

**И. А. КОВАЛЁВ, А. В. РАТУШНЫЙ, Н. В. СЕМЁНОВА**

## ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОПИСАНИЕ РАБОТЫ КОНТРРОТОРНОЙ ЛОПАСТНОЙ СИСТЕМЫ ЦЕНТРОБЕЖНОГО НАСОСА

В данный час в многих отраслях промышленности возникла проблема повышения экономичности відцентрових насосів, які забезпечують підвищення напірні при відносно невеликих подачах. Рішення подібних завдань багато в чому слід шукати в збільшенні інтенсивності енергопередачі в системі «робочий орган насоса - перекачується рідина». Реалізація даної ідеї призведе до можливості застосування одноступінчастого відцентрового насоса замість багаступінчастого або істотного скорочення кількості ступенів останнього, що дозволить вирішувати не менш актуальне завдання сьогодняшнього насособудування - зниження масо-габаритних параметрів насосів. Одним з напрямки вирішення даної проблеми є подальші продовження наукових пошуків для створення насосного обладнання з новими принципами дії, в тому числі і ускладнення робочого процесу гідромашини, ановим оригінальним способом вирішення є застосування контрроторної лопатевої системи в відцентровому насосі. Представлена конструктивна схема і теоретичний опис роботи таких грат.

**Ключові слова:** підвищення напору; контрроторна лопатева система; відцентровий насос.

В настоящее время во многих отраслях промышленности возникла проблема повышения экономичности центробежных насосов, обеспечивающих повышение напорности при относительно небольших подачах. Решение подобных задач во многом следует искать в увеличении интенсивности энергопередачи в системе «рабочий орган насоса – перекачиваемая жидкость». Реализация данной идеи приведёт к возможности применения одноступенчатого центробежного насоса вместо многоступенчатого или существенного сокращения количества ступеней последнего, что позволит решать не менее актуальную задачу сегодняшнего насосостроения – снижение массо-габаритных параметров насосов. Одним из направлений решения данной проблемы являются дальнейшие продолжение научных поисков для создания насосного оборудования с новыми принципами действия, в том числе и усложнения рабочего процесса гидромашини, а новым оригинальным способом решения является применение контрроторной лопастной системы в центробежном насосе. Представлена конструктивная схема и теоретическое описание работы такой решетки.

**Ключевые слова:** повышение напора; контрроторная лопастная система; центробежный насос.

Currently, many industries face a problem of increasing efficiency of centrifugal pumps that provide increase in pressure at relatively low feed rates. Solution to such problems is found in increasing the intensity of the energy transmission in the system “working pump - pumped fluid”. Implementation of this idea will lead to the possibility of using a single-stage centrifugal pump instead of a multi-stage one or will lead to the significant reduction in the number of steps in the latter that will solve another urgent problem of pump engineering – reduction in the weight and size parameters of pumps. One of the ways to solve this problem is the further continuation of scientific research to create the pumping equipment with new principles of action, including the complexity of the working process of hydraulic machines. A new original way to address the problem is the use of the counter-rotor blade system in the centrifugal pump. Design scheme and the theoretical description of such a grating are presented.

**Key words:** increase of pressure; counter-rotor blade system; chempump.

**Введение.** По данным Европейской организации производителей насосного оборудования «EuroPump» в различных отраслях промышленности энергопотребление насосов является достаточно высоким и составляет в среднем 25 – 60 % от всей затрачиваемой мощности. При этом почти  $\frac{3}{4}$  энергозатрат приходится на динамические насосы [1, 2]. В связи с этим в ЕС разработана директива значительного снижения энергопотребления насосным оборудованием (до 40 %) [3, 4].

Одним из направления решения данной проблемы являются дальнейшие продолжения научных поисков для создания насосного оборудования с новыми принципами действия, в том числе и усложнения рабочего процесса гидромашини.

**Анализ последних исследований.** В практике насосо- и авиастроения известны осевые агрегаты с так называемой *контрроторной лопастной решеткой* [5 – 7].

Под контрроторностью понимают принцип компоновки динамической лопастной машины, согласно которому два ротора с лопастными решетками и общей осью обращения приближены один к одному и вращаются в противоположных направлениях. При этом каждый ротор опирается на свои опоры и имеет отдельную систему подведения (или отвода) механической энергии.

Такая конструкция позволяет существенно повысить интенсивность энергопередачи лопастных систем или значительно увеличить осевую силу взаимодействия роторной части и движущейся через неё жидкости. Следует отметить, что использование принципа контрроторности в целом и особенно применительно к центробежным насосам [8] в частности на данный момент широкого распространения не получило. Это связано с основной проблемой – недостаточным проведением теоретического и экспериментального исследования особенностей рабочего процесса в таких лопастных системах, их преимуществ и недостатков, а также сложностями при конструировании и изготовлении.

Таким образом, необходимо проведения комплексного исследования возможности применения контрро-

торных лопастных систем, которое бы дало возможность оценить перспективы их внедрения в практику насосостроения. На кафедре ПГМ Сумского государственного университета был выполнен первый этап подобных исследований – теоретическое описание работы контрроторной лопастной системы центробежного насоса.

**Постановка задачи.** Проведенный анализ позволяет следующим образом сформулировать цель данной работы: аналитическим способом объяснить основные физические принципы работы контрроторных центробежных лопастных систем, в том числе кинематику течения и принципы энергопередачи от лопастной решетки к жидкости и наоборот (насосный и турбинный режимы).

**Материалы и методы исследования.** Рассмотрим теоретические предпосылки работы контрроторной центробежной лопастной системы. Независимо от типа (осевая, диагональная, радиальная, центробежная, центростремительная), лопастная решетка при своём взаимодействии с проходящим через неё потоком жидкости совершает одинаковый физико-механический процесс изменения интегрального значения момента количества движения от входа в решетку до выхода из неё. При этом можно считать несущественным те или иные особенности каждой решетки (наличие или отсутствие поля центробежных сил, движение жидкости против поля этих сил, конфузурность или диффузурность относительных течений, наличие вихревых зон в межлопаточных каналах).

Для анализа контрроторной конструкции определим следующие термины и индексы:

- первый (I) ротор – это первая лопастная решетка, в которую входит поток жидкости непосредственно из подвода;
- второй (II) ротор – это вторая лопастная решетка, которая воспринимает поток жидкости на выходе из первого ротора и после его прохождения направляет на выход из контрроторной конструкции.

При этом соотношения угловых скоростей роторов  $\omega_I$  и  $\omega_{II}$  могут быть различными:

- вращение решеток в противоположных направлениях с одинаковой угловой скоростью;
- вращение решеток в противоположных направлениях с различными угловыми скоростями;
- вращение решеток в одном направлении с различными угловыми скоростями;
- вращение первой и второй решеток с варьируемыми угловыми скоростями.

На рис. 1 показан один из возможных вариантов центробежного насоса с контрроторной лопастной системой. При этом индексом «1» будем обозначать все параметры течения и геометрические размеры, относящиеся к входу в первую лопастную решетку. Аналогично, индексом «2» будем использовать для параметров на выходе из первой решетки, индексы «3» и «4» – для параметров на входе и выходе второй решетки соответственно. На рис. 2 показана кинематика течения в этих лопастных решетках.

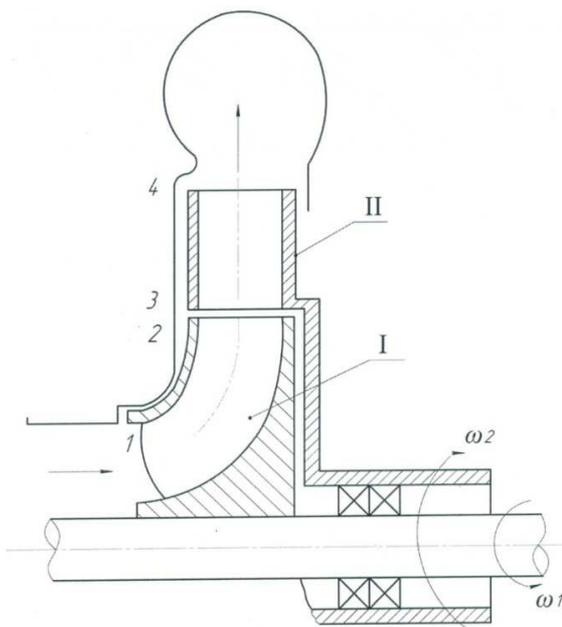


Рис. 1 – Схема центробежного контрроторного насоса.

Для удобства восприятия решетки были разнесены на расстояние «а». Векторы скоростей и их составляющие представлены для осесимметричной схемы течения и условия  $\omega_I = -\omega_{II}$  (решетки вращаются в противоположных направлениях с одинаковой угловой скоростью). Кроме того, на входе в каждую решетку выбраны условия безциркуляционного натекания. При этом следует отметить, что если для первой решетки это условие ( $v_{u1} = 0$ ) не сложно обеспечить за счет конструкции подвода, то обеспечить условие  $v_{u3} = 0$  на входе во вторую решетку будет значительно сложнее. Добиться этого можно только благодаря соответствующей комбинации геометрических и кинематических параметров причём, как первой, так и второй решеток. Рекомендации для выбора таких параметров могут быть установлены аналитически с привлечением экспериментальных данных по воздействию на интегральные параметры контрроторной системы реальных параметров лопастных решеток. В данной работе такое задание не ставилось.

Исходя из приведённой на рис. 2 кинематики течения жидкости через две контрроторные решетки, установим ме-

ханизм существенного повышения напора такой системой. Для этого воспользуемся основным уравнением рабочего процесса лопастных машин [9].

Для первой решетки будем иметь:

$$H_{T\infty}(I) = \frac{\omega_I}{g} (v_{u2} \cdot r_2 - v_{u1} \cdot r_1). \quad (1)$$

При  $v_{u1} = 0$  выражение (1) примет вид:

$$H_{T\infty}(I) = \frac{\omega_I}{g} (v_{u2} \cdot r_2). \quad (2)$$

Для второй решетки

$$H_{T\infty}(II) = \frac{\omega_{II}}{g} (v_{u4} \cdot r_4 - v_{u3} \cdot r_3 - (-v_{u2} \cdot r_2)). \quad (3)$$

При условии  $v_{u3} = 0$  имеем:

$$H_{T\infty}(II) = \frac{\omega_{II}}{g} (v_{u4} \cdot r_4 + v_{u2} \cdot r_2). \quad (4)$$

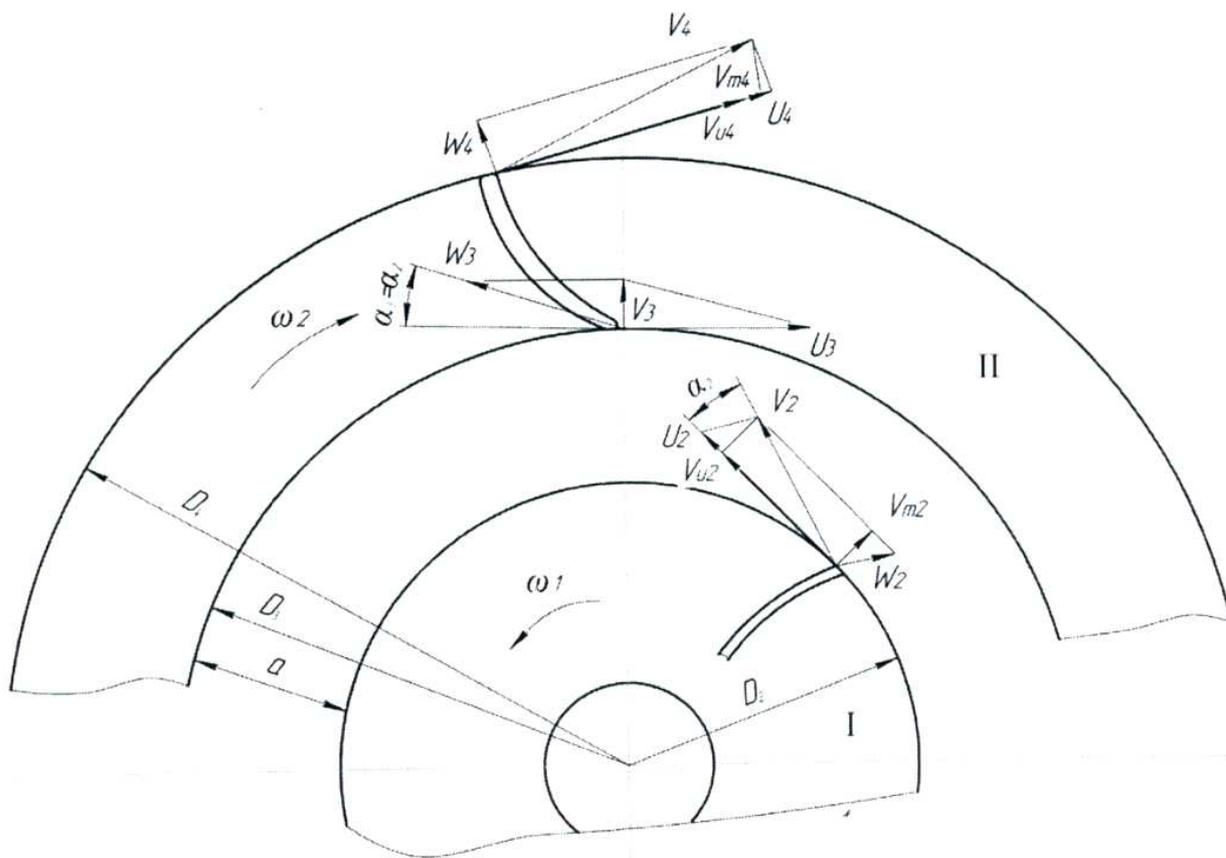


Рис. 2 – Кинематика течения в контрроторных центробежных решетках.

Заметим, что выражение (4) получено на основании того, что на входе во вторую решетку течение, вышедшее из первой, имеет значительный момент количества движения (закрутку), созданный первой решеткой ( $v_{u2} \cdot r_2$ ). При этом его направление противоположно направлению вращения второй решетки. И хотя вектор  $\bar{v}_3$  закрутки не создаёт ( $v_{u3} = 0$ ), закрутка  $v_{u2} \cdot r_2$  является реальной отрицательной циркуляцией на входе во вторую решетку и должна учитываться в основном уравнении.

В случае реальной лопастной решетки циркуляция  $\Gamma_4$  на выходе из второго ротора при  $\omega_I = -\omega_{II}$  никогда не может быть нулевой, исходя из очевидных геометрических соотношений ( $r_4 > r_2$ ). Именно поэтому теоретический напор для второго ротора необходимо рассчитывать, учитывая собственные циркуляции  $\Gamma_4$  (на выходе),  $\Gamma_3$  (на входе) и  $\Gamma_2$ , созданные предыдущим, первым центробежным ротором, то есть

$$H_{T\infty}(II) = \frac{\omega_{II}}{2\pi g} (\Gamma_4 - \Gamma_3 - (\Gamma_2)). \quad (5)$$

В случае, когда  $\Gamma_3 = 0$  для обеспечения бесциркуляционного входа и повышения теоретического напора

$$H_{T\infty}(II) = \frac{\omega_{II}}{2\pi g} (\Gamma_4 + \Gamma_2). \quad (6)$$

Общий напор обеих решеток будет равен сумме напоров каждой из них

$$H_{T\infty} = H_{T\infty}(I) + H_{T\infty}(II) = \frac{\omega}{g} (v_{u4} \cdot r_4 + v_{u2} \cdot r_2) \quad (7)$$

при условии, что угловые скорости каждой решетки одинаковы по модулю и различны по направлению:

$$\omega = \omega_I = -\omega_{II}.$$

Следует также обратить внимание на то, что лопасти второй решетки двигаются навстречу течению, выходящему из первой решетки, изменяя его момент количества движения за очень короткое время. А это, согласно *теореме импульсов*, обуславливает резкое возрастание силы взаимодействия между твёрдой поверхностью лопасти и набегающим на неё течением. Что, очевидно, приводит к существенному возрастанию интенсивности процесса энергопередачи.

Рассматривая рабочий процесс контрроторной лопастной системы и, в первую очередь, работу второй решетки, приходим к предположению, что первая решетка, создавая на входе во вторую течение со значительной отрицательной циркуляцией  $\Gamma_2$ , создаёт тем самым интенсивное встречное течение для лопастей второго яруса, с которым они активно взаимодействуют. Очевидно, что кинетическая энергия этого течения быстро переходит в состояние энергии давления, что напоминает рабочий процесс в гидромашине активного принципа действия (например, в струйных ковшовых турбинах) [10].

Как уже отмечалось выше, в радиальных контрроторных решетках необходимо ожидать взаимодействия сильно закрученного течения с движущимися ему навстречу лопастями второго ротора. Это, в свою очередь вызовет соответствующие негативные гидродинамические последствия. Чтобы их уменьшить, можно рекомендовать выход из первой решетки размещать на значительно меньшем радиусе, а необходимую величину напора добирать за счет второго ротора.

**Выводы.** Приведенные исследования особенностей рабочего процесса в контрроторных конструкциях позволяют в рамках идеальной осесимметричной схемы описать механизм энергопередачи (повышение напора) в первой и, особенно, во второй лопастных решетках, а также объяснить роль и место каждой из них в этом процессе. Сформулированы предпосылки для создания моделей соответствующих лопастных решеток для проведения численного моделирования и натурных исследований.

#### Список литературы

1. СИПТ'09 : материалы V международной конференции. – Воронеж : Научная книга, 2009. – 356 с.
2. Ecopump.ru'2009 : Тезисы докладов международной научно-технической конференции. – М. : Из-во РАПН, 2009. – 458 с.
3. Караханьян В. К. Итак, главные проблемы: энергосбережение и экология // Насосы и оборудование. – 2008. – № 4 – 5. – с. 4.
4. Солодченков Б. Ж. EuroPump 2010: Париж. Энергоэффективность. Инновации // Насосы и оборудование. – 2010. – № 3. – С. 8 – 12.
5. Брусиловский И. В., Клеников И. В., Левин Е. М. Осевой вентилятор встречного вращения // Промышленная аэродинамика. – 1973. – № 29. – С. 113 – 121.
6. Потетенко О. В., Дранковский В. Э., Ковалев С. М. Тенденции продвижения горизонтальных прямооточных и вертикальных радиально-осевых гидротурбин на высокие напоры с широким диапазоном эксплуатации // Вісник Сумського державного університету. Серія: Технічні науки. – 2010. – № 3, Т. 1. – С. 125 – 135.
7. Watanabe S., Furukawa A., Usami S. Internal flow structure in real rotor of contra-rotation axial flow pump at partial flow rates // Materials of 9th Int. Symp. on exp. and computational aerothermodynamics of internal flow. – 2009 – p. 70 – 76.
8. Traczyk J., Brejnak J., Kawalec K. Пат. 134101 ПНР. № 232056. Центробежный проточный компрессор. – 1986.
9. Михайлов А. К., Малоушенко В. В. Лопастные насосы. Теория, расчет и конструирование. – М. : Машиностроение, 1977. – 288 с.
10. Кривченко Г. И. Гидравлические машины. Турбины и насосы : учебник. – 2-е изд., перераб. и доп. – М. : Энергоатомиздат, 1983. – 320 с.

#### References (transliterated)

1. SINT'09 : materialy V mezhdunarodnoy konferentsii [SyPT'09: proceedings of the V-th international conference]. Voronezh, Nauchnaya kniga Publ., 2009. 356 p.
2. Ecopump.ru'2009 : Tezisy dokladov mezhdunarodnoy nauchno-tehnicheskoy konferentsii [Ecopump.ru'2009 : abstracts of international scientific and technical conference]. Moscow, Iz-vo RAPN Publ., 2009. 458 p.
3. Karahanyan V. K. Itak, glavnye problemy : energosberezhenie i ekologiya [So, the main problems: energy saving and ecology]. *Nasosy i oborudovanie*. – 2008. – № 4 – 5. – p. 4.

- dovanie* [Pumps and equipment]. 2008, no. 4–5, p. 4.
4. Solodchenkov B. Zh. EuroPump 2010: Parizh. Energoeffektivnost. Innovatsii [EuroPump 2010: Paris. Energy efficiency. Innovations.]. *Nasosy i oborudovanie* [Pumps and equipment]. 2010, no. 3. pp. 8–12.
  5. Brusilovskiy I. V., Klenikov I. V., Levin E. M. Osevoy vintelyator vstrechnogo vrascheniya [Counter-rotating axial pump]. *Promyshlennaya aerodinamika* [Industrial aerodynamics]. 1973, no. 29, pp. 113–121.
  6. Potetenko O. V., Drankovskiy V. E., Kovalev S. M. Tendentsii prodvizheniya gorizontalnykh pryamotochnykh i vertikal'nykh radial'no-osevykh gidroturbin na vysokie napory s shirokim diapazonom ekspluatatsii [Tendencies of forwarding horizontal tubular and vertical radial-axel hydro-turbines for multiple purpose high pressures]. *Visnik Sums'kogo derzhavnogo universitetu. Seriya: Tehnichni nauky* [Bulletin of the Sumy National University. Series: Technical Sciences]. 2010, vol. 3, no. 1, pp. 125–135.
  7. Watanabe S., Furukawa A., Usami S. Internal flow structure in real rotor of contra-rotation axial flow pump at partial flow rates. *Materials of 9th Int. Symp. on exp. end computational aerothermodynamics of internal flow*. 2009, pp. 70–76.
  8. Traczyk J., Brejnak J., Kawalec K. *Tsentrobeznyy protochnyy compressor* [Centrifugal flow compressor]. Patent 134101 PNR, no. 232056, 1986.
  9. Mihaylov A. K., Maluyshenko V. V. *Lopastnyie nasosy. Teoriya, raschet i konstruirovaniye* [Vane pumps. Theory, computations and engineering]. Moscow, Mashinostroenie Publ., 1977. 288 p.
  10. Krivchenko G. I. *Gidravlicheskie mashiny. Turbiny i nasosy : uchebnik. 2-e izd., pererab. i dop.* [Hydraulic machines. Turbines and pumps: textbook – 2<sup>nd</sup> ed.]. Moscow, Energoatomizdat Publ., 1983. 320 p.

Поступила (received) 30.06.2016

Бібліографічні описи / Библиографические описания / Bibliographic descriptions

**Теоретичний опис роботи контрроторної лопатевої системи відцентрового насоса / І. А. Ковалёв, О. В. Ратушный, Н. В. Семенова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 16 (1188). – С. 43 – 47. Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2222-0631.**

**Теоретическое описание работы контрроторной лопастной системы центробежного насоса / И. А. Ковалёв, А. В. Ратушный, Н. В. Семёнова // Вісник НТУ «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків : НТУ «ХПІ», 2016. – № 16 (1188). – С. 43 – 47. Бібліогр.: 10 назв. – ISSN 2222-0631.**

**Theoretical description of work of the counter-rotor blade system of chempump / I. A. Kovalyov, A. V. Ratushny, N. V. Semenova // Bulletin of National Technical University «KhPI» Series: Mathematical modeling in engineering and technologies. – Kharkiv : NTU «KhPI», 2016. – № 16 (1188). – pp. 43 – 47. Bibliog.: 10 titles. – ISSN 2222-0631.**

Відомості про авторів / Сведения об авторах / Information about authors

**Ковальов Ігор Олександрович** – кандидат технічних наук, професор кафедри Прикладної гідроаеромеханіки, Сумський державний університет, м. Суми; тел.: (050) 999-79-65; e-mail: i.kovalyov@pgm.sumdu.edu.ua.

**Ковалёв Игорь Александрович** – кандидат технических наук, профессор кафедры Прикладной гидроаэромеханики, Сумской государственной университет, г. Сумы; тел.: (050) 999-79-65; e-mail: i.kovalyov@pgm.sumdu.edu.ua.

**Kovalyov Igor Aleksandrovich** – PhD in Engineering Sciences, Associate Professor of the Department of Applied Hydroaeromechanics, Sumy State University, Sumy, Ukraine; tel.: (050) 999-79-65; e-mail: i.kovalyov@pgm.sumdu.edu.ua.

**Ратушний Олександр Валерійович** – кандидат технічних наук, асистент кафедри Прикладної гідроаеромеханіки, Сумський державний університет, м. Суми; тел.: (050) 139-40-96; e-mail: o.ratushnij@pgm.sumdu.edu.ua.

**Ратушный Александр Валерьевич** – кандидат технических наук, ассистент кафедры Прикладной гидроаэромеханики, Сумской государственной университет, г. Сумы; тел.: (050) 139-40-96; e-mail: o.ratushnij@pgm.sumdu.edu.ua.

**Ratushnyi Aleksandr Valerievych** – PhD in Engineering Sciences, Teaching Assistant of the Department of Applied Hydroaeromechanics, Sumy State University, Sumy, Ukraine; tel.: (050) 139-40-96; e-mail: o.ratushnij@pgm.sumdu.edu.ua.

**Семенова Наталія Вікторівна** – аспірант кафедри прикладної гідроаеромеханіки, Сумський державний університет, м. Суми; тел.: (096) 254-99-60; e-mail: nataliya.semenova.751@mail.ru.

**Семёнова Наталия Викторовна** – аспірант кафедри прикладної гидроаэромеханики, Сумской государственной университет, г. Сумы; тел.: (096) 254-99-60; e-mail: nataliya.semenova.751@mail.ru.

**Semenova Nataliya Viktorovna** – PhD student, Department of Applied Hydroaeromechanics, Sumy State University, Sumy, Ukraine; tel.: (096) 254-99-60; e-mail: nataliya.semenova.751@mail.ru.