

УДК 532.542.1

ПАРАМЕТРИЧЕСКИЙ RANS РАСЧЁТ КАВИТАЦИОННОГО ТЕЧЕНИЯ В КАНАЛЕ КЛЕТКИ РЕГУЛИРУЮЩЕГО КЛАПАНА

© 2023 Е. И. Иващенко^{1,2а}, В. А. Иващенко^{1,2}, И. А. Плохих^{1,2},
А. Р. Марданов³, И. А. Мелемчук³, Н. К. Пименов³,
Р. И. Мулладжанов^{1,2}

¹Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН,
просп. Акад. Лаврентьева, 1, г. Новосибирск 630090, Россия,

²Новосибирский государственный университет,
ул. Пирогова, 1, г. Новосибирск 630090, Россия,

³ООО «Инженерно-производственный центр ОКАН»,
ул. Воздухоплавательная, 19а, г. Санкт-Петербург 196084, Россия

E-mail: edauengauer@mail.ru

Поступила в редакцию 21.09.2022 г.; после доработки 21.09.2022 г.;
принята к публикации 29.09.2022 г.

Исследовано кавитационное течение в канале, который является прототипом клетки регулирующего клапана. Средние поля скорости, давления и коэффициента паросодержания, полученные методом RANS в открытом вычислительном пакете OpenFOAM, хорошо совпадают с данными, полученными в закрытом пакете Ansys Fluent. Реализован компьютерный код, который позволил получить большое количество конфигураций геометрии клетки регулирующего клапана, для которых были проведены RANS расчёты с целью формирования обширной базы данных.

Ключевые слова: кавитация, RANS, клетка регулирующего клапана.

DOI: 10.33048/SIBJIM.2023.26.107

ВВЕДЕНИЕ

Регулирующие клапаны, задачей которых является обеспечение определённого режима течения (перепада давления и расхода), являются неотъемлемой частью многих промышленных устройств. К примеру, такие клапаны используются в большинстве производственных процессов (в нефтегазовой отрасли, на атомных и тепловых станциях), где необходимо плавно снижать высокое входное давление. Характерный внешний вид этого устройства представлен на рис. 1(а). Основными действующими частями клапана являются золотник и клетка. Золотник регулирует сечение клетки, через которое проходит поток жидкости, а сама клетка является сопротивлением для потока. На характеристики потока можно влиять как с помощью изменения геометрии клетки, так и с помощью изменения эффективного сечения клетки опусканием или поднятием золотника.

Вследствие высокой значимости данных устройств и широкой области их применения в литературе имеются как экспериментальные [1, 2], так и численные [3, 4] исследования течения в регулирующих клапанах. Отдельное внимание при этом всегда уделяется структуре клетки клапана. Это объясняется тем, что для конкретного класса задач подбирается соответствующий вид регулирующего клапана согласно эксплуатационным требованиям. Основной

проблемой в таких клапанах является возникновение кавитации вследствие сильного локального падения давления в некоторых областях клетки, что приводит к её механическому разрушению и не прогнозируемым характеристикам течения внутри. Таким образом, становится понятно, что конкретные приложения требуют особого внимания при проектировании регулирующего клапана.

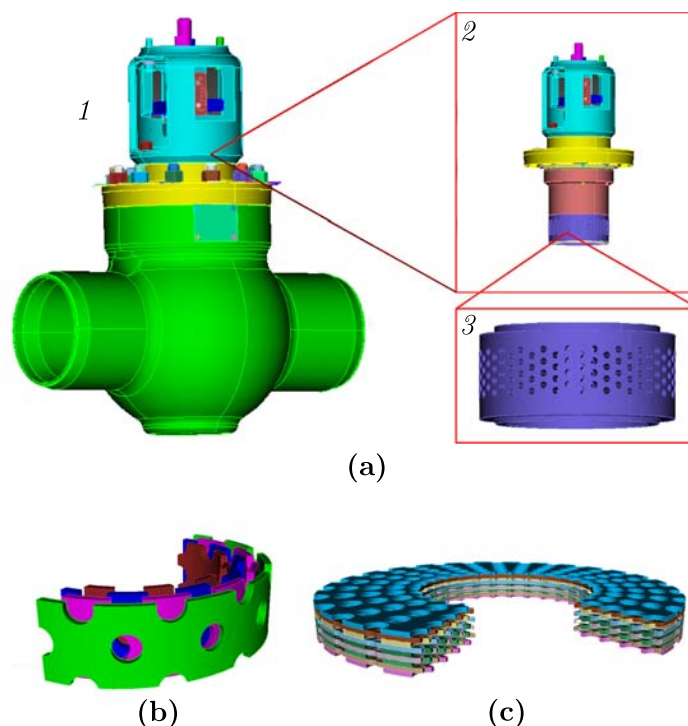


Рис. 1. Схема устройства регулирующего клапана (а): общий вид клапана (1), внутреннее строение клапана (2), клетка (3); клетка регулирующего клапана двух типов (b) и (c)

Обычно клетка регулирующего клапана состоит из нескольких цилиндров, вставленных друг в друга (см. рис. 1(b)). Жидкость перемещается от одного цилиндра к другому и постепенно сбрасывает давление в течение всего количества ступеней. При таком постепенном сбросе давления вероятность возникновения кавитации снижается. Встречаются и более сложные, но эффективные решения, которые представляют собой некое подобие лабиринтов, составленных из дисков (рис. 1(c)). При этом изменение радиуса отверстий, их положения или же толщины дисков позволяет получить различные варианты клетки. Чтобы оценить вклад различных геометрических особенностей клетки регулирующего клапана, необходимо провести анализ локального поля течения для различных конфигураций. Для решения данной задачи предлагается с помощью методов вычислительной гидродинамики и машинного обучения решить параметрическую задачу по поиску оптимальной геометрии клетки клапана, позволяющей поддерживать докавитационные режимы течения в рабочем диапазоне входного давления и расхода скорости.

1. ЧИСЛЕННЫЕ МЕТОДЫ

В рамках данной работы исследуется влияние геометрии клетки клапана на характеристики течения на примере некоторой модельной задачи (см. рис. 2), которая является прототипом структуры реальной клетки клапана и представляет собой четверть круглой трубы, через которую подаётся поток воды при заданной разнице давлений и попадает в область, состоящую из двух рядов цилиндров различного радиуса.

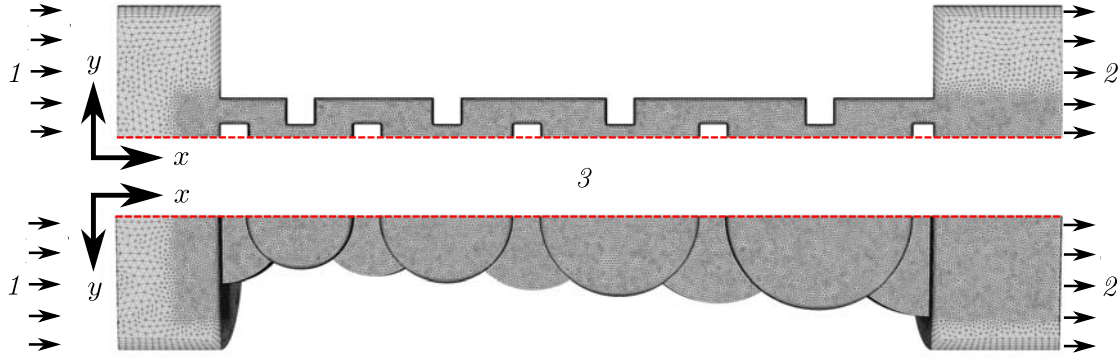


Рис. 2. Пример вычислительной области: вход (1), выход (2); красной пунктирной линией обозначены поверхности с условием симметрии (3)

Вариации геометрии были реализованы при помощи сеткопостроителя Gmsh [5], управляемого компьютерной программой, написанной на языке Python. При построении менялись следующие параметры цилиндров (см. рис. 3): высота канала H от 2 до 8 мм, радиус R_i от 3 до 80 мм, количество каналов и расстояние между ними от 2 до 4 мм. При этом соблюдались следующие технические ограничения: первое и последнее расстояние от круглого канала X_i не должно быть меньше 3 мм, радиус цилиндров всегда должен расти ($R_i < R_{i+1}$) и последний цилиндр должен пересекаться с круглой трубой не менее чем на $0.2R_{\text{last}}$. Полученный таким образом набор геометрий составил около 3500 экземпляров, что является достаточным количеством для реализации базы данных, представляющей собой результаты численного моделирования течения жидкости в тестовом канале. В дальнейшем с целью ускорения процесса решения задачи оптимизации геометрии полученная база данных будет использована для обучения нейронной сети [6, 7].

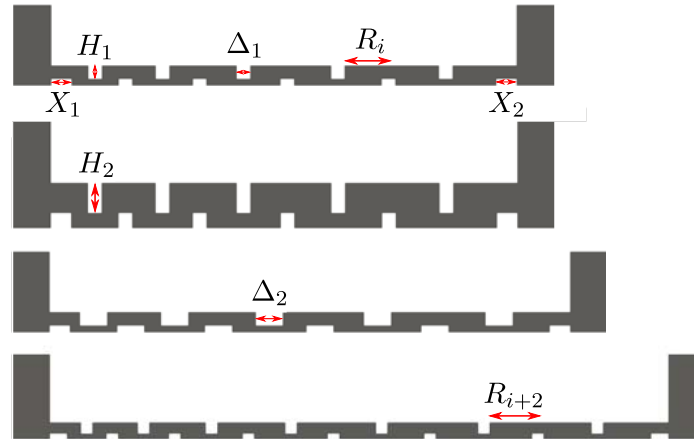


Рис. 3. Варианты геометрии клетки регулирующего клапана, демонстрирующие параметры, которые изменялись в ходе реализации базы данных

Для создания базы данных, обучающей нейросеть, решаются усреднённые по Рейнольдсу уравнения Навье — Стокса для случая переменной плотности в рамках метода объёма жидкости (VOF, от англ. Volume-of-fluid) согласно [8–10]:

$$\frac{\partial(\bar{\rho}\hat{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\hat{u}_i\hat{u}_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial\hat{\sigma}_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial\hat{\tau}_{ij}}{\partial x_j}, \quad (1)$$

$$\frac{\partial\bar{\rho}}{\partial t} + \frac{\partial(\bar{\rho}\hat{u}_j)}{\partial x_j} = 0, \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho_v \bar{\alpha})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho_v \bar{\alpha} \hat{u}_j)}{\partial x_j} = \bar{R}, \quad (3)$$

где уравнение

$$\hat{\sigma}_{ij} = \bar{\mu} \left(\frac{\partial \hat{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \hat{u}_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial \hat{u}_k}{\partial x_k} \right) \quad (4)$$

представляет собой тензор вязких напряжений, символ Кронекера δ_{ij} , символы ρ и μ обозначают плотность и динамическую вязкость, τ_{ij} — симметричный тензор второго ранга, который называется напряжением Рейнольдса, а $\bar{R}$ описывает фазовый переход. Давление p и три компоненты вектора скорости $\mathbf{u} = (u_1, u_2, u_3)$ зависят от времени t и пространственных координат $\mathbf{x}$. Символ $\bar{u}_i$ обозначает поле, усреднённое по Рейнольдсу (RANS, от англ. Reynolds-averaged Navier—Stokes equations). Идея данного подхода заключается в представлении поля скорости и давления в виде суммы усреднённой по ансамблю (отмечено линией сверху) и пульсационной компоненты (отмечено штрихом) [8]: $\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} + \mathbf{u}'$ и $p = \bar{p} + p'$. Символ $\hat{u}_i$ соответствует усреднённой по Фавру величине, т. е. $\hat{u}_i = \bar{\rho} \bar{u}_i / \bar{\rho}$. Для замыкания уравнений используется гипотеза Буссинеска и улучшенная $k - \varepsilon$ модель (Realizable $k - \varepsilon$):

$$\bar{\tau}_{ij} - \frac{1}{3} \bar{\tau}_{kk} \delta_{ij} = -2\nu_t \bar{S}_{ij}, \quad \nu_t = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon}, \quad \bar{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \hat{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \hat{u}_j}{\partial x_i} \right), \quad (5)$$

$$\frac{d(\rho k)}{dt} = \nabla \cdot (\rho D_k \nabla k) + P - \rho \varepsilon, \quad (6)$$

$$\frac{d(\rho \varepsilon)}{dt} = \nabla \cdot (\rho D_\varepsilon \nabla \varepsilon) + \frac{C_1 \varepsilon}{k} P - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k}, \quad (7)$$

где P — производство турбулентной кинетической энергии k , ε — скорость диссипации турбулентной кинетической энергии, ν_t — турбулентная вязкость, S_{ij} — тензор скоростей деформации, $D_k = \nu + \nu_t$ и $D_\varepsilon = \nu + \nu_t / \sigma_\varepsilon$ — коэффициенты диффузии, коэффициент $C_1 = \max\{0.43, \eta/(\eta + 5)\}$, при этом $\eta = S k / \varepsilon$, $S = \sqrt{2 S_{ij} S_{ij}}$, а $C_\mu = 0.09$, $C_2 = 1.92$ и $\sigma = 1.3$ — эмпирические коэффициенты модели. Все предположения, упрощающие уравнения (1)–(3), подробно описаны в нашей недавней работе (см. [10]).

Согласно методу VOF предполагается, что жидкая фаза и пар, который присутствует в кавитационном пузыре, представляют собой однородную смесь:

$$\bar{\rho} = \bar{\alpha} \rho_v + (1 - \bar{\alpha}) \rho_l, \quad \bar{\mu} = \bar{\alpha} \mu_v + (1 - \bar{\alpha}) \mu_l, \quad (8)$$

где нижние индексы l и v обозначают жидкую и паровую фазы соответственно. Коэффициент объёмного паросодержания $\bar{\alpha}$ изменяется от нуля для жидкой фазы до единицы для пара. Для моделирования фазовых переходов член $\bar{R}$ выражается с помощью модели Шнерра — Сауэра [11]:

$$\bar{R} = \frac{\rho_v \rho_l}{\bar{\rho}} \bar{\alpha} (1 - \bar{\alpha}) \frac{3}{R_b} \text{sign}(p_v - \bar{p}) \sqrt{\frac{3}{2} \frac{|p_v - \bar{p}|}{\rho_l}}, \quad (9)$$

$$R_b = \left(\frac{3}{4\pi} \frac{1}{n_0} \frac{\bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} \right)^{1/3}, \quad (10)$$

где $n_0 = 1.0 \times 10^{11}$ — эмпирический параметр, соответствующий концентрации пузырьков в единице объёма жидкости, выбран в соответствии с режимом течения, R_b — характерный радиус пузыря, p — давление жидкой фазы на большом расстоянии от пузыря, p_v — давление насыщенного пара. Таким образом, источниковый член является положительным при $p > p_v$, что приводит к зарождению кавитации.

Для проведения RANS расчётов использовался вычислительный код OpenFOAM [12], основанный на методе конечных объёмов (FVM, от англ. Finite volume method). В основе этого метода лежит разбиение расчётной области на многогранники, при этом уравнения движения записываются в интегральной форме. Пространственная дискретизация диффузионного слагаемого в уравнении (1) осуществляется при помощи центрально-разностной схемы второго порядка. Конвективный член дискретизируется с использованием линейной противопоточной схемы второго порядка точности [13]. Для связи скорости и давления используется схема PISO, состоящая из предиктора и корректора [14–16].

Для верификации выбранных численных методов был проведён расчёт потока в тестовой конфигурации (см. рис. 2) при заданной разнице давлений $\Delta P = 172$ кПа, давлении насыщенных паров $P_{\text{vap}} = 470.331$ кПа, а также плотности $\rho_l = 916.79$ и $\rho_v = 2.669$ кг/м³ (см. таблицу).

Параметры тестового режима течения

P_{in} [кПа]	P_{out} [кПа]	P_{vap} [кПа]	ρ_l [кг/м ³]	ρ_v [кг/м ³]
650	478	470.331	916.79	2.669

Длина всего канала составляет $130.75 \times H$, высота одного слоя цилиндров $H = 1$ мм, радиусы R_i цилиндров от 2.5 до 3.75 мм, расстояние между ними $\Delta = 1$ мм. Было проведено исследование сходимости решения для трёх вычислительных сеток: 0.8×10^6 , 1.3×10^6 , 1.5×10^6 . На рис. 4 продемонстрированы профили продольной компоненты скорости, рассматриваемые в сечении $x = 0.026$ м.

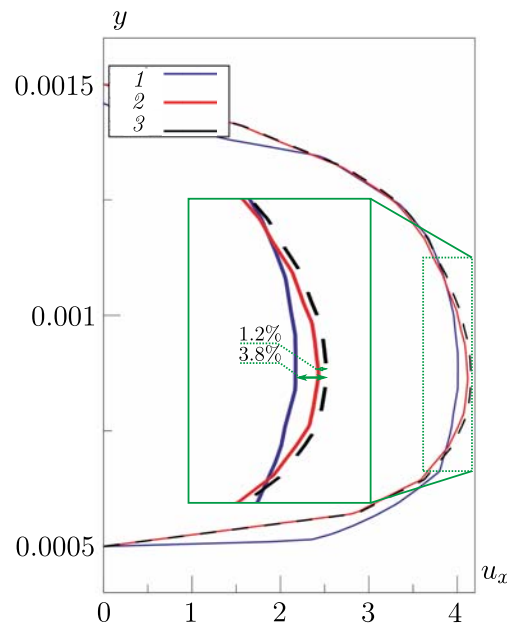


Рис. 4. Сравнение профилей продольной компоненты скорости u_x для трех вычислительных сеток: 0.8×10^6 (1), 1.3×10^6 (2), 1.5×10^6 (3), рассматриваемых в сечении $x = 0.026$ м

Проверка сеточной сходимости показала, что результаты для двух последних сеток различаются всего в 1.2 %, что является допустимым. Таким образом, вычислительная сетка состояла из 1.5×10^6 вычислительных узлов. Для скорости на стенках задавалось условие прилипания, для выходной поверхности — условие Неймана. На входной и выходной поверхностях, которые представляют собой четверть окружности, задавалось давление $P_{\text{in}} = 650$ кПа

и $P_{\text{out}} = 478$ кПа соответственно. Скорость на входной поверхности задаётся согласно разнице давления ΔP . На нижней и боковой поверхностях задавалось условие симметрии.

2. РЕЗУЛЬТАТЫ ЧИСЛЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

На рис. 5 показано сравнение полученных в ходе RANS расчёта данных при помощи пакета OpenFOAM с данными такого же RANS расчёта, полученного при помощи пакета Ansys Fluent [17].

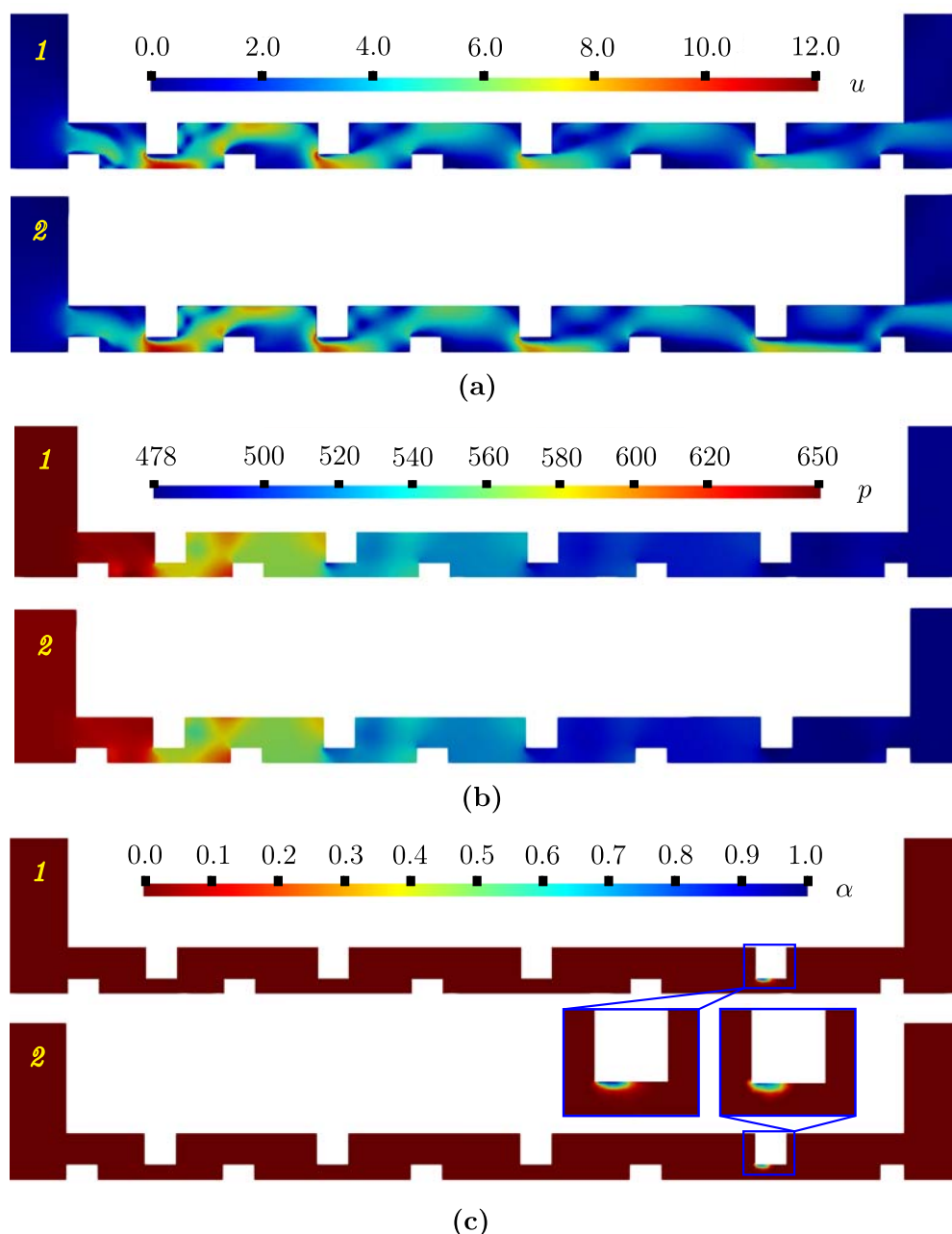


Рис. 5. Сравнение полей:
 амплитуды скорости u , давления p , коэффициента паросодержания α ,
 полученных при помощи Ansys Fluent (1) и OpenFOAM (2)

Ansys Fluent представляет собой закрытый программный код, основанный на методе конечных элементов, который был верифицирован множеством авторов для большого класса

задач [18–21], в том числе по кавитации [22, 23].

В ходе расчёта был получен массовый расход $Q = 0.006638$ кг/с, что соответствует среднерасходной скорости $U_0 = 0.37$ м/с и согласуется с результатом в Ansys Fluent. Однако на рис. 5(а) видно, что в некоторых областях имеется некоторая несогласованность поля амплитуды скорости, что объясняется небольшими различиями в реализации $k - \varepsilon$ модели для двух вычислительных пакетов. Амплитуда скорости жидкости увеличивается в областях сужения канала. При этом в этих областях наблюдается замедление потока при увеличении радиуса цилиндров. Это происходит потому, что поток жидкости, попадая в лабиринтный канал под высоким давлением, резко ускоряется, а давление впервые снижается за счёт значительного уменьшения высоты проточного канала. При прохождении потока через первый вертикальный участок возникает небольшая зона рециркуляции вблизи угла ступени. Образование вихревой структуры приводит к увеличению локальной потери энергии и, следовательно, снижению скорости. После зоны рециркуляции скорость основного потока значительно увеличивается, из чего можно заключить, что второй раз падение давления происходит из-за наличия рециркуляционной зоны. Аналогичным образом течение ведёт себя после каждого «выступа»: скорость основного потока растёт, а давление ещё больше снижается. В итоге скорость на выходе из лабиринта оказывается гораздо выше скорости на входе при значительном уменьшении давления (см. рис. 5(б)). В целом получено хорошее сравнение для полей амплитуды скорости и давления. Для распределения коэффициента паросодержания α , представленного на рис. 5(с), наблюдается наличие кавитационного пузыря в области, предшествующей последнему цилиндру в канале. Видно, что OpenFOAM предсказывает размер, интенсивность и положение пузыря аналогично Ansys Fluent, что говорит о разумном выборе численных методов.

На рис. 6 показано как изменяется коэффициент паросодержания α при варьировании высоты H цилиндров (рис. 6(а)) и положения верхнего ряда цилиндров (рис. 6(б)) при неизменных других характеристиках.

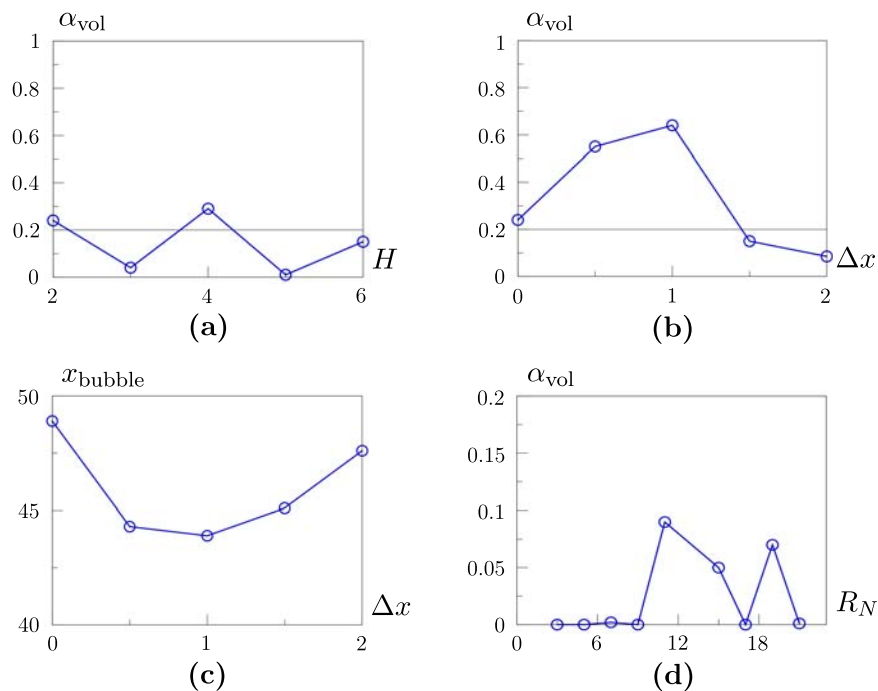


Рис. 6. Коэффициент паросодержания α как функция высоты цилиндров H (а) и положения цилиндров (б); координата кавитационного пузырька как функция положения цилиндров (с) и коэффициент паросодержания α в зависимости от количества цилиндров, расположенных по длине канала (д)

Значения $\alpha < 0.2$ расцениваются как незначительное содержание паровой фазы. Наблюдается заметное снижение паровой фазы при изменении положения цилиндров больше чем на 1 мм. Однако при изменении высоты цилиндров коэффициент паросодержания α то снижается почти до нуля, то вновь превышает пограничное значение 0.2. Так же для некоторых конфигураций не наблюдается образования кавитационных пузырей даже при увеличении количества цилиндров (рис. 6(c)), расположенных по длине канала. Более глубокий анализ взаимосвязи изменения этих параметров, а также остальных варьируемых параметров (см. рис. 3) планируется провести при помощи нейронной сети. Так же для каждой из геометрий определяется положение кавитационного пузырька (рис. 6(d)). По полученным зависимостям составлена обширная база данных, которая в дальнейшем будет использована для обучения нейронной сети решать задачу оптимизации геометрии с целью подавления кавитации.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С использованием RANS подхода проведён расчёт кавитационного течения в тестовом канале, являющемся прототипом клетки регулирующего клапана. Получено хорошее сравнение с верифицированным закрытым пакетом Ansys Fluent, что говорит о правильности выбранных численных методов. При помощи сеткопостроителя Gmsh реализовано большое количество конфигураций клетки регулирующего клапана, для которых численно решалась задача кавитационного течения. Продемонстрированы зависимости коэффициента паросодержания от изменения геометрических параметров конфигурации, таких как высота цилиндров, их положение и количество. На основе полученных данных собрана обширная база данных.

Авторы благодарны Институту теплофизики СО РАН и Новосибирскому государственному университету за предоставление вычислительных ресурсов суперкомпьютера «Каскад».

ЛИТЕРАТУРА

1. Charlton M. Cost effective manufacturing and optimal design of X-stream trims for severe service control valves: Thes... dokt. math. Univ. Huddersfield, 2014.
2. Wedzinga N.A. Design and testing of a 6 inch control valve with a multi-stage anti-cavitation trim // Student Engrg. Fluid Dynamics Univ. of Twente. Enschede, Overijssel: Twente Univ. Publ., 2015.
3. Asim T., Charlton M., Mishra R. CFD based investigations for the design of severe service control valves used in energy systems // Energy Conversion and Management. 2017. V. 153. P. 288–303.
4. Gao Z.X., Yue Y., Wu J.Y., Li J.Y., Wu H., Jin Z.J. The flow and cavitation characteristics of cage-type control valves // Engrg. Appl. Comput. Fluid Mech. 2021. V. 15, N 1. P. 951–963.
5. Сайт проекта Gmsh: <https://gmsh.info>
6. Schulman J., Wolski F., Dhariwal P., Radford A., Klimov O. Proximal policy optimization algorithms. arXiv. 2017.
7. Fujimoto S., van Hoof H., Meger D. Addressing function approximation error in actor-critic methods. arXiv. 2018.
8. Pope S. Turbulent Flows. Cambridge Univ. Press, 2000.
9. Arabnejad M., Amini A., Farhat M., Bensow R. Numerical and experimental investigation of shedding mechanisms from leading-edge cavitation // Internat. J. Multiphase Flow. 2019. V. 119. P. 123–143.
10. Ivashchenko E., Hrebtov M., Timoshevskiy M., Pervunin K., Mullyadzhanov R. Systematic validation study of an unsteady cavitating flow over a hydrofoil using conditional averaging: LES and PIV // J. Marine Sci. Engrg. 2021. V. 9, N 11. P. 1193.
11. Schnerr G. H., Sauer J. Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics // Proc. Fourth Internat. Conf. Multiphase Flow. V. 1. New Orleans, 2001. P. 1–12.
12. Сайт проекта OpenFOAM. <https://www.openfoam.com>.

13. *Warming R. F., Beam R. M.* Upwind second-order difference schemes and applications in aerodynamic flows // *AIAA J.* 1976. V. 14, N 9. P. 1241–1249.
14. *Jasak H.* Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method with Applications to Fluid Flows. London, 1996.
15. *Ferziger J.H., Perić M., Street R.L.* Computational Methods for Fluid Dynamics. V. 3. Springer-Verl., 2002. P. 196–200.
16. *Darwish M., Moukalled F.* The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics: an Advanced Introduction with OpenFOAM and Matlab. Springer-Verl., 2021.
17. Сайт проекта Ansys Fluent: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>
18. *Rybdylova O., Al Qubeissi M., Braun M., Crua C., Manin J., Pickett L. M., De Sercey G., Sazhina E. M., Sazhin S. S., Heikal M.* A model for droplet heating and its implementation into ANSYS Fluent // *Internat. Comm. Heat and Mass Transfer.* 2016. V. 76. P. 265–270.
19. *Borkowski D., Węgiel M., Ocloń P., Węgiel T.* CFD model and experimental verification of water turbine integrated with electrical generator // *Energy.* 2019. V. 185. P. 875–883.
20. *Araghi A. H., Khiadani M., Sadafi M. H., Hooman K.* A numerical model and experimental verification for analysing a new vacuum spray flash desalinators utilising low grade energy // *Desalination.* 2017. V. 413. P. 109–118.
21. *Adhikari N., Alexeenko A.* Development and verification of nonequilibrium reacting airflow modeling in ANSYS fluent // *J. Thermophys. Heat Transfer.* 2022. V. 36, N 1. P. 118–128.
22. *Kumar A., Ghobadian A., Nouri J.* Numerical simulation and experimental validation of cavitating flow in a multi-hole diesel fuel injector // *Internat. J. Engine Research.* 2022. V. 23. N 6. P. 958–973.
23. *Long Y., Deng L. F., Zhang J. Q., Ji B., Long X. P.* A new method of LES verification and validation for attached turbulent cavitating flow // *J. Hydrodynamics.* 2021. V. 33, N 1. P. 170–174.

UDC 532.542.1

PARAMETRIC RANS SIMULATION OF CAVITATION FLOW IN THE CHANNEL OF THE CONTROL VALVE CAGE

© 2023 E. I. Ivashchenko^{1,2a}, V. A. Ivashchenko^{1,2}, I. A. Plokhikh^{1,2},
A. P. Mardanov³, I. A. Melemchuk³, N. K. Pimenov³, R. I. Mullyadzhyanov^{1,2}

¹*Kutateladze Institute of Thermophysics SB RAS,
pr. Akad. Lavrentyeva 1, Novosibirsk 630090, Russia,*

²*Novosibirsk State University,
ul. Pirogova 1, Novosibirsk 630090, Russia,*

³*Engineering and production center OKAN,
ul. Vozdukhoplavatel'naya 19A, Saint-Petersburg 196084, Russia*

E-mail: edauengauer@mail.ru

Received 21.09.2022 , revised 21.09.2022 , accepted 29.09.2022

Abstract. The cavitation flow in the channel, which is the prototype of the control valve cage, has been studied. The average fields of velocity, pressure, and vapor volume fraction obtained by the RANS method by means of open source CFD software OpenFOAM are in good agreement with the data obtained in the other CFD solve — Ansys Fluent. A computer code was implemented that made it possible to obtain a large number of configurations of the geometry of the control valve cage, for which RANS calculations were carried out in order to form a comprehensive database.

Keywords: cavitation, RANS, control valve cage.

DOI: 10.33048/SIBJIM.2023.26.107

REFERENCES

1. Charlton M. Cost effective manufacturing and optimal design of X-stream trims for severe service control valves: Thes... dokt. math. Univ. Huddersfield, 2014.
2. Wedzinga N.A. Design and testing of a 6 inch control valve with a multi-stage anti-cavitation trim. Student Engrg. Fluid Dynamics Univ. of Twente Enschede. Overijssel: Twente Univ. Publ., 2015.
3. Asim T., Charlton M., Mishra R. CFD based investigations for the design of severe service control valves used in energy systems. *Energy Conversion and Management*, 2017, Vol. 153, pp. 288–303.
4. Gao Z.X., Yue Y., Wu J.Y., Li J.Y., Wu H., Jin Z.J. The flow and cavitation characteristics of cage-type control valves. *Engrg. Appl. Comput. Fluid Mech.*, 2021, Vol. 15, No. 1, pp. 951–963.
5. Project website Gmsh: <https://gmsh.info>
6. Schulman J., Wolski F., Dhariwal P., Radford A., Klimov O. Proximal policy optimization algorithms. arXiv. 2017.
7. Fujimoto S., van Hoof H., Meger D. Addressing function approximation error in actor-critic methods. arXiv. 2018.
8. Pope S. Turbulent Flows. Cambridge Univ. Press, 2000.
9. Arabnejad M., Amini A., Farhat M., Bensow R. Numerical and experimental investigation of shedding mechanisms from leading-edge cavitation. *Internat. J. Multiphase Flow*, 2019, Vol. 119, pp. 123–143.

10. Ivashchenko E., Hrebtov M., Timoshevskiy M., Pervunin K., Mullyadzhanov R. Systematic validation study of an unsteady cavitating flow over a hydrofoil using conditional averaging: LES and PIV. *J. Marine Sci. Engrg.*, 2021, Vol. 9, No. 11, pp. 1193.
11. Schnerr G. H., Sauer J. Physical and numerical modeling of unsteady cavitation dynamics. *Proc. Fourth Internat. Conf. Multiphase Flow*, Vol. 1, New Orleans, 2001.
12. Project website OpenFOAM: <https://www.openfoam.com>.
13. Warming R. F., Beam R. M. Upwind second-order difference schemes and applications in aerodynamic flows. *AIAA J.*, 1976, V. 14, No. 9, pp. 1241–1249.
14. Jasak H. Error Analysis and Estimation for the Finite Volume Method with Applications to Fluid Flows. London, 1996.
15. Ferziger J.H., Perić M., Street R.L. Computational Methods for Fluid Dynamics. V. 3. Springer-Verl., 2002. P. 196–200.
16. Darwish M., Moukalled F. The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics: an Advanced Introduction with OpenFOAM and Matlab. Springer-Verl., 2021.
17. Project website Ansys Fluent: <https://www.ansys.com/products/fluids/ansys-fluent>
18. Rybdylova O., Al Qubeissi M., Braun M., Crua C., Manin J., Pickett L. M., De Sercey G., Sazhina E. M., Sazhin S. S., Heikal M. A model for droplet heating and its implementation into ANSYS Fluent. *Internat. Comm. Heat and Mass Transfer*, 2016, Vol. 76, pp. 265–270.
19. Borkowski D., Węgiel M., Ocloń P., Węgiel T. CFD model and experimental verification of water turbine integrated with electrical generator. *Energy*, 2019, Vol. 185, pp. 875–883.
20. Araghi A. H., Khiadani M., Sadafi M. H., Hooman K. A numerical model and experimental verification for analysing a new vacuum spray flash desalinators utilising low grade energy. *Desalination*, 2017, Vol. 413, pp. 109–118.
21. Adhikari N., Alexeenko A. Development and verification of nonequilibrium reacting airflow modeling in ANSYS fluent. *J. Thermophys. Heat Transfer*, 2022, Vol. 36, No. 1, pp. 118–128.
22. Kumar A., Ghobadian A., Nouri J. Numerical simulation and experimental validation of cavitating flow in a multi-hole diesel fuel injector. *Internat. J. Engine Research*, 2022, Vol. 23, No. 6, pp. 958–973.
23. Long Y., Deng L. F., Zhang J. Q., Ji B., Long X. P. A new method of LES verification and validation for attached turbulent cavitating flow. *J. Hydrodynamics*, 2021, Vol. 33, No. 1, pp. 170–174.