

Научная статья

УДК 532.5:532.533:627.844

<https://doi.org/10.26897/1997-6011-2023-5-111-117>

РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ИНЖЕКЦИОННЫХ ВОДОВЫПУСКОВ-РЕГУЛЯТОРОВ

Снежко Вера Леонидовна^{1✉}, д-р техн. наук, профессор;

<https://orcid.org/0000-0002-3968-0563>; Scopus AuthorID: 57209333075; ВЕБ АВГ-5645-2020; РИНЦ AuthorID: 696880; vl_snejko@mail.ru

Кобозев Даниил Дмитриевич², аспирант;

AuthorID: 1083396; kobozev.daniil@yandex.ru

¹Национальный исследовательский Московский государственный строительный университет; 129337, г. Москва, Ярославское шоссе, 26, Россия

²Российский государственный аграрный университет – МСХА имени К.А. Тимирязева; 127434, г. Москва, ул. Тимирязевская, 49, Россия

Аннотация. В случаях, когда к гидротехническим сооружениям, расположенным на оросительных каналах, подвод источников энергоснабжения является экономически необоснованным, в России и за рубежом широко используются средства гидравлической автоматизации. Цель исследований – вывод расчетных зависимостей для определения расхода инжектируемого и инжектирующего потоков с учетом гидравлических потерь в пределах проточного тракта сооружения, построение расходной характеристики регулятора с соплом и выходным участком постоянной площади с ее последующей верификацией данными гидравлического эксперимента. Инжекционные регуляторы расхода имеют несколько модификаций: с диффузорным выходным участком без стеснения трубы водовыпуска соплом, с соплом и диффузором, с соплом и выходным участком постоянной площади. Для регуляторов с соплом в настоящее время получены зависимости для гидравлического расчета, которые можно считать условно идеальными, так как они не учитывают ряд местных сопротивлений и сопротивлений на трение по длине, возникающих при слиянии потоков с последующим движением в камере смешения. В результате выполненных исследований авторами впервые получены расчетные зависимости для определения расхода инжектируемого и инжектирующего потоков с учетом гидравлических потерь в пределах проточного тракта сооружения, построена расходная характеристика регулятора с соплом и выходным участком постоянной площади. Расходная характеристика верифицирована по имеющимся данным гидравлического эксперимента. Выполнен анализ формы расходной характеристики инжекционного регулятора путем сравнения с обобщенными характеристиками гидроструйных насосов. Практическая значимость исследований заключается в возможности использования безразмерной характеристики инжекционного водовыпуска для привязки к конкретным условиям эксплуатации так, как это принято при подборе насосов. Для определения расходов, протекающих в регуляторе, зарегистрирована программа для ЭВМ.

Ключевые слова: гидротехнические сооружения, водовыпуски, регуляторы расхода, инжекция, гидравлические сопротивления

Формат цитирования: Снежко В.Л., Кобозев Д.Д. Расходные характеристики инжекционных водовыпусков-регуляторов // Природообустройство. 2023. № 5. С. 111-117. <https://doi.org/10.26897/1997-6011-2023-5-111-117>

© Снежко В.Л., Кобозев Д.Д., 2023

Research article

FLOW CHARACTERISTICS OF INJECTION WATER OUTLETS-REGULATORS

Snezhko Vera Leonidovna^{1✉}, doctor of technical sciences, professor;

<https://orcid.org/0000-0002-3968-0563>; Scopus Author ID: 57209333075; ВЕБ АВГ-5645-2020; РИНЦ AuthorID: 696880; vl_snejko@mail.ru

Daniil Dmitrievich Kobozev², post graduate student,

AuthorID: 1083396; kobozev.daniil@yandex.ru

¹National Research Moscow State University of Civil Engineering; 26, Yaroslavskoye Shosse, Moscow, 129337, Russia

²Russian State Agrarian University Moscow State Agricultural Academy named after C.A. Timiryazev; 127434, Timiryazevskaya str., 49, Russia

Abstract. In cases where the supply of energy sources to hydraulic structures located on irrigation canals is economically unjustified, hydraulic automation means are widely used in Russia and abroad.

The purpose of the research is to derive design dependencies to determine the flow rate of the injected and injected flows, taking into account hydraulic losses within the flow path of the structure, to construct the flow characteristic of the regulator with a nozzle and an outlet section of a constant area with its subsequent verification by the data of the hydraulic experiment. Injection flow regulators have several modifications: with a diffuser outlet section without restricting the outlet pipe with a nozzle, with a nozzle and diffuser, with a nozzle and an outlet section of a constant area. For regulators with a nozzle, dependences for hydraulic calculations have now been obtained, which can be considered conditionally "ideal", since they do not take into account a number of local resistances and frictional resistances along the length that arise when flows merge with subsequent movement in the mixing chamber. As a result of the research, the authors for the first time obtained calculated dependencies for determining the flow rate of the injected and injected flows, taking into account hydraulic losses within the flow path of the structure, and constructed the flow characteristic of a regulator with a nozzle and an outlet section of a constant area. The flow characteristic is verified using available hydraulic experiment data. An analysis of the shape of the flow characteristics of the injection regulator was carried out by comparison with the generalized characteristics of hydraulic jet pumps. The practical significance of the research lies in the possibility of using the dimensionless characteristics of the injection water outlet to link it to specific operating conditions, as is customary when selecting pumps. To determine the flow rates in the regulator, a computer program has been registered.

Key words: hydraulic structures, water outlets, flow regulators, injection, hydraulic resistances

Format of citation: Snezhko V.L., Kobozev D.D. Flow characteristics of injection water outlets-regulators // Prirodoobustroystvo. 2023. No 5. P. 111-117. <https://doi.org/10.26897/1997-6011-2023-5-111-117>

Введение. Как в России, так и за рубежом использование энергии воды и законов ее движения при разработке средств автоматизации является актуальным направлением совершенствования мелиоративных гидротехнических сооружений [1, 2]. В настоящее время изучена работа ряда устройств гидравлической автоматизации, в основу которых положен эффект инжекции [3, 4]. Отличительной особенностью регуляторов расхода, установленных на оросительных каналах, является использование энергии инжектирующего потока с расходом Q_1 для подъема

инжектируемого потока с расходом Q_0 , который представляет собой излишки водоподачи ниже створа перегораживающего сооружения (рис. 1).

В состав инжекционного регулятора входит трубчатый водовыпуск, по которому из верхнего бьефа в нижний бьеф поступает расход Q_1 . Сопло расположено на концевом участке трубы перед входом в камеру смешения. Через водослив, отметка которого соответствует уровню воды в отводящем канале при максимальном водопотреблении, излишки водоподачи Q_0 поступают в регулирующий объем, формируя там некоторый промежуточный уровень воды. Из регулирующего объема поток инжектируется в камеру смешения через отверстие по короткому патрубку и циркулирует между камерой смешения и нижним бьефом.

При соответствующем расчетном гидравлическом обосновании интересным представляется конструктивное решение эжекционного устройства (трубчатого водовыпуска-регулятора), в котором регулирующий объем предложено заменить трубой, соединяющей нижний бьеф с камерой смешения [5].

Напор инжектирующего потока во входном сечении камеры смешения отсчитывается от уровня верхнего бьефа до уровня воды в промежуточном бьефе:

$$H_1 = \nabla \text{УВБ} - \nabla \text{УПБ},$$

где H_1 – напор между уровнем верхнего бьефа $\nabla \text{УВБ}$ и уровнем воды в промежуточном бьефе $\nabla \text{УПБ}$, м.

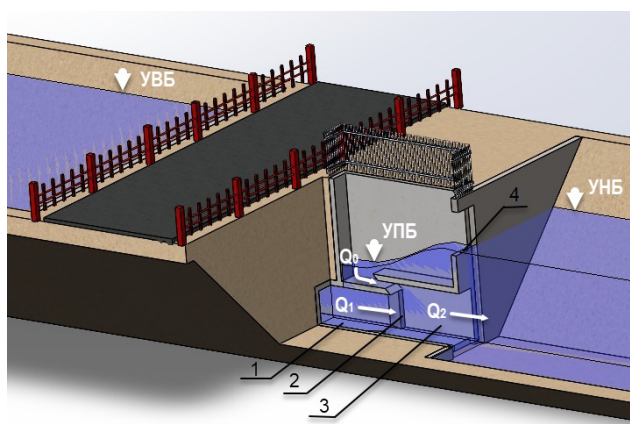


Рис. 1. Инжекционный водовыпуск-регулятор в канале:

- 1 – труба водовыпуска; 2 – сопло;
3 – камера смешения; 4 – водослив

Fig. 1. Injection water outlet-regulator in the channel:

- 1 – water outlet pipe; 2 – nozzle;
3 – mixing chamber; 4 – weir

Высота подъема инжектируемого потока является разностью отметок уровня воды в нижнем и промежуточном бьефе:

$$H_2 = \nabla \text{УНБ} - \nabla \text{УПБ},$$

где H_2 – напор между уровнем воды в нижнем бьефе $\nabla \text{УНБ}$ и уровнем воды в промежуточном бьефе, м.

Напор на водовыпуск-регулятор представляет собой разность отметок уровня воды в верхнем и нижнем бьефе:

$$H = \nabla \text{УВБ} - \nabla \text{УНБ}.$$

При течении вязкой жидкости в гидротехнических сооружениях часть напора неизбежно теряется на местных сопротивлениях и при трении по длине. Для оросительных каналов в створе перегораживающего сооружения разница отметок между верхним и нижним бьефом, как правило, невелика (0,5...2 м) в случае, когда регулятор не совмещен с перепадом. Таким образом, потери напора каждого из сливающихся потоков в пределах проточной части могут влиять на пропускную способность регулятора и ограничивать его применение, что делает актуальным уточнение имеющихся ранее расчетных зависимостей.

Согласно классификации [6] водовыпуск-регулятор, приведенный на рисунке 1, представляет собой однофазный струйный аппарат, в котором агрегатное состояние инжектируемого и инжектирующего потоков является одинаковым. Вследствие малого диапазона давлений свойства сжимаемости потоков, сливающихся в регуляторе, не проявляются, и обе среды рассматриваются как неупругие. По классификации струйных аппаратов водовыпуск-регулятор является струйным или водоструйным, или гидроструйным насосом, но не струйным компрессором или эжектором. Шероховатость поверхности струйных насосов отражается на эффективности их работы [7], поэтому пренебрежение потерями по длине может негативно повлиять на результаты расчета.

Имеющиеся в настоящее время теоретические уравнения для определения величины сливающихся в регуляторе расходов [8] представляют собой условно идеальный расчетный случай, учитывающий только отдельные гидравлические потери в пределах проточного тракта. При составлении уравнений баланса энергии не учитывались потери на трение по длине. В уравнении импульсов для камеры смешения рассматривались только потери на смешение потоков, не рассматривались потери на трение в пределах камеры смешения, не учитывались потери в сопле. Это приводило к определенному завышению расчетной скорости потоков.

Цель исследований: вывод расчетных зависимостей для определения расхода инжектируемого и инжектирующего потоков с учетом гидравлических потерь в пределах проточного тракта сооружения, построение расходной характеристики регулятора с соплом и выходным участком постоянной площади с ее последующей верификацией данными гидравлического эксперимента.

Материал и методы исследований. Экспериментальный материал для верификации был получен авторами ранее в результате испытаний физической модели регулятора в гидравлическом лотке. Подробно сведения о конструкции модельной установки приведены в работе [8].

Теоретической основой вывода зависимостей для гидравлического расчета инжекционного регулятора являлись законы, описывающие процессы в любых струйных аппаратах: закон сохранения энергии; закон сохранения импульса; закон сохранения массы инжектируемого и инжектирующего потоков [9]. Схема для гидравлического расчета сооружения приведена на рисунке 2.

В процессе регулирования между входным сечением 1-1 и сечением вблизи сопла в камере смешения 2-2 инжектирующий поток имеет ряд потерь напора: на вход в трубу площадью $\omega_{\text{тр}}$; по длине трубы $L_{\text{тр}}$ до сопла; в сопле при переходе от площади трубы $\omega_{\text{тр}}$ до площади сопла ω_1 . Общая величина потерь, отнесенных к скорости течения в сопле $v_1 = \frac{Q_1}{\omega_1}$ составляет:

$$h_{v1} = \frac{v_1^2}{2g} \left(\zeta_{\text{вх}} \left(\frac{\omega_1}{\omega_{\text{тр}}} \right)^2 + \zeta_{\text{тр} v1} \left(\frac{\omega_1}{\omega_{\text{тр}}} \right)^2 + \zeta_{\text{соп}} \right), \quad (1)$$

где $\zeta_{\text{вх}}$ – коэффициент сопротивления на вход в трубу водовыпуска; $\zeta_{\text{тр} v1}$ – коэффициент сопротивления на трение в трубе,

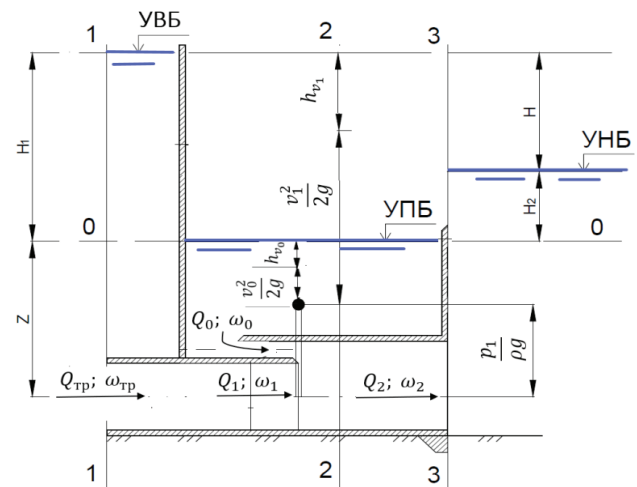


Рис. 2. Схема к гидравлическому расчету инжекционного регулятора

Fig. 2. Diagram to the hydraulic calculation of the injection regulator

$$\zeta_{\text{тр } v1} = \lambda \frac{L_{\text{тр}}}{d_{\text{тр}}}.$$

Здесь $L_{\text{тр}}$ – длина трубы, м; $d_{\text{тр}}$ – диаметр трубы, м; λ – коэффициент Дарси, $\lambda = 0,11 \left(\frac{\Delta}{d_{\text{тр}}} + \frac{68}{Re} \right)^{0,25}$. Здесь Re – число Рейнольдса; $\zeta_{\text{соп}}$ – коэффициент сопротивления сопла; $\zeta_{\text{соп}} = \zeta' \left(1 - \frac{\omega_1}{\omega_{\text{тр}}} \right)^{0,75}$. Здесь ζ' – коэффициент, зависящий от формы исполнения входной кромки сопла; ω_1 – площадь сопла, м²;

Как показано [10], форма исполнения сопла влияет на характеристики струйных насосов

От уровня воды в промежуточном бьефе до входного сечения камеры смешения инжектируемый поток имеет потери напора на вход (ограниченный тремя стенками через отверстие площадью $w_{\text{отв}}$) в короткую трубу площадью $w_{\text{кор}}$ и внезапное расширение от площади $w_{\text{кор}}$ до площади w_0 . Потерями на трение по длине ввиду короткого участка течения в трубе, по которой поступает инжектируемый поток, можно пренебречь. Общая величина потерь, отнесенных к скорости течения $v_0 = Q_0/\omega_0$, составляет:

$$h_{v0} = \frac{v_0^2}{2g} \left(\zeta_{\text{вх } 0} \left(\frac{\omega_0}{\omega_{\text{отв}}} \right)^2 + \zeta_{\text{вн } p} \left(\frac{\omega_0}{\omega_2 - \omega_0} \right)^2 \right), \quad (2)$$

где $\zeta_{\text{вх } 0}$ – коэффициент сопротивления на вход в короткую трубу; w_0 – площадь инжектируемого потока в начале камеры смешения, $w_0 = w_2 - w_1$. Здесь w_2 – площадь камеры смешения, м²; $\zeta_{\text{вн } p}$ – коэффициент потерь при расширении инжектируемого потока в вертикальной плоскости во входном сечении камеры смешения.

В камере смешения гидравлические потери складываются из потерь на смешение потоков и потерь на трение по длине камеры. Потерями на удар можно пренебречь, так как конструкция камеры смешения обеспечивает почти параллельное течение. При отнесении коэффициентов сопротивления к скорости в камере $v_2 = Q_2/\omega_2$ общая величина потерь составит:

$$h_{\text{кам}} = \frac{v_2^2}{2g} (\zeta_{\text{смеш } v2} - \zeta_{\text{тр } v2}), \quad (3)$$

где $\zeta_{\text{смеш } v2}$ – коэффициент потерь на смешение потоков в камере; $\zeta_{\text{тр } v2}$ – коэффициент сопротивления на трение в камере.

Коэффициент $\zeta_{\text{смеш } v2}$, зависящий от скоростей сливающихся потоков, может быть теоретически получен из закона сохранения количества движения, составленного в предположении того, что в камере смешения других потерь нет:

$$\frac{P_3 - P_2}{\rho} = v_2 \left(\frac{\omega_1 v_1^2 + \omega_0 v_0^2}{\omega_1 v_1 + \omega_0 v_0} - v_2 \right); \quad (4)$$

$$\frac{P_3 - P_2}{\rho g} = \zeta_{\text{смеш } v2} \frac{v_2^2}{2g} = \frac{v_2}{g} \left(\frac{\omega_1 v_1^2 + \omega_0 v_0^2}{\omega_1 v_1 + \omega_0 v_0} - v_2 \right);$$

$$\zeta_{\text{смеш } v2} = 2 \left(\frac{v_2 (\omega_1 v_1^2 + \omega_0 v_0^2)}{\omega_1 v_1 + \omega_0 v_0} - 1 \right). \quad (5)$$

В работе Ю.Л. Кирилловского [11] предложено вычленять потери на трение в камере смешения струйных насосов из общей величины потерь по данным экспериментальных исследований. С учетом уравнений (3) и (4) можно составить зависимость:

$$\zeta_{\text{тр } v2} = \zeta_{\text{смеш } v2} - h_{\text{кам}} \frac{2g}{v_2^2}.$$

В случае, когда поперечное сечение участков проточной части регулятора отличается от круглого, диаметр d во всех приведенных выше формулах через площадь поперечного сечения w приводят к эквивалентному гидравлическому диаметру $d = 1,128\sqrt{\omega}$.

Результаты и их обсуждение. Вывод системы уравнений для определения величины инжектируемого и инжектирующего расходов регулятора был стандартно основан на методах, принятых в теории струйных насосов. Давление в сечении 2-2 для инжектирующего и инжектируемого потоков принято одинаковым.

Впервые во все уравнения включались полные гидравлические потери. В уравнение (4) были включены потери по длине, снижающие возможное восстановление напора в камере смешения:

$$\frac{P_3 - P_2}{\rho g} = \frac{v_2}{g} \left(\frac{\omega_1 v_1^2 + \omega_0 v_0^2}{\omega_1 v_1 + \omega_0 v_0} - v_2 \right) - \zeta_{\text{тр } v2} \frac{2g}{v_2^2}. \quad (6)$$

Уравнение Бернулли, составленное для инжектирующего потока между сечениями 1-1 и 2-2, имело вид:

$$H_1 + z = \frac{P_1}{\rho g} + \zeta_{\text{вх}} \left(\frac{\omega_1}{\omega_{\text{тр}}} \right)^2 \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_{s \ v1} \left(\frac{\omega_1}{\omega_{\text{тр}}} \right)^2 \frac{v_1^2}{2g} + \zeta_{\text{соп}} \frac{v_1^2}{2g} + \frac{v_1^2}{2g}. \quad (7)$$

Приведенный коэффициент сопротивления инжектирующего потока

$$\zeta_{v1} = \zeta_{\text{вх}} \left(\frac{\omega_1}{\omega_{\text{тр}}} \right)^2 + \zeta_{\text{тр } v1} \left(\frac{\omega_1}{\omega_{\text{тр}}} \right)^2 + \zeta_{\text{соп}} + 1$$

после подстановки в формулу (7) позволил получить уравнение:

$$z = \frac{P_1}{\rho g} + \zeta_{v1} \frac{v_1^2}{2g} - H_1.$$

Уравнение Бернулли, составленное для инжектируемого потока между вертикальным сечением, проходящим через центр отверстия площадью $w_{отв}$, и сечением 2-2 –

$$z = \frac{p_1}{\rho g} + \zeta_{вх 0} \left(\frac{\omega_0}{\omega_{кор}} \right)^2 \frac{v_0^2}{2g} + \zeta_{вн п} \left(\frac{\omega_0}{\omega_2 - \omega_0} \right)^2 \frac{v_0^2}{2g} + \frac{v_0^2}{2g}. \quad (8)$$

Приведенный коэффициент сопротивления инжектируемого потока

$$\zeta_{v0} = \zeta_{вх 0} \left(\frac{\omega_0}{\omega_{кор}} \right)^2 + \zeta_{вн п} \left(\frac{\omega_0}{\omega_2 - \omega_0} \right)^2 + 1$$

после подстановки в формулу (8) позволил получить уравнение:

$$z = \frac{p_1}{\rho g} + \zeta_{v0} \frac{v_0^2}{2g}.$$

После исключения z из уравнений получена зависимость для скорости инжектируемого потока:

$$v_0 = \sqrt{\frac{\zeta_{v1} v_1^2 - \frac{2g}{\zeta_{v0}} H_1}{\zeta_{v0}}}. \quad (9)$$

Подстановки ζ_{v1} , ζ_{v0} и v_0 были выполнены в других расчетных уравнениях системы, после решения которой получено выражение для скорости инжектирующего потока:

$$v_1 = \left(\frac{2gH_1 B^2 - 2AC + \sqrt{(2AC - 2gH_1 B^2)^2 + 4(B^2 \zeta_{v1} - A^2)C^2}}{2(B^2 \zeta_{v1} - A^2)} \right)^{0.5}, \quad (10)$$

где присутствуют константы А, В и С, вычисляемые по формулам:

$$A = \frac{\omega_1}{\omega_2} - \left(1 + \frac{\zeta_{тр v2}}{2} \right) \left[\left(\frac{\omega_1}{\omega_2} \right)^2 + \left(\frac{\omega_0}{\omega_2} \right)^2 \frac{\zeta_{v1}}{\zeta_{v0}} \right] + \zeta_{v1} \left(\frac{\omega_0}{\omega_2 \zeta_{v0}} - 0.5 \right);$$

$$B = \frac{\omega_1 \omega_0 (2 + \zeta_{тр v2})}{\omega_2 \omega_2 \sqrt{\zeta_{v0}}};$$

$$C = gH_2 + gH_1 \left(\frac{2\omega_0}{\omega_2 \zeta_{v0}} - 2 \left(\frac{\omega_0}{\omega_2} \right)^2 \cdot \left(\frac{1}{\zeta_{v0}} + \frac{\zeta_{\delta \delta v2}}{2\zeta_{v0}} \right) - 1 \right).$$

Если не учитывать гидравлические потери на местных сопротивлениях и на трение по длине сливающихся потоков, то $\zeta_{v1} = 1$ и $\zeta_{v0} = 1$. Если не учитывать потери на трение по длине в камере смешения, то $\zeta_{тр v2} = 0$. Подстановка этих значений в уравнения (9) и (10) упрощает расчетные зависимости до «идеального» случая. Если необходимо исключить отдельные виды потерь любого из потоков, достаточно выборочно исключать конкретные коэффициенты сопротивлений из формулы приведенного коэффициента сопротивления.

Определение инжектируемого и инжектирующего расходов требует введения итераций, так как при расчете потерь на трение по длине необходимо знать число Рейнольдса, которое в свою очередь связано со скоростью течения потоков. Кроме того, наличие гидравлических потерь может привести к снижению давления в сечении сопла и захвату воздуха в камеру смешения.

Для каждого расчетного случая необходима проверка заглубления отверстия в нижней стенке регулирующего объема. С этой целью была разработана программа для ЭВМ, прошедшая государственную регистрацию [12]. Программа использует полученные новые теоретические зависимости для определения расходов регулятора и одновременно проверяет условия заглубления отверстия для поступления инжектируемого потока под УПБ (или при его отсутствии) и верхней кромки выходного сечения камеры смешения под УНБ.

Регулирующую способность водовыпуска характеризует коэффициент инжекции, или безразмерный расход. Коэффициент инжекции регулятора (как и гидроструйного насоса) определяется по формуле:

$$u = \frac{Q_0}{Q_1},$$

где Q_0 – расход инжектируемого потока, м³/с; Q_1 – расход инжектирующего потока, м³/с.

Безразмерный напор регулятора (относительный напор) определяется по зависимости:

$$\bar{h} = \frac{H_2}{H_1 - H_2} = \frac{H_2}{H}.$$

Напор H_2 представляет собой полезный напор, на величину которого поднимается инжектируемый расход Q_0 . Разность напоров в знаменателе является затраченным напором, или напором на сооружение [13].

Основной геометрический параметр инжекционного регулятора – относительная площадь. Наиболее часто в безразмерных расходных характеристиках струйных насосов используется отношение площади, занимаемой инжектируемым потоком, к площади сопла:

$$\bar{k} = \frac{\omega_0}{\omega_1},$$

где ω_1 – площадь сопла, м²; ω_0 – площадь инжектируемого потока, м².

Характеристики регуляторов, как и струйных насосов, зависят от отношения площади входного сечения камеры смешения w_2 к площади сопла $w_1 = w_2 - w_0$, а не от абсолютных величин этих параметров [14].

Основной характеристикой регулятора, как струйного насоса, является расходная характеристика, связывающая относительный напор и коэффициент инжекции при конкретном значении относительной площади $\bar{h} = f(u; \bar{k})$.

На рисунке 3 представлена расходная характеристика инжекционного регулятора, полученная для приведенных ниже условий.

Расчетные значения коэффициента инжекции регулятора были вычислены по зависимости:

$$u = \frac{v_0 \omega_0}{v_1 \omega_1},$$

где значения скоростей сливающихся потоков v_0 и v_1 определялись по (9) и (10) для фактических относительных напоров H_1 и H_2 , полученных в экспериментах. При вычислении безразмерного напора также использовались экспериментальные значения. Относительная площадь \bar{k} для модели регулятора была равна 1 и лежала в области оптимальных значений для струйных насосов.

Экспериментальные точки и расчетные значения показали достаточную сходимость. Анализ формы полученной расходной характеристики инжекционного регулятора был выполнен путем сравнения полученной кривой с обобщенными характеристиками гидроструйных насосов [13]. Для насосов величина безразмерного относительного напора \bar{h} находится в пределах от 0,7 до 0,05, в этом же диапазоне расположены точки, приведенные на рисунке 3. При значении $\bar{k} = 1$ по зависимостям Ю.Л. Кирилловского и Л.Г. Подвид за относительный расход u

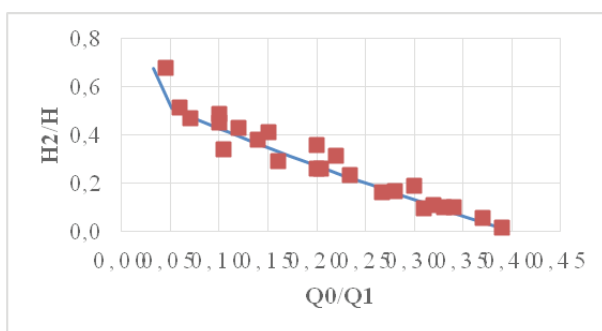


Рис. 3. Расходная характеристика инжекционного регулятора при $k = 1$

Fig. 3. Flow characteristics of the injection regulator at $k = 1$

Список использованных источников

1. Kadirova G. Hydraulic automatic regulator of level with flexible working bodies // E3S Web Conf. 2021. № 264. P. 03039. DOI: 10.1051/e3sconf/202126403039.
2. Пахомов А.А., Колобанова Н.А. Автоматизированное управление процессом водоподдачи с использованием гидравлических средств регулирования // Научный журнал Российского НИИ проблем мелиорации. 2013. № 4 (12). С. 168-178.

гидроструйного насоса имеет предельное значение $u=0,75$. На рисунке 3 это значение равно $u=0,37$, то есть расположено внутри диапазона возможных значений. Малыми коэффициентами инжекции принято считать значения u меньше, чем 1 ($u < 1$). Практически все изученные инжекционные регуляторы имеют малые коэффициенты инжекции, что связано с потерями напора в пределах их проточного тракта и невозможностью применения сопла с более высокими значениями относительной площади.

Струйные насосы с различными абсолютными размерами, но одинаковой относительной площадью будут подобными, а значит, имеют одинаковые характеристики в случае, когда числа Рейнольдса в сечении сопла находятся в автомодельной области. Это впоследствии позволит использовать безразмерную характеристику инжекционного водовыпуска для привязки к конкретным условиям эксплуатации так, как принято при подборе насосов, это и является целью дальнейших исследований авторов.

Выводы

При гидравлическом расчете инжекционных регуляторов необходимо учитывать гидравлические потери (местные и на трение по длине) инжектируемого, инжектирующего и суммарного потоков в пределах проточного тракта сооружения. Путем введения приведенных коэффициентов гидравлических сопротивлений для каждого из потоков впервые получены расчетные зависимости для определения инжектируемого и инжектирующего расходов регулятора.

Расчеты могут быть автоматизированы с использованием программы для ЭВМ, получившей государственную регистрацию.

Построена расходная характеристика инжекционного регулятора с соплом при относительной площади, равной 1, и камерой смешения постоянного сечения. Расширяющийся выходной участок в регуляторе отсутствовал.

Расходная характеристика верифицирована имеющимися данными гидравлического эксперимента и сопоставлена с обобщенными характеристиками гидроструйных насосов.

References

1. Kadirova.G. Hydraulic automatic regulator of level with flexible working bodies, E3S Web Conf. 264, 03039 (2021). DOI: 10.1051/e3sconf/202126403039
2. Pakhomov A.A., Kolobanova N.A. Automated control of the water supply process using hydraulic control devices // Scientific journal of the Russian research institute for land reclamation problems. 2013. № 4 (12). P. 168-178.

3. **Гайсин А.А.** Способ совершенствования гидродинамических регуляторов расхода // Научный журнал Российского НИИ проблем мелиорации. 2015. № 3 (19). С. 159-170.

4. **Кобозев Д.Д., Снежко В.Л.** Сравнение гидравлических характеристик инжекционных регуляторов с различной формой исполнения выходного участка // Гидротехническое строительство. 2023. № 2. С. 29-33.

5. Трубчатый водовыпуск-регулятор: Патент на полезную модель. 219538 U1, 21.07.2023 / Петрашкевич В.В., Бенин Д.М., Михеев П.А., Ткачев А.А., Петрашкевич А.В. Заяв. № 2023107239 от 27.03.2023.

6. **Соколов Е.Я., Зингер Н.М.** Струйные аппараты. 3-е изд., перераб. М.: Энергоатомиздат, 1989. 352 с. ISBN5-283-00079-6

7. **Aldas K. and Yapici R.** Investigation of Effects of Scale and Surface Roughness on Efficiency of Water Jet Pumps Using CFD // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2014. 1: Vol. 8, pp. 14-25.

8. **Бенин Д.М., Кобозев Д.Д., Снежко В.Л.** Инжекционные регуляторы расхода без диффузорных выходных участков // Природообустройство. 2022. № 1. С. 47-53. DOI: 10.26897/1997-6011-2022-1-47-53.

9. **Reddy Y.R. & Kar S.** Theory and performance of water jet pump, Trans. ASCEJ. Hyd. Div. 1968. № 94-5. Pp. 1261-1281.

10. **Ломакин В.О., Чабурко П.С.** Влияние геометрической формы сопла струйного насоса на его характеристики // Наука и образование: Электронный журнал. МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2014. № 12. С. 128-136. DOI: 10.7463/0815.9328000.

11. **Подвидз Л.Г., Кирилловский Ю.Л.** Расчет струйных насосов и установок // Труды ВНИИГидромаша. 1968. Вып. XXXVIII. С. 44-96.

12. **Кобозев Д.Д.** Программа расчета заглубления бездиффузорного инжекционного регулятора расхода. Свидетельство о регистрации программы для ЭВМ 2023668252, 24.08.2023. Заявка № 2023666993 от 15 августа 2023 г.

13. **Лямаев Б.Ф.** Гидроструйные насосы и установки. Л.: Машиностроение. Ленинградское отделение, 1988. 256 с.

14. **Long X., Han N. and Chen Q.** Influence of nozzle exit tip thickness on the performance and flow field of jet pump. Journal of Mechanical Science and Technology. 2008. 22. P. 1959-1965.

Критерии авторства / Authorship criteria

Снежко В.Л., Кобозев Д.Д. выполнили теоретические и экспериментальные исследования, на основании которых провели обобщение и написали рукопись.

Снежко В.Л., Кобозев Д.Д. имеют на статью авторское право и несут ответственность за плагиат.

Конфликт интересов / Conflict of interest

Авторы заявляет об отсутствии конфликтов интересов / The authors declares that there are no conflicts of interest
Поступила в редакцию/ Received 02.05.2023

Поступила после рецензирования / Received after peer review 18.08.2023

Принята к публикации / Accepted for publication 18.08.2023

3. **Gaisin A.A.** A method for improving hydrodynamic flow regulators // Scientific journal of the Russian research institute for land reclamation problems, 2015, No. 3(19), P. 159-170.

4. **Kobozev D.D., Snezhko V.L.** Comparison of the hydraulic characteristics of injection regulators with different designs of the outlet section // Hydrotechnical Construction. 2023. No. 2. P. 29-33.

5. Tubular water outlet-regulator. Patent for a utility model. 219538 U1, 07/21/2023. / Petrashkevich V.V., Benin D.M., Mikheev P.A., Tkachev A.A., Petrashkevich A.V. Application No. 2023107239 dated 03/27/2023.

6. **Sokolov E.Ya., Zinger N.M.** Jet devices. 3rd ed., revised. M.: Energoatomizdat, 1989. 352 p.

7. **Aldas K. and Yapici R.** Investigation of Effects of Scale and Surface Roughness on Efficiency of Water Jet Pumps Using CFD // Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics. 2014. 1: Vol. 8, pp. 14-25.

8. **Benin D.M., Kobozev D.D., Snezhko V.L.** Injection flow regulators without diffuser outlet sections // Prirodoobustrojstvo. 2022. No. 1. P. 47-53. DOI: 10.26897/1997-6011-2022-1-47-53.

9. **Reddy Y.R. & Kar S.** Theory and performance of waterjet pump, Trans. ASCEJ. Hyd. Div., 94-5 (1968), 1261-1281.

10. **Lomakin V.O., Chaburko P.S.** The influence of the geometric shape of a jet pump nozzle on its characteristics // Science and Education. MSTU named after N.E. Bauman. Electronic journal. 2014. No. 12. P. 128-136. DOI: 10.7463/0815.9328000

11. **Podvidz L.G., Kirillovsky Yu.L.** Calculation of jet pumps and installations // Proceedings of VNIIGidromash. 1968. Issue XXXVIII. P. 44-96.

12. **Kobozev D.D.** Program for calculating the depth of a diffuserless injection flow regulator. Certificate of registration of the computer program 2023668252, 08/24/2023. Application No. 2023666993 dated 08/15/2023.

13. **Lyamaev B.F.** Hydrojet pumps and installations. L.: Mechanical engineering. Leningrad branch, 1988. 256 p.

14. **Long X., Han N. and Chen Q.** Influence of nozzle exit tip thickness on the performance and flow field of jet pump. Journal of Mechanical Science and Technology. 2008. 22. P. 1959-1965.

Snezhko V.L., Kobozev D.D. carried out theoretical and experimental studies, on the basis of which they generalized and wrote the manuscript.

Snezhko V.L., Kobozev D.D. have a copyright on the article and are responsible for plagiarism.

All the authors made an equal contribution to the preparation of the publication