

УДК 532.5

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ И ЧИСЛЕННОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ЭФФЕКТА КАВИТАЦИОННОГО ПРИСАСЫВАНИЯ

© 2024 г. А. И. Уколов*, В. П. Родионов**

Керченский государственный морской технологический университет, Россия

**e-mail: ukolov_aleksei@mail.ru*

***e-mail: vik-rodio@yandex.ru*

Поступила в редакцию 23.10.2023 г.

После доработки 08.01.2024 г.

Принята к публикации 25.01.2024 г.

Рассматривается явление возникновения силы присасывания жесткого цилиндрического корпуса, ограничивающего затопленную кавитирующую струю, к твердой поверхности. На разработанной установке выполнен эксперимент по определению силы отрыва, необходимой для преодоления эффекта присасывания. Методом численного моделирования получены зависимости силы присасывания от диаметра корпуса и расстояния от сопла-кавитатора до поверхности. Проведены расчеты объемной доли паровой фазы внутри корпуса и статического давления вдоль поверхности присасывания. На основе полученных данных объясняется механизм появления и критерии исчезновения эффекта.

Ключевые слова: кавитация, давление, присасывание, затопленная струя, моделирование.

DOI: 10.31857/S1024708424030021, **EDN:** PGFDYS

Кавитация, как гидравлическое явление, относится к фазовому переходу, возникающему, когда давление ниже, чем давление насыщенного пара жидкости при данной температуре. В процессе фазового превращения газопаровой пузырек испытывает зарождение, рост и схлопывание. Коллапс пузырька пара сопровождается высокой температурой и давлением. Кавитирующая струя, создаваемая специальным соплом – кавитатором, является важным элементом использования гидравлической энергии. Исследования затопленных струйных потоков при кавитационных режимах истечения жидкости позволили определить уникальное конструктивное устройство кавитационной каверны [1]. В струях с развитой кавитацией, в отличие от автомодельных турбулентных струй, происходят деформация струйного потока, уменьшение величины переходного участка, расположенного между начальным и основным участками, а также появление неавтомодельного основного участка. Причиной деформации потока затопленных струй и их существенного отличия от автомодельных является образование и схлопывание внутри кавитационного потока газопаровых пузырьков. Их скопления определяют размеры каверны и создают область, где давление ниже, чем в остальном объеме жидкости. В гидродинамических устройствах, которые используют кавитирующие струи, область низкого давления может вызвать силу, действующую на корпус устройства и направленную к твердой преграде потоку – эффект присасывания. Авторы впервые обнаружили подобное поведение кавитирующей струи при испытании подводного инструмента [2–4]. Водолаз при выполнении очистки, приближая кавитационный инструмент к поверхности, испытывал притяжение, а не отталкивание, что должно наблюдаться при действии затопленной струи на твердую преграду потока.

Эффект присасывания, вызванный затопленной кавитирующей струей, мало изучен в настоящее время. В литературе встречаются работы, которые косвенно интерпретируют его. Авторами [5] предложено использовать эффект отрицательного давления кавитирующей струи для повышения эффективности полировки поверхности твердых тел водным раствором. Было показано, что эффект отрицательного давления усиливает кавитационную эрозию и улучшает удаление материала, а также способствует использованию для полировки растворов без абразивов.

Несколько исследований показали [6–8], что возникновение кавитации способно улучшить трибологические свойства подшипников и механических уплотнений. Для текстурированных подшипников,

когда кавитационный карман расположен рядом с входом, создается зона давления ниже атмосферного, и жидкость всасывается в подшипник.

Воздействие на твердую поверхность исследовано при акустической (ультразвуковой) кавитации. В работе [9] показано, что при стабилизации кавитационного кластера вблизи торца сплошного цилиндра на последний действует притягивающая сила, зависящая от интенсивности кавитации, а также динамики и формы кавитационного кластера.

Исследование эффекта присасывания кавитации имеет научную и практическую ценность. Возможность управления этим процессом позволит модернизировать множество подводных аппаратов, облегчить или вовсе исключить труд водолазов, активизировать роботизацию устройств, выполняющих технологические операции под водой.

Детальный экспериментальный анализ струйной кавитации ограничен производительностью насосных аппаратов и невозможностью испытаний множества различных комбинаций геометрии сопла–кавитатора. Ускорить исследование гидродинамической кавитации позволяет компьютерное моделирование струйного истечения. CFD – моделирование (вычислительная гидродинамика) с учетом кавитации появилось в коммерческих приложениях сравнительно недавно. Моделирование гидродинамических процессов средствами пакета конечных элементов ANSYS CFX – инструмент, который уже широко используется для оптимизации и проектирования различных частей турбомашин, их многофункционального анализа, в том числе и с учетом кавитации [10–13]. Однако появляются и работы по трехмерной визуализации кавитационной струи в затопленном пространстве [14–17].

В данной работе на основании физического эксперимента исследован эффект кавитационного присасывания. На разработанной экспериментальной установке обнаружено явление возникновения силы отрыва цилиндрического корпуса, ограничивающего затопленную кавитирующую струю. Кроме того, численным методом смоделирован процесс истечения кавитирующей струи на твердую поверхность, показан механизм появления эффекта присасывания.

1. МЕТОДИКА ФИЗИЧЕСКОГО ЭКСПЕРИМЕНТА

На рис. 1а представлена схема установки для исследования силы присасывания цилиндрического тела за счет растекания струйного кавитационного потока жидкости на поверхность. Установка состояла из консоли 1 с возможностью поворота механизмом реечной передачи, плеча 2 длиной L_1 , коромысла с центральным поворотным креплением 3, плеча 4 длиной L_2 , закрепленным поворотным креплением 5. Центральное крепление коромысла 3 смонтировано с осью 6 поршневого манометра 7. Измерительным элементом поршневого манометра 7 служит образцовый манометр 8 класса 0.6. Устройство 9 для создания затопленной кавитирующей струи в ограниченном пространстве располагалось на жесткой металлической поверхности 10, неподвижной относительно устройства 9, в открытой емкости 11 (показан контур на рис. 1а) с отводом для перелива 12.

Подробная конструкция устройства 9, представленная на рис. 1б, состояла из стержня, прикрепленного к переходнику 13 и установленному сверху корпуса 14. В конце переходника 13 устанавливалось сопло-кавитатор 15. Корпус 14 выполнен в виде цилиндра с внутренней полостью 16, открытой частью устанавливался на жесткую плоскость 10. Переходник 13 мог изменять расстояние h между соплом 15 и жесткой поверхностью 10. Внутренний диаметр d_1 корпуса 14 изготавливался следующих размеров: 60, 80, 100 мм. Внешний диаметр d_2 был на 20 мм больше, чем d_1 : 80, 100, 120 мм, соответственно. Сопло-кавитатор состояло из конического конфузрного участка с углом у вершины 16° и цилиндрического участка диаметром $d_0=2$ мм.

Установка на рис. 1 работала следующим образом. Для испытаний собиралась конструкция с соответствующими размерами корпуса 14 (рис. 1б), а именно внутренним диаметром d_1 и высотой h от среза сопла до твердой поверхности. Вода подавалась в сопло-кавитатор 15 от плунжерного насоса по шлангу высокого давления. В начале эксперимента сопло-кавитатор находится на одном уровне с отверстием перелива 12. После заполнения емкости 11 плечо 4 опускалось вниз до присасывания устройства 9. Во время прикладывания силы к поворотной консоли 1 фиксировались показания манометра 8 в момент отрыва корпуса 14. В процессе испытаний входное давление, подаваемое к сопло-кавитатору 15 $P_0=10$ МПа (рис. 1б). Расход жидкости – 25 л/мин. Максимальная скорость струи в цилиндрическом участке сопла – 127–140 м/с. Наличие кавитирующей струи определялось визуально на подготовительном этапе измерений

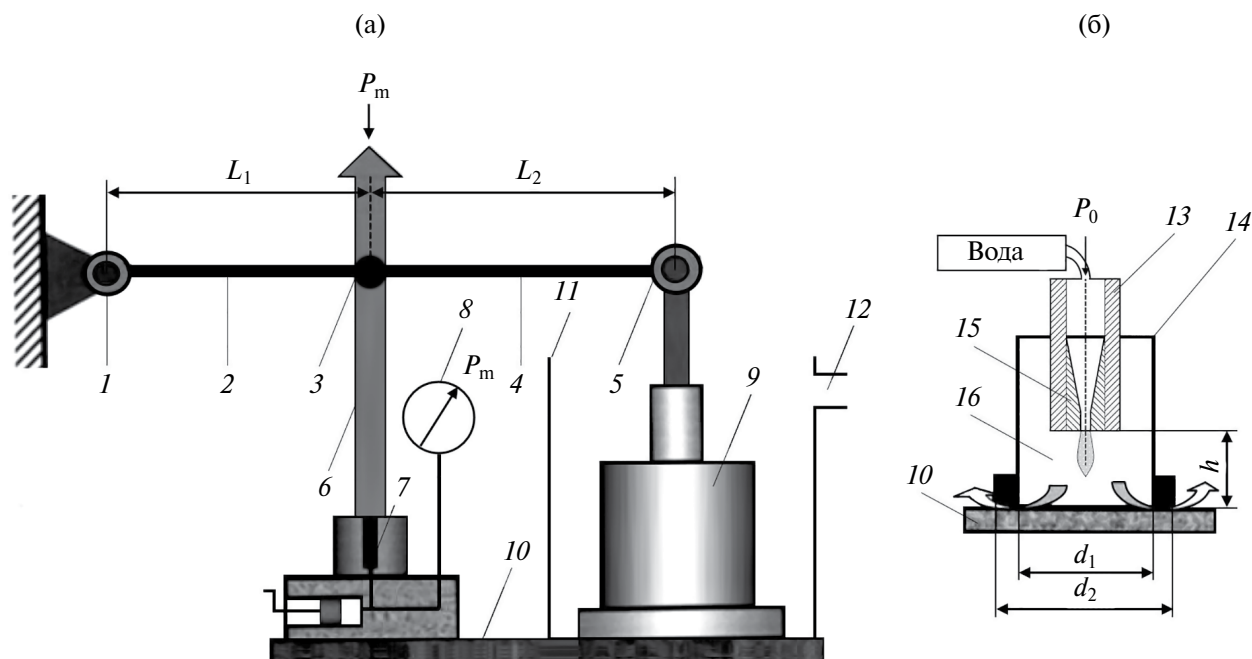


Рис. 1. Установка для исследования силы присасывания устройства к поверхности (а) и схема создания кавитирующей струи в ограниченном пространстве (б).

при истечении без корпуса 14. Эксперимент с одинаковыми геометрическими и гидродинамическими условиями повторялся 10 раз. Результирующая сила находилась как средняя арифметическая величина.

Для получения действительного значения силы F_w использовалась формула:

$$F_w = \frac{P_m L_1 S}{L_1 + L_2}$$

где F_w – сила отрыва установки от поверхности или сила присасывания к жесткой металлической поверхности, P_m – показание образцового поршневого манометра, L_1 – плечо коромысла, L_2 – плечо коромысла, S – площадь основания цилиндрического корпуса.

2. ЧИСЛЕННЫЙ МЕТОД

Для анализа CFD использовалась модель турбулентности SST $k - \omega$ RANS (усредненная по Рейнольдсу Навье–Стокса) в системе уравнений энергии. Эта модель была разработана в [18] для эффективного сочетания модели $k - \omega$ в пристеночной области с независимостью модели $k - \varepsilon$ от набегающего потока в дальней зоне, что делает ее более точной и надежной для широкого класса потоков [16]. Уравнения переноса (2.1) и (2.2) для модели SST $k - \omega$ имеют форму, аналогичную стандартной модели $k - \omega$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (2.1)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \omega u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (2.2)$$

где G_k – кинетическая энергия турбулентности за счет градиентов средней скорости, G_ω – представляет собой генерацию ω , Γ_k и Γ_ω – эффективный коэффициент диффузии k и ω , Y_k и Y_ω – диссипация k и ω из-за турбулентности, D_ω – коэффициент перекрестной диффузии, S_k и S_ω – определяемые пользователем начальные условия. Модель кавитации была представлена уравнением Рэля–Плессета

$$R_B \frac{d^2 R_B}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR_B}{dt} \right)^2 + \frac{2\sigma}{\rho_f R_B} = \frac{P_v - P}{\rho_f}$$

или, в упрощенном виде

$$\frac{dR_B}{dt} = \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_f}}$$

где R_B – радиус кавитационного пузырька; P_v – давление внутри пузырька (в модели – давление насыщенных паров); P – локальное давление в жидкости (абсолютное давление CFD-решателя).

Скорость изменения объема пузырьков рассчитывается следующим образом:

$$\frac{dV_B}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{4}{3} \pi R_B^3 \right) = \pi R_B^2 \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_f}}$$

а скорость изменения массы пузырька равна:

$$\frac{dm_B}{dt} = \rho_g \frac{dV_B}{dt} = \pi R_B^2 \rho_g \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_f}}$$

Если N_B – количество пузырьков в единице объема, объемную долю r_g можно выразить как:

$$r_g = V_B N_B = \frac{4}{3} \pi R_B^3 N_B$$

а общая скорость межфазного массопереноса на единицу объема равна

$$\dot{m}_{fg} = N_B \frac{dm_B}{dt} = \frac{3\rho_g r_g}{R_B} \sqrt{\frac{2}{3} \frac{P_v - P}{\rho_f}} \quad (2.3)$$

Это выражение получено в предположении роста пузырьков (испарения). Для конденсации (2.3) можно обобщить следующим образом:

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3\rho_g r_g}{R_B} \sqrt{\frac{2|P_v - P|}{3\rho_f}} \operatorname{sgn}(P_v - P) \quad (2.4)$$

где F – эмпирический коэффициент, который может различаться для конденсации и испарения, предназначенный для учета того факта, что они могут происходить с разной скоростью (конденсация обычно происходит значительно медленнее, чем испарение). Хотя уравнение (2.4) было обобщено для испарения и конденсации, его можно дополнительно оптимизировать для процесса испарения. Испарение начинается в местах зарождения (чаще всего неконденсирующихся газов) и r_g в (2.4) заменяется на $1 - r_g$, что дает

$$\dot{m}_{fg} = F \frac{3r_{nuc}\rho_g(1 - r_g)}{R_B} \sqrt{\frac{2|P_v - P|}{3\rho_f}} \operatorname{sgn}(P_v - P)$$

где r_{nuc} – объемная доля центров зародышеобразования. Уравнение (2.4) сохраняется в случае конденсации, а R_B представляет собой радиус кавитационных пузырьков при зародышеобразовании.

Для численного решения основных уравнений использовался пакет программ ANSYS Workbench 23. Расчетная область показана на рис. 2а. Геометрические и гидродинамические параметры менялись в соответствии с учетом трех типов испытательных камер, которые использовались в физическом эксперименте (рис. 1б). Область моделирования включает: вход в сопло-кавитатор 1 (рис. 2а), стенки корпуса 2, выходы потока 3, стенку 4, выполняющую роль жесткой поверхности 10 на рис. 1. Дополнительная длина входа не рассматривалась. В качестве входных условий использовалась нормальная ориентация потока

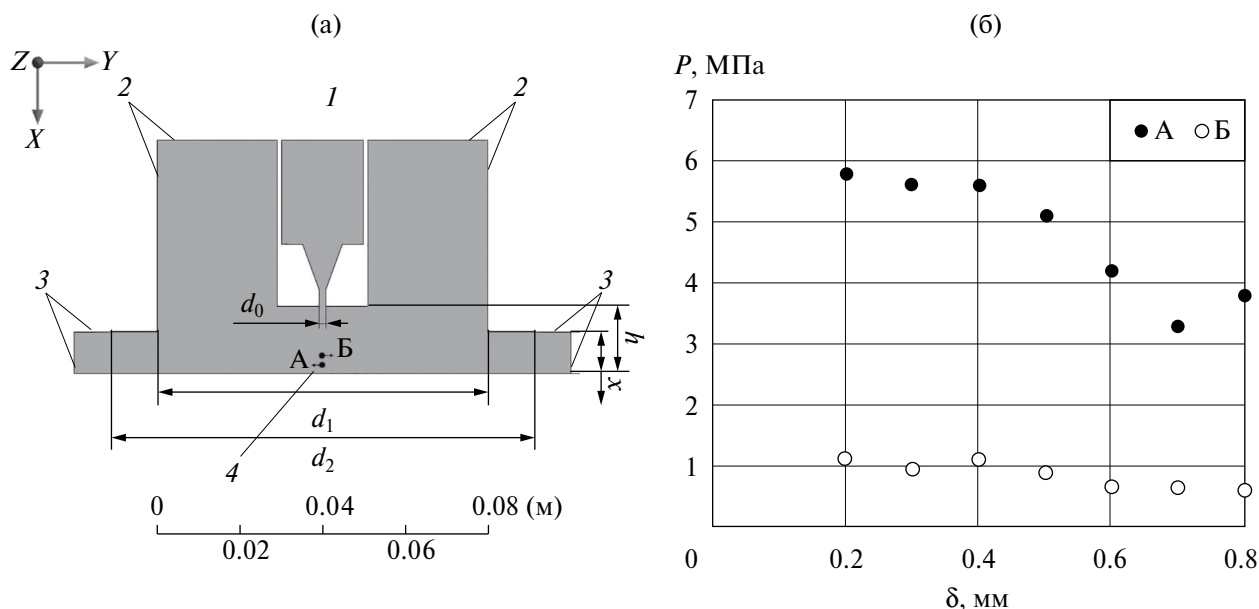


Рис. 2. Геометрия и размеры области моделирования (а); проверка независимости результатов от размера ячейки (б).

с нулевым уклоном. В отличие от экспериментальной установки в рамках численного моделирования вводилось расстояние x от корпуса устройства до поверхности присасывания 4 (рис. 2а).

Решение задачи на основе метода конечных объемов проводилось в два этапа. На первом этапе было получено конвергентное решение с выключенной кавитационной моделью, затем данные были импортированы в дублированный решатель, и проведен анализ кавитационного течения. В качестве жидкости использовалась вода (несжимаемая жидкость в условиях изотермического течения) с опорным давлением 1 атм при 25°C. Давление на входе $P_0=0.5\text{--}20$ МПа, на выходе равнялось опорному. Основным диаметр пузырьков пара в уравнении Рэлея–Плессета выбран $R_B = 2 \cdot 10^{-6}$ м, давление насыщенных паров с учетом температуры моделируемой жидкости 25°C $P_v = 3170$ Па. Остальные параметры моделирования, выбранные по умолчанию, считаются стандартными для большинства кавитационных течений.

Было проведено исследование расчетной сетки для определения размера ячеек δ , при котором дальнейшее его уменьшение не влияет на результаты моделирования (рис. 2б). Для сравнения использовалось статическое давление P в двух точках “А” и “Б” (рис. 2а). Результаты расчетов показали, что давление в этих точка не зависит от размера ячейки сетки при $\delta < 0.5$ мм. Для стабилизации результатов размер ячейки сетки был уменьшен до $\delta = 0.4$ мм. В среднем расчетная сетка состояла из 0.5 млн элементов.

3. РЕЗУЛЬТАТЫ И ОБСУЖДЕНИЕ

На рис. 3 показаны экспериментальные и численные зависимости силы присасывания F_w устройства 9 (рис. 1а) от расстояния h между соплом-кавитатором и жесткой поверхностью для трех диаметров цилиндрического корпуса d_1 .

График зависимости имеет максимум. Следовательно, существует оптимальное расстояние h для различных размеров области, ограждающей кавитирующую струю. На величину максимального значения силы отрыва также влияет внутренний диаметр цилиндрического корпуса d_1 . При указанном давлении на входе и геометрии сопла-кавитатора $d_1=80$ мм обеспечивал большую F_w , чем $d_1=60$ мм и $d_1=100$ мм.

Наличие силы присасывания подтверждает численное моделирование кавитирующей струи (рис. 3б). Кроме того, наблюдается максимальное значение F_w для каждого диаметра d_1 корпуса ограничивающего цилиндра. Однако спад силы F_w с увеличением h не такой стремительный, как при экспериментальном измерении. Отличие в характере кривых (рис. 3) связано с расстоянием x от основания корпуса до поверхности присасывания (рис. 2а). При численном моделировании x имеет постоянное значение,

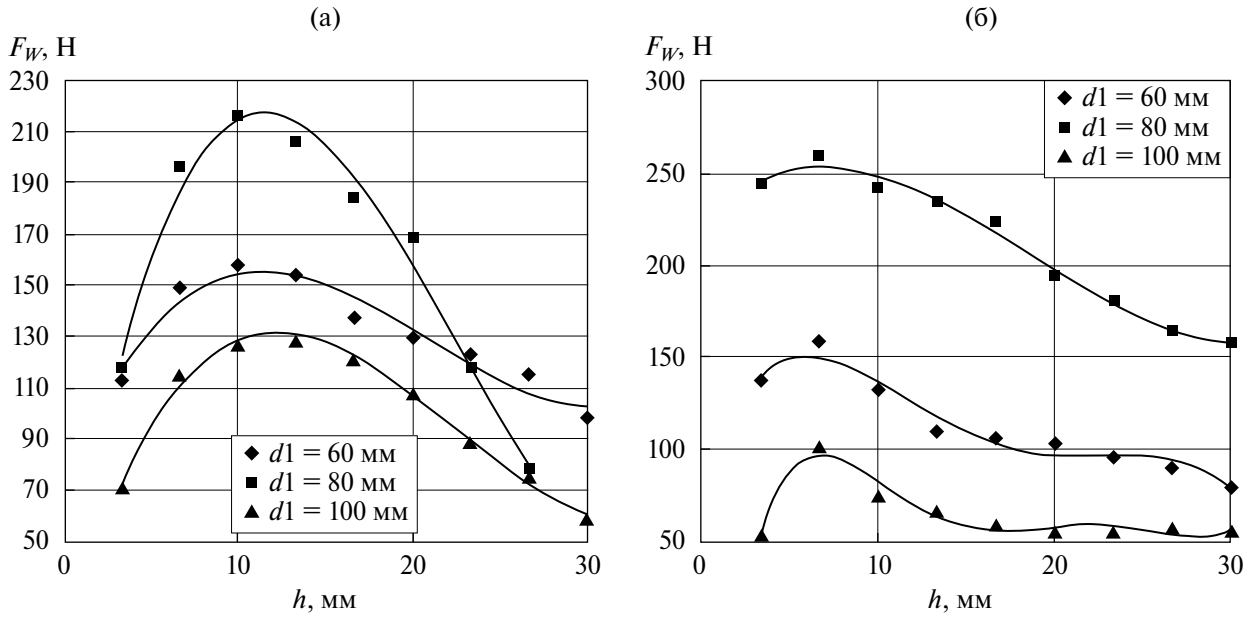


Рис. 3. Экспериментальная (а) и численная (б) зависимость силы отрыва F_w от расстояния h при разных значениях диаметра цилиндрического корпуса d_1 .

а решатель показывает результирующую силу, действующую на плоскость стенки 4 модели (рис. 2а). В процессе физического эксперимента x величина переменная. Момент отрыва корпуса происходит на различном расстоянии от металлической поверхности, определить которое затруднительно. Численное моделирование позволяет определить F_w на заданном расстоянии x . Результаты вычисления показаны на рис. 4а. Расстояние между соплом-кавитатором и поверхностью во всех расчета $h = 6$ мм соответствовало максимуму F_w на рис. 3б.

Из графиков (рис. 4а) следует, что F_w слабо меняется в определенном интервале x . Таким образом, для заданного значения входного давления P_0 геометрии сопла-кавитатора и корпуса, ограничивающего кавитирующую струю, существует интервал x , в котором F_w остается постоянной. Превышение определенного значения x приводит к быстрому снижению F_w и отрыву корпуса устройства от поверхности.

Величина $P_0=10$ МПа, выбрана с учетом характеристик плунжерного насоса в физическом эксперименте, не является оптимальной с точки зрения достижения максимальной силы присасывания цилиндра заданной геометрии (рис. 4б). Отрицательной F_w на графике является сила отталкивания, которая возникает после затухания кавитации. Уменьшение P_0 до 5 МПа при $h = 6$ мм приводит к повышению F_w . По всей видимости, $P_0=5$ МПа является пороговым значением зарождения кавитационной каверны, для используемой геометрии сопла-кавитатора и расхода насоса.

Для визуализации процесса кавитации были выполнены эксперимент и фотосъемка при отсутствии ограничивающего корпуса 14 (рис. 1б). На рис. 5а показан вид истечения затопленной струи в режиме кавитации на твердую поверхность. Вода поступает от высоконапорного насоса в сопло-кавитатор и при истечении в затопленное пространство образует каверну со скоплением огромного количества газопаровых пузырьков. В растекающемся по жесткой поверхности потоке образуется область с давлением ниже давления в затопленном пространстве и ниже атмосферного давления.

Конфигурация кавитационной каверны, полученной в эксперименте, качественно совпадает с результатами численного моделирования (рис. 5б). Представленное на рис. 5б распределение паровой фазы показано при наличии стенок корпуса. При помещении в ограничивающий цилиндр кавитирующей струи часть растекающегося потока не выходит в затопленное пространство, а образует кавитационные вихри внутри корпуса. Таким образом, возникает отрицательное давление, которое и вызывает эффект присасывания корпуса к твердой поверхности. В данной работе отрицательным считается давление ниже нормального атмосферного или опорного давления при численном моделировании. При

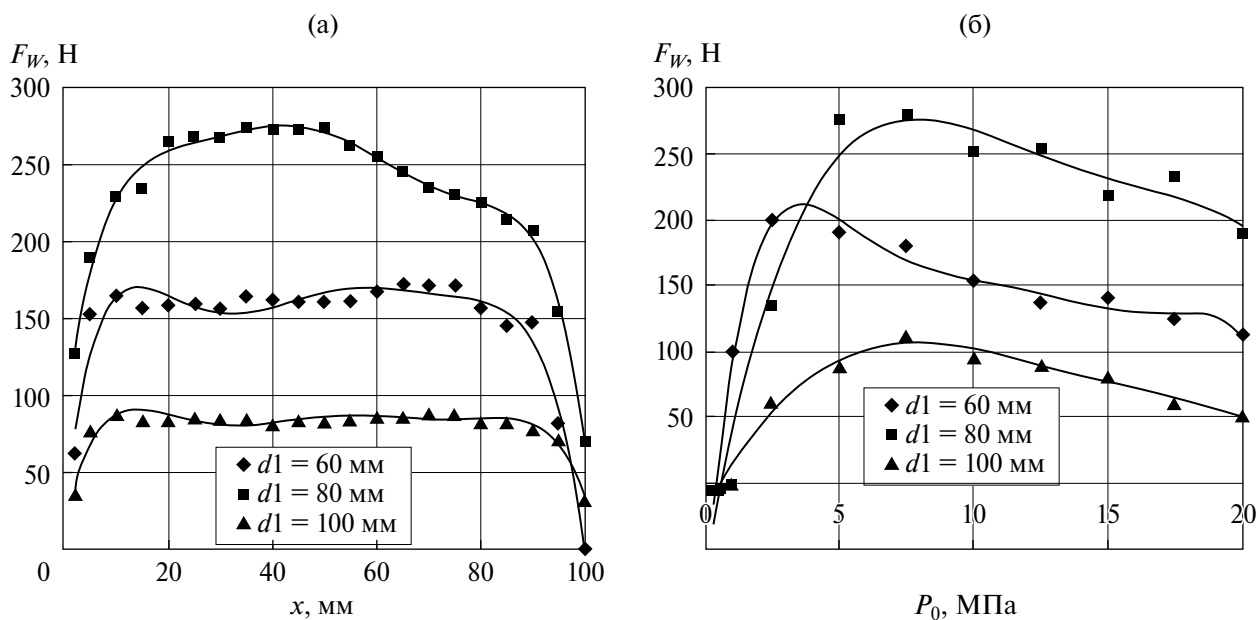


Рис. 4. Зависимость силы отрыва F_w от расстояния x (а) и давления на входе P_0 (б) при разных значениях диаметра цилиндрического корпуса d_1 .

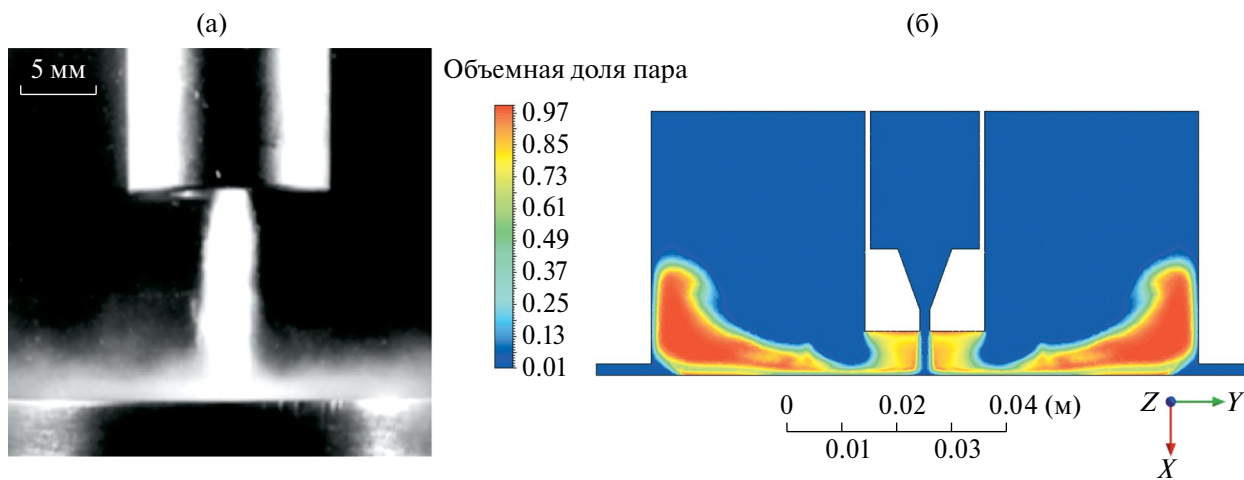


Рис. 5. Фото истечения струйного кавитационного затопленного потока из сопла-кавитатора на поверхность (а); распределение объемной доли паровой фазы внутри корпуса устройства (б).

погружении на глубину эффект присасывания будет усиливаться за счет увеличения давления в затопленном пространстве.

4. ФИЗИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Наличие отрицательно давления подтверждает зависимость статического давления $P = f(y)$ (рис. 6). Результаты получены для трех значений h на прямой Oy (рис. 5б), которая расположена на расстоянии 0.1 мм от поверхности присасывания. Начало координат совпадает с точкой пересечения оси струи и прямой Oy . В центре жесткой поверхности наблюдается пик положительных значений P_{max} . При малых h координата y перехода к отрицательному давлению совпадает с радиусом цилиндрического участка

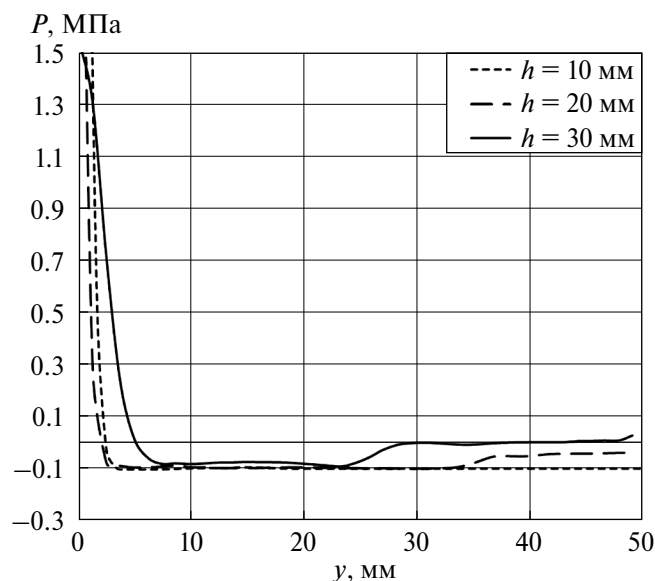


Рис. 6. Зависимость статического давления P от координаты y при разных значениях расстояния h .

сопла-кавитатора. С увеличением h максимальное значение P_{\max} становится ниже, а координата y больше. Кавитация зарождается на срезе цилиндрического участка и корпуса сопла-кавитатора. Из-за близкого расположения преграды к потоку кавитационная каверна не успевает сомкнуться. Поэтому в центре поверхности давление остается положительным. Растекание кавитационных пузырьков приводит к переходу давления к отрицательным значениям и появлению зоны разряжения вдоль поверхности. При малых значениях h радиус этой зоны совпадает с радиусом цилиндрического корпуса. Кавитационные пузырьки достигают выхода жидкости из-под ограничивающего струю устройства. Увеличение h приводит к неполному покрытию поверхности кавитационной каверной. Пузырьки схлопываются, не достигая выхода устройства, что вызывает повышение давления и обратный переход к положительному значению (рис. 6).

Аналогична зависимость статического давления при увеличении x , когда осуществляется подъем устройства. Эффект присасывания является результатом превышения силы, возникающей под действием отрицательного давления над силой положительного давления.

По такому же физическому принципу можно объяснить существование оптимального диаметра корпуса d_1 . Сила присасывания прямо пропорциональна площади поверхности, где давление отрицательно. Уменьшение d_1 приводит к снижению F_w , что подтверждается результатами физического и численного эксперимента ($d_1 = 60$ мм на рис. 3). Если d_1 превышает определенное значение, то кавитационные пузырьки схлопываются раньше, чем достигнут выхода устройства. Следовательно, появляется зона, где статическое давление имеет положительное значение и F_w снижается.

К положительной части давления на поверхность под корпусом относится и центральный пик, обусловленный прямым воздействием струи (рис. 6). Затопленная струя является источником кавитационного и динамического воздействия на поверхность. Зарождение гидродинамической кавитации стремительный процесс, возникающий при снижении статического давления в потоке, ниже давления насыщенного пара жидкости при данной температуре. Переход определяется величиной входного давления P_0 . Преодоление порогового значения приводит к мгновенному росту кавитационной и падению динамической составляющей. Однако кавитация потока ограничена геометрией сопла-кавитатора. После достижения определенного объема и концентрации пара рост кавитационной каверны замедляется при увеличении P_0 . Вместе с тем, увеличивается динамическое воздействие струи и значение P_{\max} , что вызывает снижение F_w (рис. 4б).

Очевидно, что количественные значения силы F_w будут отличаться, если использовать иные геометрические размеры и форму сопла-кавитатора и ограничивающего корпуса. Варьируя набор параметров,

при заданных гидродинамических характеристиках насоса, возможно достигнуть баланса между величиной силы F_w и расстоянием x , которое будет постоянно, независимо от свойств и шероховатости поверхности присасывания.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Методами физического и численного эксперимента исследовано явление возникновения силы присасывания корпуса, ограничивающего затопленную кавитирующую струю к твердой поверхности. Показано существование оптимальной величины внутреннего диаметра корпуса устройства для достижения максимальной силы присасывания при заданном входном давлении и геометрии сопла-кавитатора. Исследовано распределение статического давления вдоль поверхности присасывания. Обнаружено, что эффект присасывания является результатом привышения силы отрицательного давления над положительным. Увеличение расстояния от среза сопла-кавитатора до поверхности или отклонение внутреннего диаметра корпуса от оптимального являются причиной снижения и исчезновения эффекта присасывания. Выявленный в работе эффект может быть использован при разработке инновационных приложений в морской индустрии, бурении, металлургии и даже медицине.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Родионов В.П.* Струйная суперкавитационная эрозия. Краснодар: ГОУВПО КубГТУ, 2005. 223 с.
2. *Старовойтов П.П., Уколов А.И., Родионов В.П.* Инновационный инструмент подводной очистки // Вестник КГМУ. Сер. Морские технологии. 2019. № 4. С. 105–117.
3. *Родионов В.П.* Суперкавитационная струйная экотехнология водолазных работ. Краснодар: ГОУВПО КубГТУ, 2015. 160 с.
4. *Родионов В.П., Герасимов В.И.* Технологии очистки поверхностей корпусов судов от наслоений и обрастаний. М.: Эдитус, 2022, 190с.
5. *Chena F., Wanga H., Yin S., Huang S., Tang Q., Luo H.* Cavitation water-suction polishing of metallic materials under negative-pressure effect // J. Mater. Process. Technol. 2019. V. 273. P. 116257. doi:10.1016/j.jmatprotec.2019.116257.
6. *Ma X., Meng X., Wang Y., Peng X.* Suction effect of cavitation in the reverse-spiral-grooved mechanical face seals // Tribol. Int. 2019. V. 132. P. 142–153. doi:10.1016/j.triboint.2018.12.022
7. *Cross A.T., Sadeghi F., Cao L.J., Rateick R.G., Rowan S.* Flow visualization in a pocketed thrust washer // Tribol. Trans. 2012. V. 55. № 5. P. 571–581. doi:10.1080/10402004.2012.681343
8. *Zhang J., Meng Y.* Direct observation of cavitation phenomenon and hydrodynamic lubrication analysis of textured surfaces // Tribol. Lett. 2012. V. 46. № 2. P. 147–158. doi:10.1007/s11249-012-9935-6
9. *Санкин Г.Н., Малых Н.В.* Сила, действующая на цилиндр при ультразвуковой кавитации // ЖТФ. 2005. Т. 75. № 7. С. 101–105.
10. *Валюхов С.Г., Крестинин А.В., Галдин Д.Н., Баранов С.С.* Оптимизационное проектирование проточной части магистрального нефтяного насоса с использованием TURBO инструментов ANSYS // *Насосы. Турбины. Системы.* 2015. Т. 14. № 1. С. 56–68.
11. *Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi T.* Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model // Eur. J. Mech. B Fluids. 2017. Vol. 61. № 2. P. 263–270. doi.org/10.1016/j.euromechflu.2016.09.001
12. *Уколов А.И., Родионов В.П., Старовойтов П.П.* Моделирование колеса центробежного насоса с максимальным эффектом кавитации // Научно-технический вестник ИТМО. 2017. Т. 17. № 5. С. 910–919. doi: 10.17586/2226-1494-2017-17-5-910-919
13. *Bakir F., Rey R., Gerber A.G., Belamri T., Hutchinson B.* Numerical and experimental investigations of the cavitating behavior of an inducer // Int. J. Rotating Machinery. 2004. V. 10. P. 15–25. doi: 10.1080/10236210490258034
14. *Уколов А.И., Родионов В.П.* Верификация результатов численного моделирования и экспериментальных данных влияния кавитации на гидродинамические характеристики струйного потока // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2018. № 4. Т. 79. С. 102–114. doi:10.18698/1812-3368-2018-4-102-114

15. *Charriere B., Goncalves E.* Numerical investigation of periodic cavitation shedding in a Venturi // *Int. J. Heat Fluid Flow.* 2017. V. 64. P. 41–54.
doi.org/10.1016/j.ijheatfluidflow.2017.01.011
16. *Omelyanyuk M., Pakhlyan I., Ukolov A., Bukharin N., El Hassan M.* Experimental and numerical study of cavitation number limitations for hydrodynamic cavitation inception prediction // *Fluids.* 2022. V. 7. № 6. P. 198.
doi:10.3390/fluids7060198
17. *Wang X., Chen Y., Li M., Xu Y., Wang B., Dang X.* Numerical investigation of the cavitation performance of annular jet pumps with different profiles of suction chamber and throat inlet // *Eng. Appl. Comput. Fluid Mech.* 2020. V. 14. № 1. P. 1416–1428.
doi:10.1080/19942060.2020.1824875
18. *Menter F.R.* Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications // *AIAA J.* 1994. V. 32. P. 1598–1605.
doi:10.2514/3.12149

Experimental and Numerical Investigation of the Cavitation-Induced Suction Effect

A. I. Ukolov* and V. P. Rodionov **

Kerch State Naval Technological University, Kerch, 298309 Russia

**e-mail: ukolov_aleksei@mail.ru*

***e-mail: vik-rodio@yandex.ru*

The generation of the suction force between a rigid cylindrical frame constricting a submerged cavitating jet and a solid surface is considered. The separation force needed to overcome the suction effect is experimentally determined in a specially developed setup. The dependences of the suction force on the frame diameter and the distance from the nozzle cavitator are obtained using numerical modeling. The volume fraction of the vapor phase inside the frame and the static pressure along the suction surface are calculated. The mechanism of the appearance of the effect and the criteria of its vanishing are explained on the basis of the data obtained.

Keywords: cavitation, pressure, suction, submerged jets, modeling.