Том 2. Машиностроение, электроника, приборостроение. Естественные науки. Сборник трудов / Уфимск. гос. авиац. тех. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2014. – с. 132 – 135.

14. Гипотезы о причинах возникновения кавитационной стабилизации расхода. / С. Ю. Константинов, Д. В. Целищев // Мавлютовские чтения: Всероссийская молодёжная научная конференция: сб. тр. в 5 т. Том 1 / Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2014. – с. 92 – 94.

КОНСТАНТИНОВ Сергей Юрьевич

МЕТОДИКИ АНАЛИТИЧЕСКОГО И ЧИСЛЕННОГО
РАСЧЕТА ГИДРАВЛИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК
И КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ СТРУЙНО-
КАВИТАЦИОННОГО СТАБИЛИЗАТОРА РАСХОДА

Специальность 05.04.13 – Гидравлические машины
и гидропневмоагрегаты

АВТОРЕФЕРАТ
диссертации на соискание ученой степени
кандидата технических наук

Подписано к печати 06.05.2015 г. Формат 60×84 1/16
Бумага офсетная. Печать плоская. Гарнитура Times New Roman.
Усл. печ. л. 1,0. Уч.-изд. л. 1,0.
Тираж 100 экз. Заказ № 280

ФГБОУ ВПО Уфимский государственный авиационный
технический университет
Центр оперативной полиграфии
450000, Уфа-центр, ул. К. Маркса, 12