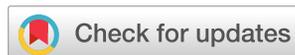


Научная статья
УДК 629.3.064.7
DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-4-562-579>
EDN: FBCWFE



ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ АВТОМОБИЛЬНОГО ТРАНСПОРТА ЗА СЧЕТ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ГИДРОДИОДОВ В ГИДРАВЛИЧЕСКИХ СИСТЕМАХ С УЧЕТОМ КАВИТАЦИОННЫХ ЯВЛЕНИЙ

К.Н. Сокирко ✉, Е.А. Павлюченко, Е.А. Лысенко
Омский государственный технический университет (ОмГТУ),
г. Омск, Россия
✉ ответственный автор
gaika-94@inbox.ru

АННОТАЦИЯ

Введение. Одним из перспективных способов уменьшения динамических нагрузок при работе гидравлических кран-манипуляторных установок является использование гидродиодов. В гидравлических системах, работающих при высоких скоростях рабочей жидкости, в гидродиоде могут возникнуть кавитационные явления, которые сопровождаются повышенным шумом и вибрацией и могут привести к разрушению гидродиода, что недопустимо. В работе проведено сравнение результатов расчета течения жидкости в проточной части вихревого гидродиода с учетом кавитационных явлений и без учета кавитационных явлений с результатами исследовательских испытаний. Представлен анализ влияния кавитации на рабочие процессы в вихревом гидродиоде для кран-манипуляторных установок.

Материалы и методы. Для изучения рабочих процессов, происходящих в рабочей камере вихревого гидродиода, были созданы модели вычислительной гидродинамики (CFD) с использованием кода FLUENT CFD. Для моделирования течения жидкости в проточной части вихревого гидродиода использовался коммерческий CFD-код ANSYS FLUENT.

Результаты. В работе проведена верификация результатов численного эксперимента с результатами исследовательских испытаний, а также количественный и качественный анализ влияния кавитации на рабочие процессы вихревого гидродиода.

Обсуждение и заключение. Установлено, что значения давления и диодности при расчетах с учетом кавитации и без учета кавитации практически не отличаются, таким образом, влияние кавитации при числах Рейнольдса $Re < 30000$ не оказывают существенного влияния на количественные значения параметров вихревого гидродиода и модуль расчета кавитации можно не использовать. Однако при более высоких значениях чисел Рейнольдса в рабочей полости вихревого гидродиода появляются кавитации, и расчетные значения параметров гидродиода без учета кавитации и с учетом кавитации существенно отличаются. Следовательно, при расчете высокоскоростных течений необходимо использовать модуль расчёта кавитации. Проведенный анализ влияния кавитации на рабочие процессы вихревого гидродиода показал, что при прямом направлении течения кавитация несущественно оказывает влияние на параметры гидродиода и место ее образования – верхнюю входную область тангенциальной камеры. При обратном направлении потока кавитации оказывают существенное влияние на картину течения жидкости в вихревом гидродиоде. Кавитация охватывает практически весь входной объем радиальной трубки и частично захватывает центральную часть вихревой камеры.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА: вихревой гидродиод, кавитация, гидродиодное регулирование, гидравлический диод

БЛАГОДАРНОСТИ. Исследование выполнено за счет гранта Российского научного фонда № 23-29-00370, <https://rscf.ru/project/23-29-00370/>

Статья поступила в редакцию 17.05.2024; одобрена после рецензирования 22.06.2024; принята к публикации 14.08.2024.

© Сокирко К.Н., Павлюченко Е.А., Лысенко Е.А., 2024



Контент доступен под лицензией
Creative Commons Attribution 4.0 License.

**Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.
Прозрачность финансовой деятельности: авторы не имеют финансовой заинтересованности в представленных материалах и методах. Конфликт интересов отсутствует.**

Для цитирования: Сокирко К.Н., Павлюченко Е.А., Лысенко Е.А. Повышение эффективности автомобильного транспорта за счет использования гидродиодов в гидравлических системах с учетом кавитационных явлений // Вестник СибАДИ. 2024. Т. 21, № 4. С. 562-579. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-4-562-579>

Origin article

DOI: <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-4-562-579>

EDN: FBCWFE

IMPROVING EFFICIENCY OF ROAD TRANSPORT THROUGH THE USE OF HYDRODIODES IN HYDRAULIC SYSTEMS TAKING INTO ACCOUNT CAVITATION PHENOMENA

Ksenia N. Sokirko ✉, **Evgenii A. Pavliuchenko**, **Evgenii A. Lysenko**
Omsk State Technical University (OmSTU),
Omsk, Russia
✉ corresponding author
gaika-94@inbox.ru

ABSTRACT

Introduction. One of the promising ways to reduce dynamic loads during operation of hydraulic crane manipulator installations is the use of hydrodiodes. In hydraulic systems operating at high speeds of the working fluid, cavitation phenomena may occur in the hydrodiode, which are accompanied by increased noise and vibration, and may lead to the destruction of the hydrodiode, which is not acceptable. The paper compares the results of calculating the flow of liquid in the flow part of a vortex hydrodiode, taking into account cavitation phenomena and without cavitation phenomena, with the results of research tests. The analysis of the effect of cavitation on the working processes in a vortex hydrodiode for crane manipulator installations is presented.

Materials and method. Computational fluid dynamics (CFD) models using the FLUENT CFD code to study the working processes occurring in the working chamber of a vortex hydrodiode were developed. The commercial CFD code ANSYS FLUENT to simulate the flow of liquid in the flow part of a vortex hydrodiode was used.

Results. The paper verifies the results of a numerical experiment with the results of research tests. A quantitative and qualitative analysis of the effect of cavitation on the working processes of a vortex hydrodiode has been carried out.

Discussion and conclusion. It has been found that the values of pressure and diode in calculations taking into account cavitation and without cavitation practically do not differ, thus, the effect of cavitation at Reynolds numbers $Re < 30000$ does not significantly affect the quantitative values of the parameters of the vortex hydrodiode and the cavitation calculation module can not be used. However, at higher values of the Reynolds numbers, cavitation appears in the working cavity of the vortex hydrodiode and the calculated values of the parameters of the hydrodiode without cavitation and taking cavitation into account differ significantly. Therefore, when calculating high-speed flows, it is necessary to use the cavitation calculation module. The analysis of the effect of cavitation on the working processes of a vortex hydrodiode showed that in the forward direction of the flow, cavitation does not significantly affect the parameters of the hydrodiode and the place of its formation, the upper inlet region of the tangential chamber. In the opposite direction of flow, cavitation has a significant effect on the pattern of fluid flow in the vortex hydrodiode. Cavitation covers almost the entire inlet volume of the radial tube and partially captures the central part of the vortex chamber

KEYWORDS: vortex hydrodiode, cavitation, hydrodiode regulation, hydraulic diode

ACKNOWLEDGEMENTS. The study was carried out at the expense of a grant from the Russian Science Foundation No. 23-29-00370, <https://rscf.ru/project/23-29-00370/>

© Sokirko K.N., Pavlyuchenko E.A., Lysenko E.A., 2024



Content is available under the license
Creative Commons Attribution 4.0 License.

The article was submitted 17.05.2024; approved after reviewing 22.06.2024; accepted for publication 14.08.2024.

All authors have read and approved the final manuscript.

Financial transparency: the authors have no financial interest in the presented materials or methods. There is no conflict of interest.

For citation. Sokirko K.N., Pavlyuchenko E.A., Lysenko E.A. Improving efficiency of road transport through the use of hydrodiodes in hydraulic systems taking into account cavitation phenomena. The Russian Automobile and Highway Industry Journal. 2024; 21 (4): 562-579. <https://doi.org/10.26518/2071-7296-2024-21-4-562-579>

ВВЕДЕНИЕ

В машиностроении гражданского и военного назначения используется огромное количество механизмов и систем, применяющих в работе энергию жидкости под давлением. Благодаря ее свойствам такие механизмы и системы обладают определёнными преимуществами, в связи с чем важную роль в развитии современной техники играют гидравлические приводы как основное средство механизации и автоматизации технологических процессов и процессов управления различными объектами.

В современных условиях значение проведения ремонта крупногабаритных агрегатов, механизмов и автомобильной техники значительно увеличивается. Большая часть ремонтно-восстановительных комплексов и передвижных мастерских имеет в своем составе грузоподъемные механизмы на базе объемного гидропривода, поскольку он обладает высокой удельной (по отношению к габаритам и массе) мощностью, простотой преобразования вращательного движения в возвратно-поступательное, высокой технологичностью и т.д.¹ [1, 2].

В настоящее время развитие современных грузоподъемных механизмов и машин в целом связано с совершенствованием объемного гидропривода и его исполнительных механизмов, что позволяет успешно осуществить переход от применения устаревших видов подъемно-транспортной техники к высокопроизводительным комплексам [3, 4].

Анализ работы гидравлических кран-манипуляторных установок, а также других гидравлических систем автомобильной техники и транспортных средств специального назначения показал, что гидроагрегаты работают в тяжелых условиях, которые характеризуются постоянно изменяющимся температурным режимом и рабочим давлением, особенно это характерно для пуско-тормозных режимов

и, как следствие, возникают гидравлические удары и циклические нагрузки. Это повышает вероятность отказов узлов и деталей гидросистемы и может привести к возникновению неисправностей [5, 6, 7].

Снижение амплитуды колебаний давления рабочей жидкости достигается использованием дросселей, регуляторов расхода, гидравлических демпферов, предохранительных клапанов, которые имеют ряд недостатков в конструкции и в работе² [8, 9].

Одним из перспективных способов уменьшения динамических нагрузок при работе гидроаппаратуры автотракторной техники, в частности, в гидравлических кран-манипуляторных установках (КМУ), является использование гидродиодов [10, 11].

Гидродиод – проточный элемент без подвижных механических частей, предназначенный для регулирования расхода протекающей через гидродиод жидкости в зависимости от прямого или обратного направления течения: при максимальном расходе жидкости с минимальным сопротивлением – направление прямое, при минимальном расходе жидкости с высоким сопротивлением – направление обратное (противоположное). Гидродиод является прямым аналогом нерегулируемого дросселя с обратным клапаном.

Применение гидродиодов уменьшает чрезмерные скачки давления в различных режимах работы гидравлической системы КМУ, что позволяет добиться плавности хода, точности позиционирования и уменьшения времени выполнения цикла погрузочно-разгрузочных работ. Гидродиоды имеют простую и надежную конструкцию, обладают схожими массогабаритными показателями, как и классические дросселирующие устройства. Применение гидродиодов в КМУ может значительно увеличить их надежность и уменьшить себестоимость изготовления [11].

¹ Лозовецкий В.В. Гидро- и пневмосистемы транспортно-технологических машин: учебное пособие. Санкт-Петербург: Лань, 2022. ISBN 978-5-8114-1280-8.

² Целищев В.А. Гидравлический привод и гидроагрегаты: учебное пособие / Уфимский университет науки и технологий. Изд. 2-е, перераб. и доп. Уфа: РИЦ УУНИТ, 2023.

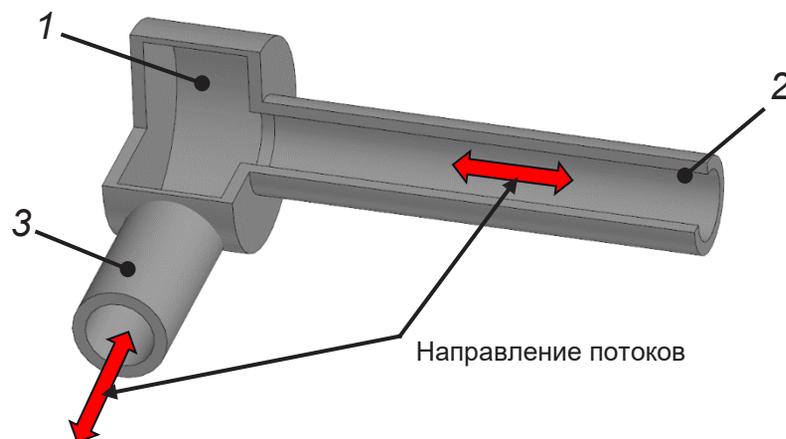


Рисунок 1 – Трехмерная модель вихревого гидродиода с разрезом:
1 – вихревая камера; 2 – радиальная трубка; 3 – тангенциальная трубка.
Стрелками показано направление движения жидкости
Источник: составлено авторами.

Figure 1 Three-dimensional model of a vortex hydrodiode with a section:
1 – a vortex chamber; 2 – a radial tube; 3 – a tangential tube.
The arrows show the direction of movement of the liquid
Source: compiled by the authors.

Существуют различные конструктивные исполнения гидродиодов, однако наибольшее распространение получили вихревые гидродиоды. На рисунке 1 представлен классический вихревой гидродиод, состоящий из цилиндрической вихревой камеры 1 постоянной высоты, к которой примыкает тангенциальная трубка 3 и радиальная трубка 2. В вихревых гидродиодах закрутка потока создается за счет тангенциальной подачи обратного потока в цилиндрическую камеру. При течении жидкости в прямом направлении поток через трубку 2 поступает в камеру 1 и выходит из вихревой камеры через тангенциальную трубку 1. В этом случае поток имеет минимальные гидравлические потери, которые обусловлены потерями на выходе осевого потока в вихревую камеру и потерями на входе в тангенциальную трубку из вихревой камеры. Расход жидкости максимальный.

В обратном направлении поток через тангенциальную трубку 3 поступает в вихревую камеру 1, где закручивается и выходит из камеры через радиальную трубку 2. В этом случае общие потери складываются из потерь в вихревой камере (потери на закрутку потока) и потерь на входе закрученного потока в радиальную трубку 2 из камеры 1. В этом случае гидравлические потери оказываются значительно больше, чем при прямом течении и расход жидкости минимальный.

Вполне очевидно, что при движении жидкости с большими скоростями в гидродиоде могут возникнуть кавитационные явления [12]. Кавитация представляет собой «холодное» кипение жидкости и возникает, когда местное давление насыщенных паров для заданной температуры. Наличие газовой фазы в рабочей жидкости оказывает только отрицательное влияние на параметры и характеристики гидропривода. Можно выделить три направления негативного влияния газовой фазы в рабочей жидкости на работоспособность и эффективность гидропривода. Во-первых, газовая фаза ухудшает динамические характеристики гидропривода, приводит к снижению усилий на гидродвигателях и, как следствие, к уменьшению производительности машины, а также снижению точности позиционирования груза. Во-вторых, газовая фаза уменьшает смазывающие свойства рабочих жидкостей, что ведет к повышению износа пар трения деталей гидрооборудования, уменьшается мощность привода насоса и усилия на гидродвигателях для выполнения технологических операций. В-третьих, в зоне схлопывания пузырьков повышается температура жидкости, что увеличивает внутренние и наружные утечки, снижает объемный КПД и полезное усилие на гидродвигателях [13]. Применительно к гидродиоду, кавитация может сопровождаться

повышенным шумом и вибрацией, и привести к разрушению гидродиода, что недопустимо. Таким образом, возникает задача провести анализ влияния кавитационных явлений на рабочие процессы вихревого гидродиода при гидродиодном регулировании кран-манипуляторных установок.

В последнее время, благодаря возросшим вычислительным ресурсам, в вычислительной гидродинамике (Computational Fluid Dynamics, CFD) появилась возможность проводить расчеты сложных течений с учетом кавитационных явлений. Моделирование гидродинамических процессов средствами пакета конечных элементов ANSYS CFX – инструмент, который уже широко используется для оптимизации и проектирования различных гидравлических устройств, их многофункционального анализа, в том числе и с учетом кавитации [14, 15, 16, 17, 18].

В статье проведено сравнение результатов расчета течения жидкости в проточной части вихревого гидродиода с учетом кавитационных явлений и без учета кавитационных явлений с результатами исследовательских испытаний. Представлен анализ влияния кавитации на рабочие процессы в вихревом гидродиоде, который используется для управления гидравлических кран-манипуляторных установок.

МАТЕРИАЛЫ И МЕТОДЫ

Существуют три метода исследования: аналитический, экспериментальный и численный эксперимент (численное моделирование). Решение задачи течения жидкости в проточной части гидродиода, которое носит сложный нестационарный вихревой характер, получить аналитическими методами не представляется возможным, в то время как эксперименты всегда дорогостоящи или трудозатратны, поскольку необходимо изготовить большое количество опытных образцов гидродиодов и провести экспериментальные исследования. Поэтому для решения многомерных нестационарных задач течения жидкости в настоящее время используют численное моделирование, которое подразумевает создание математической модели движения рабочей среды и дальнейшее её исследование с использованием численных методов, реализуемых на компьютере. Применение численных методов в задачах гидродинамики позволяет решать многие практические задачи, а появление высокопроизводительных вычислительных систем позволяет решать нестационарные пространственные задачи течения жидкости с интенсивным вихреобразованием.

В общем случае, для описания нестационарного течения вязкой сжимаемой жидкости в проточной части вихревого гидродиода может использоваться классическая система уравнений [19]: уравнение неразрывности, уравнение движения вязкой жидкости (в форме уравнения Навье-Стокса), уравнения сохранения энергии и уравнения состояния:

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \operatorname{div}(\rho V) = 0; & (1) \\ \rho \frac{\partial (V)}{\partial t} + \rho (V \nabla) V = -\operatorname{grad}(p) + \operatorname{div}(\tau); & (2) \\ \frac{\partial (\rho H)}{\partial t} + \nabla(\rho V H) - \nabla \left(\frac{\lambda}{c_p} \nabla(h) \right) = \frac{\partial p}{\partial \tau}; & (3) \\ p = (p, T). & (4) \end{cases}$$

В уравнениях (1) – (4) приняты следующие обозначения: t – текущее время; ρ – плотность жидкости; V – модуль вектора скорости; P, T – давление и температура; $H = h + |V|^2/2$ – энтальпия торможения; $h = c_p T$ – удельная статическая энтальпия; c_p, λ – удельная изобарная теплоемкость и коэффициент теплопроводности; τ – обобщенный тензор напряжений.

В частном случае, если температура жидкости постоянна, уравнение (4) можно исключить из этой системы.

В настоящее время разработано большое количество численных методов для решения систем дифференциальных уравнений в частных производных, однако широкое распространение получили лишь три метода: метод конечных разностей, метод конечных объемов и метод конечных элементов. Наиболее высокой устойчивостью обладает метод конечных объемов, поэтому его чаще используют для решения подобных задач [20]. Его суть заключается в замене бесконечно малого объема рассматриваемой жидкости на расчетные ячейки, имеющие конечный размер. Совокупность всех расчетных ячеек расчетной области называют «расчетной сеткой». Системы уравнений (1) – (4) записываются для каждой расчетной ячейки.

Как известно, турбулентные течения состоят из большого множества вихревых образований, эти образования могут иметь различные размеры. Таким образом, для достоверного расчета турбулентного течения расчетные ячейки должны иметь размер меньше, чем размер самого маленького вихревого образования, это приводит к большому количеству расчетных ячеек, что увеличивает время расчета.

С целью сокращения времени расчета, расчетную сетку строят из крупных ячеек, а характеристики турбулентного потока определяют, вводя дополнительные уравнения. Так, например, Рейнольдсом был предложен метод, в котором значения пульсации давления и скорости для каждой из точек турбулентного течения осредняются. С учетом осреднений параметров образуется новая система уравнений (1) – (4) в виде:

$$\nabla \cdot V = 0, \quad (5)$$

$$\frac{dV}{dt} + (V \cdot \nabla)V = -\frac{1}{\rho} \nabla p + \frac{\mu_{eff}}{\rho} \nabla^2 v + div(\Pi), \quad (6)$$

где V – вектор скорости; p – абсолютное давление; ρ – плотность; $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$ – эффективная вязкость; μ – динамическая вязкость жидкости; μ_t – турбулентная вязкость; Π – тензор рейнольдсовых напряжений.

При нахождении тензора рейнольдсовых напряжений появляется шесть новых неизвестных, для уменьшения которых, как правило, используют гипотезу Буссинеска. Гипотеза предполагает для расчета использовать понятие «турбулентная вязкость», которая не является свойством жидкости, а характеризует режим ее движения и изменяется по времени и координате. Такой подход является наиболее развитым аппаратом численных решений. В иностранной литературе он обозначается RANS (Reynolds Averaged Navier – Stokes) [21]. Турбулентные касательные напряжения можно найти, если будет известна зависимость от определяющих факторов. Такого рода зависимости называют моделями турбулентной вязкости (или просто моделями турбулентности). При моделировании интенсивного вихревого потока, ограниченного стенкой, применение стандартной модели k – ϵ связано с большой погрешностью расчетов – занижается скорость турбулентного рассеяния ϵ и поэтому переоцениваются величины турбулентной кинетической энергии k и вихревой вязкости. Модели турбулентных замыканий Renormalization group (RNG) k – ϵ и Shear-stress transport (SST) k – ω – более реалистичны для моделирования турбулентной вязкости и лучше подходят для моделирования течения в вихревом гидродiode. Модели типа Reynolds stress models (RSM), в которых не используются формулировки изотропной турбулентной вязкости, также подходят для моделирования закрученных течений [22].

По результатам проведенных исследований в работе [23], авторами установлено, что для вихревых гидродиодов моделирование замыкания турбулентности с применением моделей SST k – ω и RSM более точно отражает физику диодного потока (по сравнению с расчетами по модели RNG k – ϵ). При моделировании вихревых потоков с применением модели RSM требуется значительно большее время расчета, при этом точность расчетов по модели RSM сравнима с точностью расчетов по модели SST k – ω . Поэтому в данной работе для моделирования течения жидкости в вихревом гидродiode была выбрана модель турбулентности SST k – ω .

Для изучения рабочих процессов, происходящих в рабочей камере вихревого гидродиода, были созданы модели вычислительной гидродинамики (CFD) с использованием кода FLUENT CFD [24, 25]. Для моделирования течения жидкости в проточной части вихревого гидродиода использовался коммерческий CFD-код ANSYS FLUENT, в котором реализована модель турбулентности SST k – ω .

Геометрия проточной части вихревого гидродиода моделировалась с помощью программы ANSYS ICEM CFD. Построение расчетной сетки заключается в разбиении общей расчетной области на большое количество расчетных ячеек. Из возможных методов построения расчетной сетки, которые предоставляет ANSYS ICEM CFD, был выбран метод построения Tetrahedrons, предполагающий объемную неструктурированную расчетную сетку с типом ячеек в виде тетраэдров.

С целью оценки качества полученной сетки была проведена проверка сеточной сходимости. В качестве оценочного параметра использовался расход жидкости при постоянном перепаде давления на гидродiode. Результат анализа чувствительности расчетной сетки представлен на рисунке 2. Анализ показал, что с уменьшением размера расчетных ячеек, а следовательно с увеличением их количества, расход жидкости сначала уменьшается, потом возрастает, а затем стабилизируется. Стабилизация расхода наблюдается в диапазоне от 461 830 до 714 784 ячеек. Таким образом, для дальнейших расчетов была использована сетка с количеством ячеек не менее 700 000 элементов. Общий вид расчетной сетки представлен на рисунке 3.

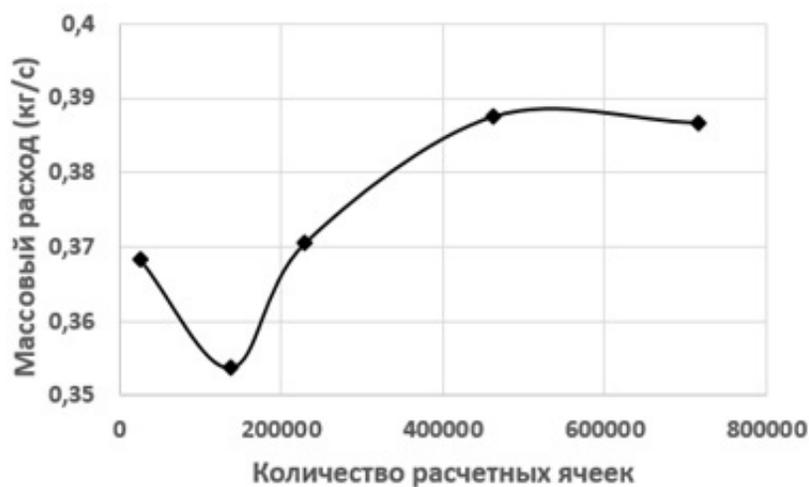


Рисунок 2 – Результат анализа чувствительности расчетной сетки
Источник: составлено авторами.

Figure 2 – The result of the sensitivity analysis of the calculated grid
Source: compiled by the authors.

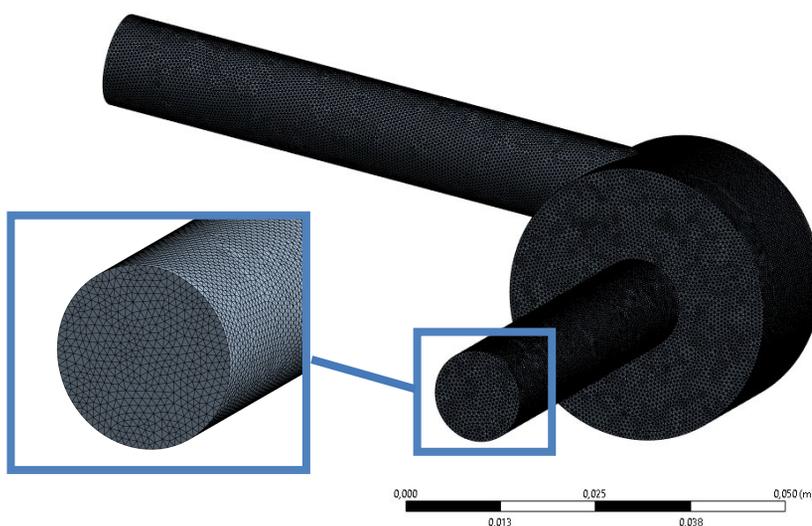


Рисунок 3 – Расчетная сетка (общий вид)
Источник: составлено авторами.

Figure 3 – Calculation grid (general view)
Source: compiled by the authors.

Для правильности выполнения расчетов были обозначены граничные поверхности: поверхность входа (Inlet) потока жидкости в расчетную область, поверхность выхода (Outlet) из расчетной модели и внешние поверхности, в которых жидкость соприкасается с твердыми стенками гидродиода (Wall). На

рисунке 4 представлены обозначения граничных поверхностей расчётной модели в прямом направлении. Для расчета в обратном направлении поверхности входа (Inlet) потока жидкости в расчетную область и поверхность выхода (Outlet) из расчетной модели менялись местами.

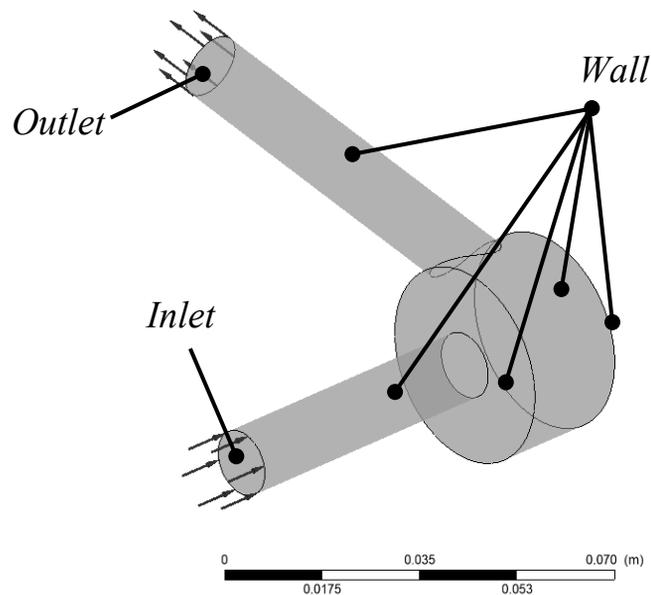


Рисунок 4 – Обозначение граничных поверхностей расчётной модели в прямом направлении
Источник: составлено авторами.

Figure 4 – Designation of the boundary surfaces of the computational model in the forward direction
Source: compiled by the authors.

При расчете трехмерного течения жидкости в гидродиоде задавались следующие начальные и граничные условия:

- на твердые стенки задавались граничные условия прилипания жидкости (скорость равна нулю);
- граничные условия на входе (Inlet) в расчетную область;
- граничные условия на выходе (Outlet) из расчетной области;
- модель турбулентности;
- рабочие тела;
- объемные отношения жидкости и ее паров

на входе. Для учета расчета кавитационных явлений зада:

- размер пузырьков;
- давление насыщенных паров при заданной температуре.

В качестве граничных условий на входе (Inlet) в расчетную область были приняты расходы, полученные в ходе эксперимента (см. ниже), а в качестве граничных условий на выходе (Outlet) из расчетной области были приняты измеренные манометром давления М2 (на выходящем патрубке), данные представлены в таблицах 1 и 2.

Таблица 1
Граничные условия при прямом течении
Источник: составлено авторами.

Table 1
Boundary conditions for direct flow
Source: compiled by the author.

Расход на входе, кг/с	Избыточное давление на выходе, Па
0,280	130 000
0,264	150 000
0,250	170 000
0,236	190 000
0,217	210 000

Таблица 2
Граничные условия при обратном течении
Источник: составлено авторами.

Table 2
Boundary conditions for reverse flow
Source: compiled by the author.

Расход на входе, кг/с	Избыточное давление на выходе, Па
0,275	130 000
0,261	150 000
0,256	170 000
0,247	190 000
0,230	210 000

Модель режима течения была выбрана SST $k-\omega$.

В работе [10] авторы установили, что для вихревых диодов вязкость рабочей жидкости мало оказывает влияния на технические параметры гидродиода, поэтому в качестве рабочей жидкости были выбраны вода (Water) и пары воды (Varour).

Течение жидкости в большинстве гидравлических систем происходит, как правило, при постоянной рабочей температуре, поэтому была выбрана модель изотермическая (Isotermal). Температура принималась равной 20 °С.

На входе в расчетную область задаем объемное отношение воды 100%, а паров воды 0%.

При проведении расчета, с учетом кавитационных явлений, задавался диаметральный размер пузырька пара воды, равный $2 \cdot 10^{-6}$ м. Давление насыщенных паров при температуре 20 °С принималось 2338.8 Па.

Для моделирования течения жидкости в вихревом гидродиоде использовался метод расчета стационарных течений (без необходимости назначения начальных условий). Алгоритм SIMPLE использовался для связи давления и скорости. Перед запуском расчета в модуле Fluid Flow (CFX) задавалось количество итераций, равное 1000, и критерий сходимости, равный $1 \cdot 10^{-6}$ для каждого из решаемых уравнений.

Для верификации результатов численного эксперимента были проведены исследовательские испытания. Для этого был изготовлен экспериментальный образец вихревого гидродиода и стенд для его исследования. На рисунке 5, а представлена трехмерная модель проточной части вихревого гидродиода с указа-

нием основных геометрических размеров. На рисунке 5, б показан изготовленный экспериментальный образец гидродиода. Проточная часть экспериментального образца гидродиода имеет такие же геометрические размеры, как и математическая модель: диаметр вихревой камеры, $D=36$ мм; высота вихревой камеры, $H=20$ мм; диаметр диаметрального патрубка, $d_1=12$ мм; диаметр тангенциального патрубка, $d_2=12$ мм. Экспериментальный образец гидродиода изготовлен из стали марки Ст3 и имеет увеличенные толщины стенок, что позволяет работать с большим давлением рабочей жидкости при проведении исследовательских испытаний.

На рисунке 6, а показана гидравлическая схема стенда для проведения исследовательских испытаний, а на рисунке 6, б фотография стенда. На гидравлической схеме (см. рисунок 6, а) приняты следующие сокращения: КР1 – кран магистрального водопровода; М1 – входной манометр; М2 – выходной манометр; ВГД – вихревой гидродиод; ЕМ1 – мерная ёмкость; КР2 – кран регулирования расхода; КР3 – сливной кран; Б1 – жидкостной бак.

В качестве источника жидкости был выбран магистральный водопровод, который подключался к крану 6 (см. рисунок 6, б). Расходно-напорная характеристика магистрального водопровода позволила провести весь комплекс запланированных исследовательских испытаний. В качестве прибора для измерения входного давления был взят манометр с предельным давлением 6 кг/см² и классом точности 1, для измерения давления в выходном патрубке использовался манометр с предельным давлением 2,5 кг/см² и классом точности 1. Для определения расхода жидкости использовался объемный метод.

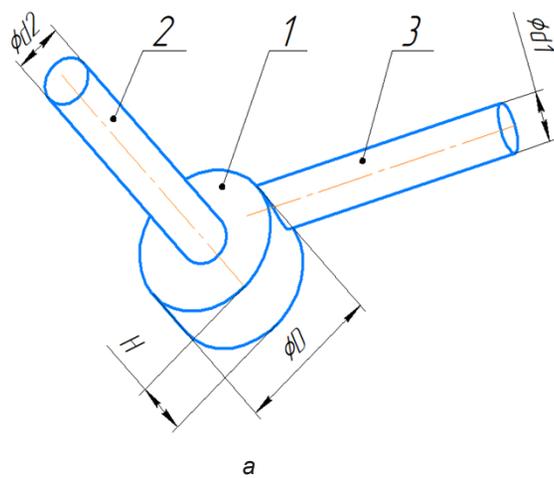


Рисунок 5 – Трехмерная модель проточной части вихревого гидродиода (а) и изготовленный экспериментальный образец гидродиода (б):
1 – вихревая камера; 2 – радиальная трубка; 3 – тангенциальная трубка
Источник: составлено авторами.

Figure 5 – A three-dimensional model of the flow part of a vortex hydrodiode (a) and a manufactured experimental sample of a hydrodiode (b):
1 – a vortex chamber; 2 – a radial tube; 3 – a tangential tube
Source: compiled by the authors.

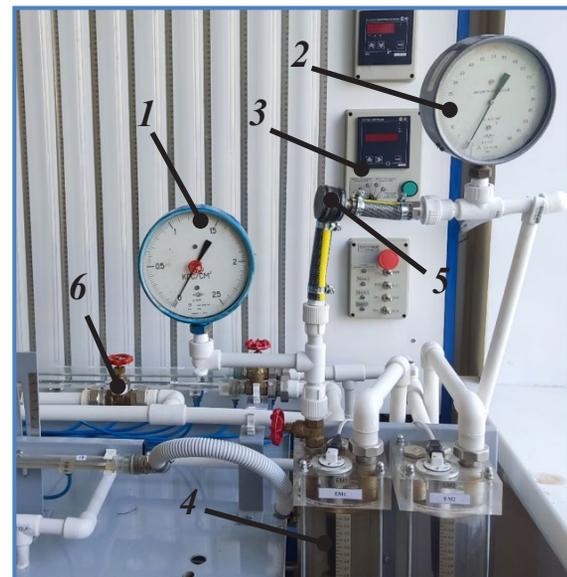
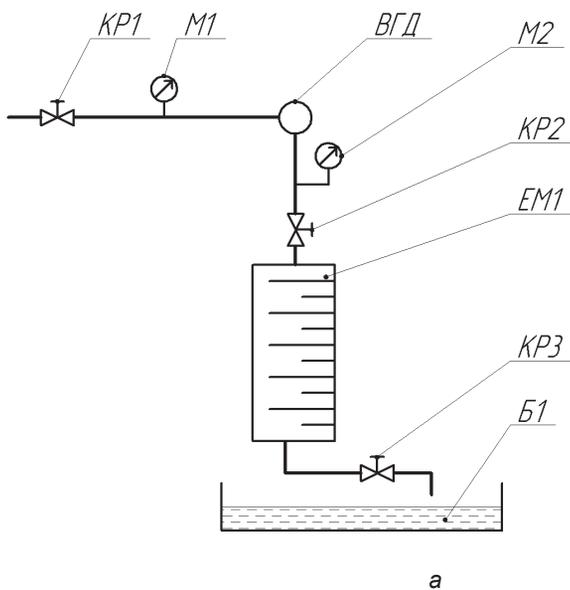


Рисунок 6 – Гидравлическая схема экспериментального стенда (а) и фотография экспериментального стенда (б):
1 – выходной манометр (М2); 2 – входной манометр (М1); 3 – секундомер модели СИ-8 «Овен»;
4 – мерная емкость (ЕМ1); 5 – вихревой гидродиод (ВГД); 6 – кран регулирования расхода (КР1)
Источник: составлено авторами.

Figure 6 – Hydraulic diagram of the experimental stand (a) and a photo of the experimental stand (b):
1 – output pressure gauge (M2); 2 – input pressure gauge (M1); 3 – stopwatch of SI-8 Oven model;
4 – dimensional container (EM1); 5 – vortex hydrodiode (IOP); 6 – flow control valve (KR1)
Source: compiled by the authors.

Жидкость после гидродиода поступала в цилиндрическую емкость, объемом 3 л, с установленными поплавковыми датчиками уровня. Для автоматической фиксации заполнения емкости водой использовался секундомер модели СИ-8 «Овен» с ценой деления 0,01 с и погрешностью измерений $\pm 0,5\%$. Начало и конец отсчета определялись сигналами от поплавковых датчиков уровня, расположенных в мерной емкости. Замер времени между срабатыванием нижнего и верхнего датчиков происходил автоматически, при этом контрольный объем жидкости составлял два литра.

Поскольку вихревые гидродиоды в виду их особенностей работы рекомендуется применять в гидроприводах малой мощности [10], то течение в гидравлическом диоде во время исследовательских испытаний моделировалось при небольших давлениях рабочей жидкости. Давление на выходе из гидродиода, определяемое по манометру М2, устанавливалось равным от 130 до 210 кПа, с шагом 20 кПа. Для каждого значения давления определялся расход жидкости и значение манометра М1. Для исключения случайной ошибки при проведении исследовательских испытаний измерения одного параметра проводились не менее пяти раз. Результаты экспериментов представлены выше, в таблицах 1 и 2.

РЕЗУЛЬТАТЫ

Одним из основных параметров гидродиода, определяющих его работу, является диодность – это технический параметр гидродиода, который определяет его конструктивные и эксплуатационные особенности. Диодность устанавливается как отношение расходов через гидродиод в прямом $Q_{\text{прям}}$ и обратном $Q_{\text{обр}}$ направлениях (при одинаковых потерях удельной механической энергии) или как отношение коэффициентов гидравлического сопротивления проточной части гидродиода при течении жидкости в обратном $\xi_{\text{обр}}$ и прямом $\xi_{\text{прям}}$ направлениях [26, 27]. Для удобства анализа выберем второй вариант расчета диодности гидродиода. На рисунке 7 представлены зависимости диодности от давления жидкости на выходе из гидродиода, полученные по результатам полиномиальной аппроксимации экспериментальных данных и данных численного эксперимента с учётом кавитации и без учёта кавитации. Максимальная погрешность экспериментальных и расчетных данных составила 8,22%, при общей аппаратной погрешности измерения 2,92%. Максимальное отклонение

полиномиальной аппроксимации результатов расчетов, полученных с использованием математической модели от экспериментальных данных, составило не более 5,6% при давлении 210 кПа, что подтверждает адекватность разработанной математической модели течения жидкости в вихревом гидродиоде.

Проводя анализ графиков диодности, рассчитанных с использованием модуля учета кавитации и без учета кавитации, можно сказать, что они практически не отличаются (рисунок 7), следовательно, влияние кавитации при числах Рейнолдса не оказывают существенного влияния на количественные значения параметров вихревого гидродиода.

Как было сказано выше, работа вихревого гидродиода может осуществляться и при больших давлениях рабочей жидкости, что может вызвать кавитационные явления. Поскольку ранее была подтверждена адекватность разработанной математической модели течения жидкости в вихревом гидродиоде, то дальнейшие исследования будут проходить с ее использованием. Для анализа влияния кавитации на картину течения жидкости в вихревом гидродиоде была проведена серия расчетов. В качестве граничных условий на входе в гидродиод было выбрано статическое давление, равное 800 кПа, на выходе задано атмосферное давление как для прямого, так и обратного направления течения жидкости. Все остальные начальные и граничные условия расчета оставались без изменений. Результаты расчета представлены в таблице 3.

Как видно из таблицы 3, при увеличении числа Рейнолдса до 200 000 кавитация начинает оказывать существенное влияние на картину течения, а также на количественные значения расходов и диодности. Необходимо отметить, что существенно отличаются расчетные значения массового расхода в обратном направлении течения при учете кавитации и без учета, отличие составляет примерно 17%. Отличаются и значения диодности на те же 17%.

Рассмотрим качественную картину течения жидкости в проточной части гидродиода при учете кавитации и без учета. На рисунке 8 показано распределение полей давления при прямом течении жидкости без учета кавитации (рисунок 8, а) и с учетом кавитации (рисунок 8, б). Из рисунка видно, что при прямом направлении течения без учета кавитации распределение давлений по всему объему носит более равномерный характер, чем для режима с учетом кавитации.

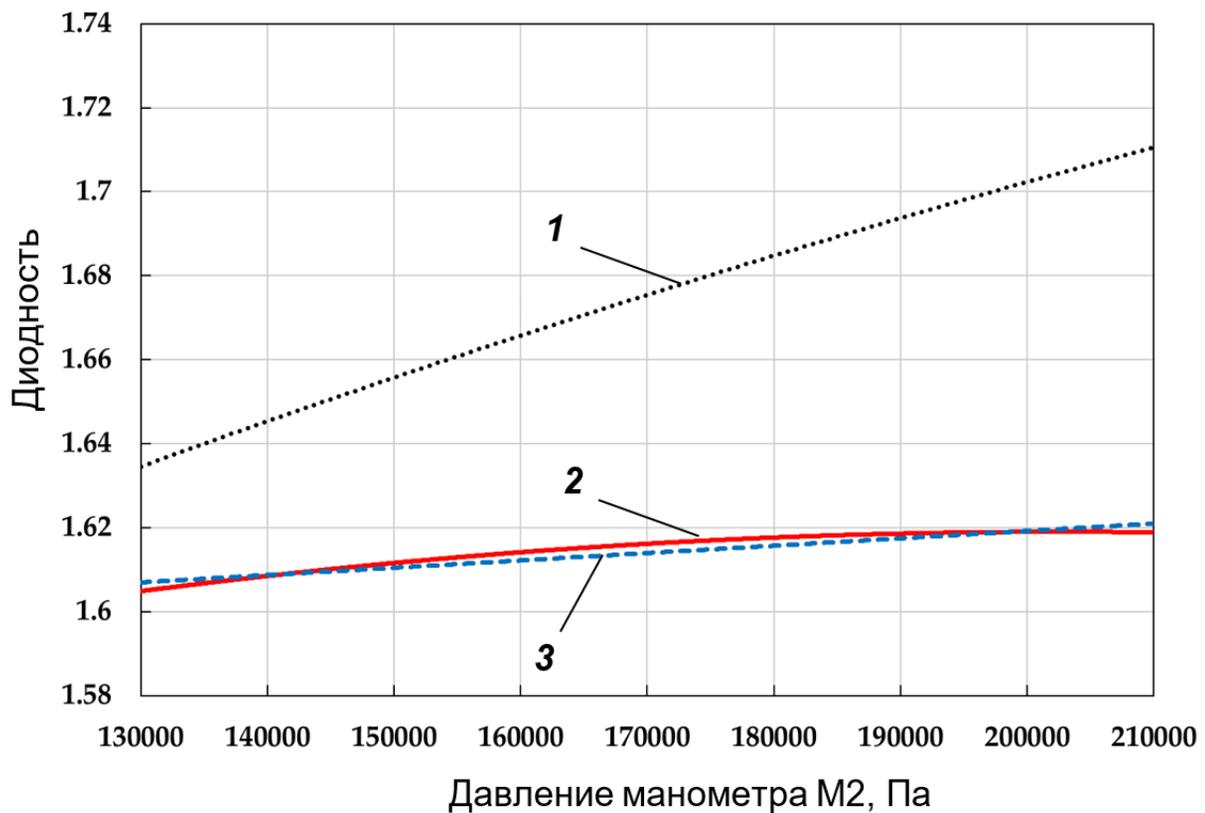


Рисунок 7 – Результаты численного эксперимента и исследовательских испытаний:
 1 – полиномиальная аппроксимация экспериментальных данных;
 2 – полиномиальная аппроксимация данных численного эксперимента с учетом кавитации;
 3 – полиномиальная аппроксимация данных численного эксперимента без учета кавитации
 Источник: составлено авторами.

Figure 7 – Results of numerical experiment and research tests:
 1 – polynomial approximation of experimental data;
 2 – polynomial approximation of numerical experiment data taking into account cavitation;
 3 – polynomial approximation of numerical experiment data without cavitation
 Source: compiled by the authors.

Таблица 3
 Результаты расчета при повышенном перепаде давления
 Источник: составлено авторами.

Table 3
 Calculation results for increased pressure drop
 Source: compiled by the author.

Учет кавитации	Массовый расход в прямом направлении, кг/с	Массовый расход в обратном направлении, кг/с	Диодность по расходу
Без учета	2,43645	1,80203	1,352
С учетом	2,43534	1,48301	1,642

В последнем случае наблюдается уменьшение давления до давления насыщенных паров при данной температуре. Это особенно заметно на входном участке тангенциальной трубки. Это происходит за счет увеличения центробежных сил, которые прижимают радиальный вихрь, образованный в вихревой камере, к внешним стенкам камеры. В результате происходит вход жидкости в тангенциальную трубку с прижимом к нижней стенке, а это приводит к падению давления на верхней части тангенциальной трубки и образованию кавитации. Более детальную картину процесса кавитации можно увидеть на рисунке 10, а, где показано распределение концентрации пара при прямом течении. Из рисунка видно, что местом нарушения сплошности потока является верхняя входная область тангенциальной камеры.

На рисунке 9 показаны распределение полей давления при обратном течении жидкости без учета кавитации (рисунок 9, а) и с учетом кавитации (рисунок 9, б). В обоих случаях падение давления наблюдается при входе жид-

кости в радиальную трубку. Распределение давлений без учета кавитации носит более равномерный характер. В случае с учетом кавитации, по всему входному сечению радиальной трубки, мы наблюдаем резкое падение давления, равное давлению насыщенных паров при данной температуре, что приводит к возникновению кавитации.

На рисунке 10, б показано распределение концентрации пара при обратном течении. На рисунке видно, что кавитация охватывает практически весь входной объем радиальной трубки и частично захватывает центральную часть вихревой камеры. Это происходит вследствие интенсивной закрутки основного потока, в результате давление в центре вихревой камеры сильно падает и перед входом в радиальную трубку у оси образуется парогазовый жгут. Такая картина течения при обратном потоке объясняет существенное различие массового расхода в обратном направлении и диодности при расчетах с учетом кавитации и без учета (см. таблицу 3).

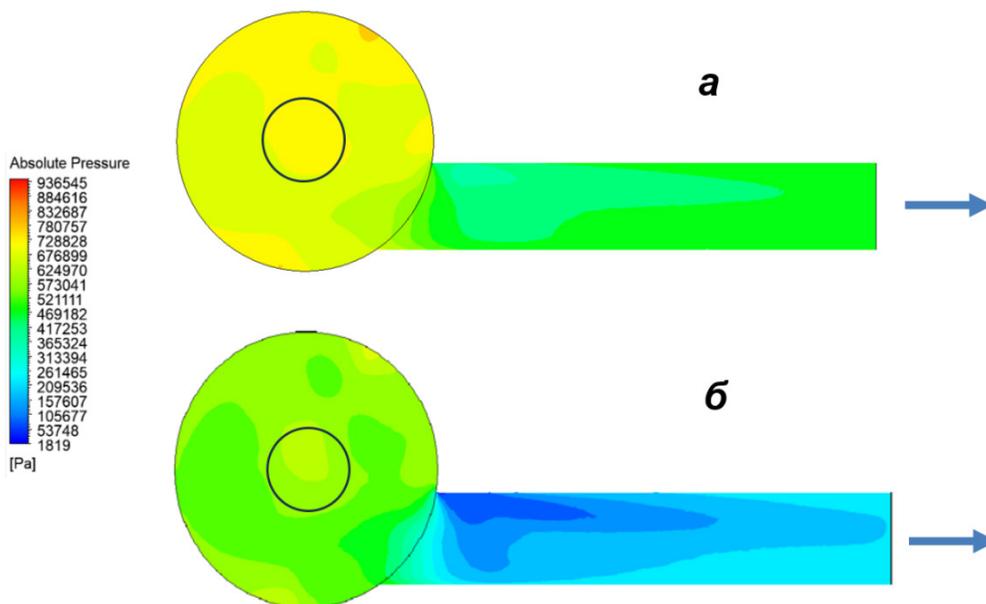


Рисунок 8 – Распределение полей давления при прямом течении жидкости без учета кавитации (а) и с учетом кавитации (б)
Источник: составлено авторами.

Figure 8 – Distribution of pressure fields in the direct flow of a liquid without cavitation (a) and taking into account cavitation (b)
Source: compiled by the authors.

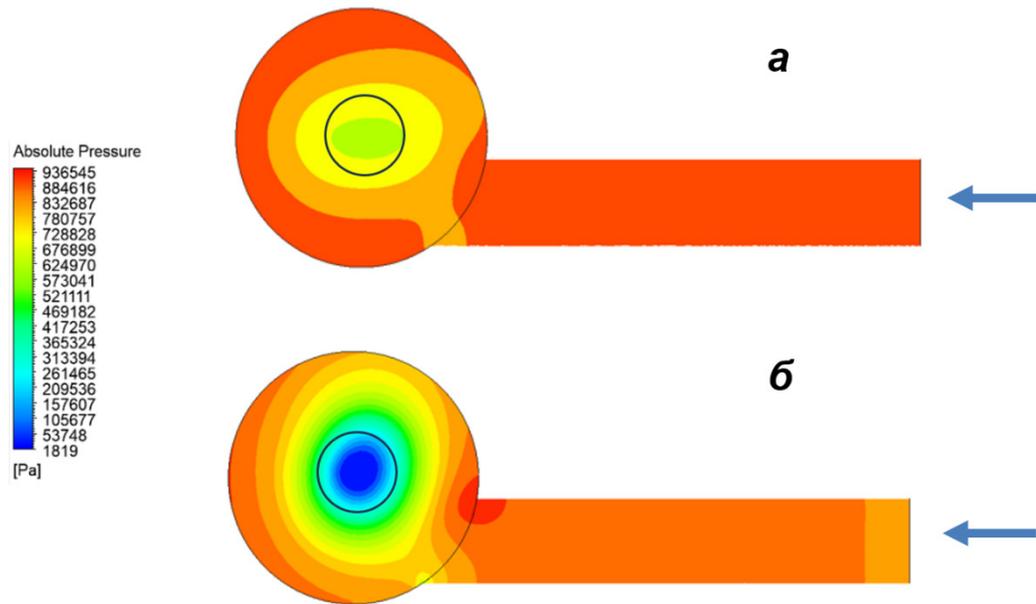


Рисунок 9 – Распределение полей давления при обратном течении жидкости без учета кавитации (а) и с учетом кавитации (б)
 Источник: составлено авторами.

Figure 9 – Distribution of pressure fields during the reverse flow of the liquid without cavitation (a) and taking into account cavitation (b)
 Source: compiled by the authors.

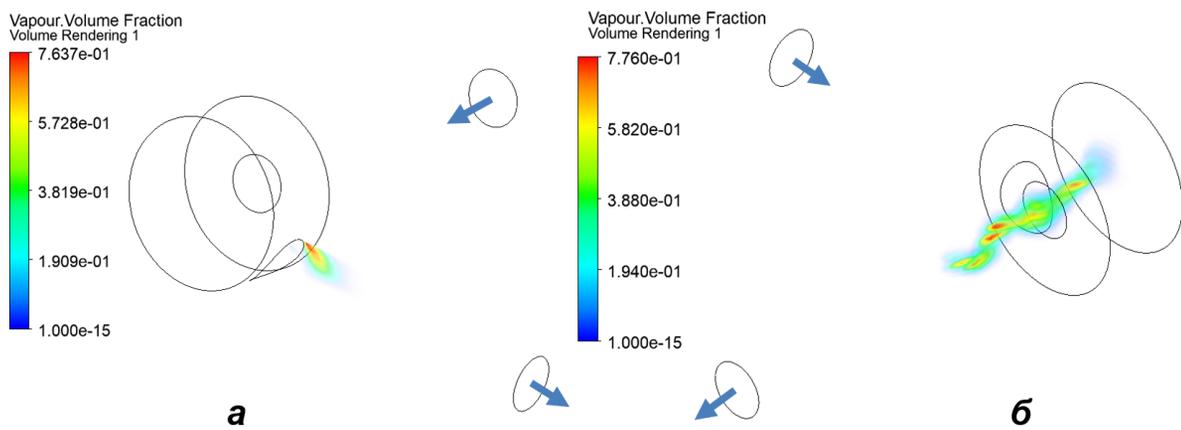


Рисунок 10 – Распределение концентрации пара при прямом течении (а) и обратном течении (б) с учетом кавитации
 Источник: составлено авторами.

Figure 10 – Distribution of vapor concentration at forward flow (a) and reverse flow (b), taking into account cavitation
 Source: compiled by the authors.

ОБСУЖДЕНИЕ И ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для изучения рабочих процессов, происходящих в рабочей камере вихревого гидродиода, были разработаны модели вычислительной гидродинамики (CFD) с использованием кода FLUENT CFD. Для моделирования течения жидкости в проточной части вихревого гидродиода применялся коммерческий CFD-код ANSYS FLUENT.

По разработанным вычислительным моделям был проведен расчет течения жидкости в проточной части вихревого гидродиода для различных граничных условий с использованием модуля учета кавитации и без использования модуля учета кавитации.

Для верификации результатов численного эксперимента были проведены исследовательские испытания. Для этого был изготовлен экспериментальный образец вихревого гидродиода и стенд для его исследования.

Проведено сравнение результатов расчета течения жидкости в проточной части вихревого гидродиода с учетом кавитационных явлений и без учета кавитационных явлений с результатами исследовательских испытаний. По результатам сравнения было установлено, что максимальная погрешность экспериментальных и расчетных данных составила 8,22%, при общей аппаратной погрешности измерения 2,92%. Максимальное отклонение полиномиальной аппроксимации результатов расчетов, полученных с использованием математической модели от экспериментальных данных, составило не более 5,6% при давлении 210 кПа, что подтверждает адекватность разработанной математической модели течения жидкости в вихревом гидродиоде. Значения давлений и диодности при расчетах с учетом кавитации и без учета кавитации практически не отличаются, таким образом, влияние кавитации при числах Рейнольдса $Re < 30000$ не оказывают существенного влияния на количественные значения параметров вихревого гидродиода и модуль расчета кавитации можно не использовать. Однако при более высоких значениях чисел Рейнольдса в рабочей полости вихревого гидродиода появляются кавитации и расчетные значения параметров гидродиода без учета кавитации и с учетом кавитации существенно отличаются. Следовательно, при расчете высокоскоростных течений необходимо использовать модуль расчета кавитации.

Проведенный анализ влияния кавитации на рабочие процессы вихревого гидродиода показал, что при прямом направлении течения

кавитация несущественно оказывает влияние на параметры гидродиода и место ее образования – верхнюю входную область тангенциальной камеры. При обратном направлении потока кавитация оказывает существенное влияние на картину течения жидкости в вихревом гидродиоде. Кавитация охватывает практически весь входной объем радиальной трубки и частично захватывает центральную часть вихревой камеры.

СПИСОК ИСТОЧНИКОВ

1. Коробкин В.А., Котлобай А.Я., Котлобай А.А., Тамело В.Ф. О перспективных направлениях создания гидравлических агрегатов приводов строительных и дорожных машин // Наука и техника. 2012. № 6. С. 71–76. (Белоруссия).
2. Лагерева А.В., Лагерева И.А. Проектирование и исследование приводных шарнирных соединений звеньев гидравлических манипуляционных систем мобильных транспортно-технологических машин // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2018. №1. С. 14–30. DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-14-30.
3. Подъемно-транспортное оборудование для обработки крупнотоннажных контейнеров: монография // Зуб И.В., Ежов Ю.Е., Стенин Н.Н. СПб.: ФГБОУ ВПО ГУМРФ имени адмирала С.О. Макарова, 2021. 267 с.
4. Гринчар Н.Г., Шошин А.С., Чалова М.Ю. Сравнение безредукторного и редукторного гидроприводов машин транспортного строительства // Научно-технический вестник Брянского государственного университета. 2022. № 2. С. 103–109. DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-103-109.
5. Юдин Р.В., Попиков П.И., Усков В.И., Платонов А.А., Попиков В.П., Канищев Д.А. Математическая модель рабочих процессов бесчокерного трелевочного захвата с энергосберегающим гидроприводом // Resour. Technol. 2022. № 1. С. 72–86. DOI: 10.15393/j2.art.2022.6023.
6. Гринчар Н.Г., Федасов Д.С., Чалова М.Ю. Расчетно-динамическая модель гидропривода рабочих органов щетнеочистительных машин // Известия ТулГУ. Технические науки. 2022. № 2.
7. Вагин В.С., Курочкин А.И. Демпфирование динамических нагрузок передвижных проходческих подъемных установок с безредукторным высокомоментным гидроприводом // Вестник МГТУ им. Г.И. Носова. 2013. № 2 (42). С. 12–15.
8. Бадалин Д.С., Егоров И.С., Москвитин Е.А., Феденков В.В., Шаповалов А.Б. Перспективы применения распределительной аппаратуры 3-го поколения в гидроприводе УП ПТТ // Известия ТулГУ. Технические науки. 2023. № 6. С. 88–96. DOI: 10.24412/2071-6168-2023-6-88-96.
9. Ефремова К.Д., Пильгунов В.Н. Анализ эффективности дроссельного регулирования скорости в объемных гидроприводах // / Машиностроение и компьютерные технологии. 2019. № 2. С. 13–33. DOI: 10.24108/0219.0001455.

10. Цветков И.В., Кайгородов С.Ю., Павлюченко Е.А., Кужбанов А.К. Разработка и исследование вихревого гидродиода повышенной диодности для специальной техники военного назначения // Вопросы оборонной техники. Сер. 16. Технические средства противодействия терроризму. 2021. № 5-6 (155–156). С. 131–142.

11. Кайгородов С.Ю. Модель рабочего процесса механизма подъема и опускания стрелы с дополнительным демпфером в виде гидродиода // Омский научный вестник. Серия: Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2023. Т. 7, № 2. С. 52–57.

12. Varaha P. Sarvothaman, Shekhar R. Kulkarni, Janardhanraj Subburaj, Swetha L. Hariharan, Vijay K. Velisoju, Pedro Castaño, Paolo Guida, Deoras M. Prabhudharwadkar, William L. Roberts Evaluating performance of vortex-diode based hydrodynamic cavitation device scale and pressure drop using coumarin dosimetry. *Chemical Engineering Journal*. 2024. V. 481. <https://doi.org/10.1016/j.cej.2024.148593>.

13. Qi Liu, Xinyang Qi, Zuchao Zhu, Yongcao Gao, Guangwu Yang, Chuancang Li, Luo Sun Investigation of cavitation characteristics in an aircraft centrifugal fuel pump. 2024. Vol. 96. <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2024.102521>.

14. Хафизов Ф.Ш., Александров А.А., Суцев С.П., Абуталипова Е.М., Хафизов И.Ф. Моделирование и метод расчета кавитационно-вихревого аппарата // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Сер. Естественные науки. 2017. № 1. С. 78–91. DOI: 10.18698/1812-3368-2017-1-78-91.

15. Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi T. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model // *European Journal of Mechanics – B/Fluids*. 2017. Vol. 61. No. 2. P. 263–270. DOI: 10.1016/j.euromechflu.2016.09.001

16. Zhang G., Zhang D., Ge M., Petkovšek M., Coutier-Delgosha O. Experimental investigation of three distinct mechanisms for the transition from sheet to cloud cavitation // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2022. Vol. 197. 123372. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123372

17. Gu Y., Zhang J., Yu S., Mou C., Li Z., He C., Wu D., Mou J., Ren Y. Unsteady numerical simulation method of hydrofoil surface cavitation // *International Journal of Mechanical Sciences*. 2022. Vol. 228. 107490. doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2022.107490

18. Zhang S., Qian Z., Ji B. Estimation of cavitation erosion area in unsteady cavitating flows using a modified approach // *Ocean Engineering*. 2022. Vol. 262. 112229. doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.112229

19. Коптев А.В. Как разрешить 3D-уравнения Навье Стокса // Известия РГПУ им. А. И. Герцена. 2015. № 173. С.7–15.

20. Chen S., Li X. Finite volume element methods for a multi-dimensional fracture model. *J. Comput. Appl. Math.*, 2022. 406, Article 114028

21. Walters D. K., Cokljat D. A. Three-Equation Eddy-Viscosity Model for Reynolds-Averaged Navier-Stokes Simulations of Transitional Flows II *Journal of Fluids Engineering*. 2008. Vol. 130. No. 12. pp. 28. 11.

22. Pandare A., Ranade V.V. Flow in vortex diodes // *Chemical Engineering Research and Design*. 2015. V. 102. P. 274–285.

23. Pavlyuchenko E.A., Grigoriev A.V., Kaigorodov S.Yu., Sokirko K.N. Aspects of the Numerical Simulation of High-Diode Vortex Hydrodiodes // *Chemical and Petroleum Engineering*. 2023. Vol. 59, no. 4. P. 347–352. DOI: 10.1007/s10556-023-01247-9

24. Kulkarni, A.A., Ranade, V.V., Rajeev, R. and Koganti, S.B. CFD simulation of flow in vortex diodes // *AIChE J.* 2008. V. 54: P. 1139–1152. <https://doi.org/10.1002/aic.11439>

25. Matsson, John E. *An Introduction to Ansys Fluent 2023*. Sdc Publications, 2023.

26. Yoder, G.L., Jr. *Vortex Diode Analysis and Testing for Fluoride Salt-Cooled High-Temperature Reactors* / G.L. Yoder, Y. Elcassadgi, G. De Leon // UT-Battelle, 2011. 40 p

27. Спиридонов Е.К., Хабарова Д.Ф. Расчетная модель и характеристики бесклапанного поршневого насоса одностороннего действия // Вестник ЮУрГУ. Серия: Машиностроение. 2014. № 4. С. 13–22.

REFERENCES

1. Korobkin V.A., Kotlobaj A.YA., Kotlobaj A.A., Tanelo V.F. About perspective directions of creation of hydraulic aggregates of drives of construction and road machines. *Science & Technique*. 2012; 6: 71–76.

2. Lagerev A.V., Lagerev I.A. Design and study of drive swivel joints for hydraulic manipulation systems of mobile transport-technological machines. «*Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*» («Scientific and Technical Journal of Bryansk State University», Scientific and Technical BSU Journal). 2018; 1: 4–30. (in Russ.) DOI: 10.22281/2413-9920-2018-04-01-14-30

3. Zub I.V., Ezhov YU.E., Stenin N.N. Lifting and transportation equipment for handling large-tonnage containers. Monograph. St. Petersburg, 2021: 267. (in Russ.)

4. Grinchar N.G., SHoshin A.S., CHalova M.YU. Comparison of reduced and geared hydraulic drives of transport construction machines. «*Nauchno-tekhnicheskiy vestnik Bryanskogo gosudarstvennogo universiteta*» («Scientific and Technical Journal of Bryansk State University», Scientific and Technical BSU Journal). 2022; 2: 103–109. (in Russ.) DOI: 10.22281/2413-9920-2022-08-02-103-109

5. YUdin R.V., Popikov P.I., Uskov V.I., Platonov A.A., Popikov V.P., Kanishchev D.A. Mathematical model of working processes of a chokerless hauling grip with an energy-saving hydraulic drive. *Resources and Technology*. 2022; 19 (1): 72–86. (in Russ.) DOI: 10.15393/j2.art.2022.6023

6. Grinchar N.G., Fedasov D.S., CHalova M.YU. Computational and dynamic model of hydraulic drive of working bodies of crushed stone cleaning machines. *Izvestiya Tula State University (Izvestiya TulGU)*. 2022; 2. (in Russ.)

7. Vagin V.S., Kurochkin A.I. Damping of dynamic loads of mobile tunneling hoisting units with gearless high-torque hydraulic drives. *Vestnik of Nosov Magnitogorsk State Technical University*. 2013; 2 (42). (in Russ.)

8. Badalin D.S., Egorov I.S., Moskvitin E.A., Fedenkov V.V., SHapovalov A.B. Prospects of application of the 3rd generation distributive equipment in hydraulic drive of UP PTT. *Izvestiya Tula State University (Izvestiya TulGU)*. 2023; 6: 88–96. (in Russ.) DOI: 10.24412/2071-6168-2023-6-88-96
9. Efremova K.D., Pil'gunov V.N. Analysis of the Throttle Speed Control Efficiency in Volumetric Hydraulic Drives. *Mechanical Engineering and Computer Science*. 2019; 02: 13–33. (in Russ.) DOI: 10.24108/0219.0001455.
10. Cvetkov I.V., Kajgorodov S.YU., Pavlyuchenko E.A., Kuzhbanov A.K. Development and research of vortex hydrodiode of increased diodelectricity for special military equipment. *Military Enginry. Ser. 16. technical means of countering terrorism*. 2021; 6 (155–156): 131–142. (in Russ.)
11. Kaigorodov S. Yu. The model of working process of the boom lifting and lowering mechanism with an additional damper in the form of hydrodiode. *Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation Rocket and Power Engineering*. 2023; Vol. 7, No. 2: 52–57. DOI: 10.25206/2588-0373-2023-7-2-52-57
12. Varaha P. Sarvothaman, Shekhar R. Kulkarni, Janardhanraj Subburaj, Swetha L. Hariharan, Vijay K. Velisoju, Pedro Castaño, Paolo Guida, Deoras M. Prabhudharwadkar, William L. Roberts Evaluating performance of vortex-diode based hydrodynamic cavitation device scale and pressure drop using coumarin dosimetry. *Chemical Engineering Journal*. 2024; 481. <https://doi.org/10.1016/j.cej.2024.148593>.
13. Qi Liu, Xinyang Qi, Zuchao Zhu, Yongcao Gao, Guangwu Yang, Chuancang Li, Luo Sun Investigation of cavitation characteristics in an aircraft centrifugal fuel pump. 2024. V. 96. <https://doi.org/10.1016/j.flowmeasinst.2024.102521>.
14. Hafizov F.SH., Aleksandrov A.A., Sushchev S.P., Abutalipova E.M., Hafizov I.F. Simulation and Calculation Method of the Vortex Cavitation Device. *Herald of the Bauman Moscow State Technical University. Series Natural Sciences*. 2017; 1: 78–91. (in Russ.) DOI: 10.18698/1812-3368-2017-1-78-91
15. Tsutsumi K., Watanabe S., Tsuda S., Yamaguchi T. Cavitation simulation of automotive torque converter using a homogeneous cavitation model. *European Journal of Mechanics – B/Fluids*. 2017; Vol. 61. No. 2: 263–270. DOI: 10.1016/j.euromechflu.2016.09.001
16. Zhang G., Zhang D., Ge M., Petkovšek M., Coutier-Delgosha O. Experimental investigation of three distinct mechanisms for the transition from sheet to cloud cavitation. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2022; Vol. 197. 123372. doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2022.123372
17. Gu Y., Zhang J., Yu S., Mou C., Li Z., He C., Wu D., Mou J., Ren Y. Unsteady numerical simulation method of hydrofoil surface cavitation. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2022; 228. 107490. doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2022.107490
18. Zhang S., Qian Z., Ji B. Estimation of cavitation erosion area in unsteady cavitating flows using a modified approach. *Ocean Engineering*. 2022. Vol. 262. 112229. doi.org/10.1016/j.oceaneng.2022.112229
19. Koptev A.V. How to solve the 3D Navier Stokes equations. *Izvestia: Herzen University Journal of Humanities & Sciences*. 2015;173. 2015: 7–15. (in Russ.)
20. Chen S., Li X. Finite volume element methods for a multi-dimensional fracture model. *J. Comput. Appl. Math.*, 2022. 406, Article 114028
21. Walters D.K., Cokljat D.A. Three-Equation Eddy-Viscosity Model for Reynolds-Averaged Navier-Stokes Simulations of Transitional Flows II *Journal of Fluids Engineering*. 2008; 130. No. 12: 28. 11.
22. Pandare A., Ranade V.V. Flow in vortex diodes. *Chemical Engineering Research and Design*. 2015; 102: 274–285.
23. Pavlyuchenko E.A., Grigoriev A.V., Kaigorodov S.Yu., Sokirko K.N. Aspects of the Numerical Simulation of High-Diode Vortex Hydrodiodes. *Chemical and Petroleum Engineering*. 2023; Vol. 59, no. 4: 347–352. DOI: 10.1007/s10556-023-01247-9
24. Kulkarni A.A., Ranade V.V., Rajeev R. and Koganti S.B. CFD simulation of flow in vortex diodes. *AIChE J*. 2008; 54: 1139–1152. <https://doi.org/10.1002/aic.11439>
25. Matsson John E. An Introduction to Ansys Fluent 2023. Sdc Publications, 2023.
26. Yoder G.L., Jr. Vortex Diode Analysis and Testing for Fluoride Salt-Colled High-Temperature Reactors. *UT-Battelle*. 2011: 40.
27. Spiridonov E.K., Habarova D.F. Calculating model and characteristics single action valveless piston pump. *Bulletin of the South Ural State University Series «Mechanical Engineering Industry»*. 2014; 14, no. 4: 13–22. (in Russ.)

ЗАЯВЛЕННЫЙ ВКЛАД АВТОРОВ

Сокирко К.Н. Выполнение работы по систематизации материала, проведение экспериментальных исследований, написание статьи.

Павлюченко Е.А. Постановка цели, задач, проведение численного эксперимента, написание текста статьи.

Лысенко Е.А. Получение данных для анализа, анализ результатов исследования и подготовка данных, проведение экспериментальных исследований, написание текста статьи.

COAUTHORS' CONTRIBUTIONS

Sokirko K.N. Work on systematisation of material, experimental research conducting, article writing.

Pavliuchenko E.A. Purposes and tasks statement, numerical experiment conducting, the text of the article writing.

Lysenko E.A. Data for analysis obtaining, research results analysing and data preparing, experimental studies conducting, the text of the article writing.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Сокирко Ксения Николаевна – аспирант, ассистент кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета (644050, г. Омск, пр. Мира, д. 11.), **ORCID:** <https://orcid.org/0009-0005-4108-7645>, **SPIN-код:** 3828-6375, e-mail: gaika-94@inbox.ru

Павлюченко Евгений Александрович – канд. техн. наук, доц. кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета (644050, г. Омск, пр. Мира, д. 11.), **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0001-6109-7449>, **SPIN-код:** 6223-7909, **Scopus Author ID:** 55956907000, **Researcher ID:** N-4395-2013, e-mail: hystonru@mail.ru

Лысенко Евгений Алексеевич – канд. техн. наук, доц. кафедры «Гидромеханика и транспортные машины» Омского государственного технического университета (644050, г. Омск, пр. Мира, д. 11.), **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0001-7465-3360>, **SPIN-код:** 4506-1197, **Scopus Author ID:** 57190747837, **Researcher ID:** KEI-1385-2024, e-mail: Lysenkojo@mail.ru

INFORMATION ABOUT THE AUTHOR

Ksenia N. Sokirko – Postgraduate student, Assistant of the Hydromechanics and Transport Machines Department, Omsk State Technical University (11, Prospekt Mira, Omsk, 644050), **ORCID:** <https://orcid.org/0009-0005-4108-7645>, **SPIN-код:** 3828-6375, e-mail: gaika-94@inbox.ru

Pavliuchenko Evgenii A. – Cand. of Sci., Associate Professor of the Hydromechanics and Transport Machines Department, Omsk State Technical University (11, Prospekt Mira, Omsk, 644050), **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0001-6109-7449>, **SPIN-код:** 6223-7909, **Scopus Author ID:** 55956907000, **Researcher ID:** N-4395-2013, e-mail: hystonru@mail.ru

Lysenko Evgeny A. – Cand. of Sci., Associate Professor of the Hydromechanics and Transport Machines Department, Omsk State Technical University (11, Prospekt Mira, Omsk, 644050), **ORCID:** <https://orcid.org/0000-0001-7465-3360>, **SPIN-код:** 4506-1197, **Scopus Author ID:** 57190747837, **Researcher ID:** KEI-1385-2024, e-mail: Lysenkojo@mail.ru