

# ГИДРОСТРУЙНЫЙ ЭЖЕКЦИОННЫЙ ГИДРОМЕТАТЕЛЬ СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ. РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС И ХАРАКТЕРИСТИКИ

*Е.К. Спиридонов, Г.Г. Якубов, Д.Ф. Хабарова*

*Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Россия*

Среди гидродинамических машин струйные насосы принадлежат к числу наиболее распространённых. Высокая востребованность подобного типа насосов обусловлена их следующими особенностями: отсутствием подвижных деталей и простотой устройства, малыми габаритными размерами и массой, высокой самовсасывающей способностью, возможностью перекачки агрессивных сред и гидросмесей, содержащих твердые примеси. При гидромеханическом способе разработки месторождений строительных материалов (песка, гравия и т. п.) струйные насосы, гидроэлеваторы, используют при подводной добыче и транспорте сыпучих материалов до сортировочной установки, а после классификации песчано-гравийной смеси – гидротранспорт песка и гравия в отвалы по трубопроводам. При таком способе укладки готового продукта струйный насос создает статический напор гидросмеси, достаточный для ее транспорта в отвал. Однако возможен и другой способ укладки готового продукта в отвалы – по воздуху струей гидросмеси. В этом случае струйный насос выполняет функцию гидрометателя – устройства для создания высокоскоростной струи гидросмеси. Обзор литературы показал, что такой режим работы струйного насоса не исследовался.

Эффективная работа струйного насоса-гидрометателя зависит от соотношения площадей выходного сечения сопла и нормального сечения смесительной камеры, относительной плотности гидросмеси во входном бункере. Для каждого значения относительной плотности гидросмеси существует оптимальное соотношение площадей сопла и камеры, при которых затраты удельной энергии активного потока будут минимальны.

Целью данной работы является определение и анализ характеристик эжекционного гидрометателя и выявление наиболее эффективных режимов его работы.

*Ключевые слова: эжекция, гидросмесь, гидрометатель, сопло, расчетная модель, характеристики, коэффициент эффективности.*

## 1. Принципиальная схема

Аппарат для укладки сыпучих материалов показан на рис. 1. Его схема аналогична схеме эжектора, предназначенного для работы на разнородных потоках [1–6]. Через сопло 1 в камеру смешения 2 поступает вода с большим скоростным напором. В эту же камеру через бункер 3 загружается сыпучий материал (гравий, песок или песчано-гравийная смесь), который, смешиваясь с водой, выбрасывается из аппарата в отвал.

Дальность выброса зависит от ряда факторов: скорости гидросмеси в выходном сечении аппарата, консистенции гидросмеси, угла установки оси аппарата к горизонту [7–9]. Первые из них связаны с конструкцией аппарата и прежде всего с соотношением диаметров сопла и смесительной камеры.

Для увеличения скорости вылета потока гидросмеси из аппарата рекомендуют устанавливать в конце смесительной камеры коническое сопло с углом конусности  $10...13^\circ$  и относительным сужением  $d_3 / d_2 \approx 0,80...0,85$ . Польза этого мероприятия сомнительна, так как конусное сопло в конце смесительной камеры увеличивает гидравлическое сопротивление и снижает производительность аппарата [10–12].

Сомнительность некоторых рекомендаций и отсутствие необходимых сведений об оптимальных размерах и режимах работы аппарата требуют специальных исследований, связанных с расчетом и анализом его технических характеристик.

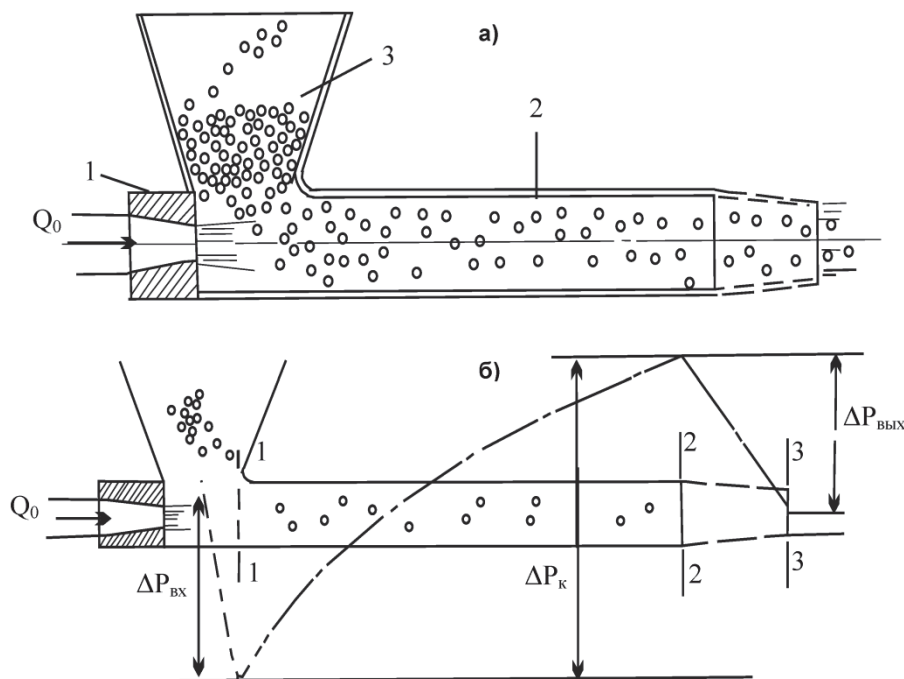


Рис. 1. Схема гидрометателя

## 2. Расчет характеристик аппарата

Расчетная схема аппарата приведена на рис. 1, б. Камера смешения имеет цилиндрическую форму и заканчивается коническим соплом. Сопло активного потока (струи) установлено соосно с камерой смешения. Ввод гравия, песка или их смеси производится через отверстие в боковой стенке в начале камеры смешения. Предполагается, что длина цилиндрической камеры достаточна для того, чтобы произошло полное смешение обоих потоков, в результате которого скорости твердых частиц возрастут до скорости жидкости и на выходе получится кинематически однородный поток [13, 14].

Проследим изменение давления в аппарате. В загрузочном бункере – атмосферное давление ( $P_{ат}$ ). При входе песчано-гравийного потока в камеру смешения происходит падение давления, вызванное сопротивлением входа и разгоном потока –  $\Delta P_{вх}$ . На цилиндрическом участке камеры смешения давление повышается на величину  $\Delta P_{к}$ , зависящую от соотношения размеров сопла и камеры и от соотношения начальных количеств движения обоих потоков. В выходном сопловом устройстве поток гидросмеси разгоняется, что приводит к падению давления на некоторую величину  $\Delta P_{вых}$ . В результате всех изменений давление снова становится атмосферным. Балансируя все изменения статического давления в аппарате получим:

$$P_{ат} - \Delta P_{вх} + \Delta P_{к} - \Delta P_{вых} = P_{ат}$$

или

$$\Delta P_{к} = \Delta P_{вх} + \Delta P_{вых} \quad (1)$$

Перепад давления в цилиндрической камере аппарата (участок 1–2) определяется из уравнения количества движения, составленного для этого участка [15, 16]:

$$\rho_2 v_2^2 A_2 - \rho_0 v_0^2 A_0 - \rho_1 v_1^2 (A_2 - A_0) = (P_1 - P_2) A_2 - \xi_{т} \frac{\rho_2 v_2^2}{2} A_2 \quad (2)$$

Откуда

$$\Delta P_{к} = \rho_0 v_0^2 \left[ \Omega + (1 - \Omega) \rho_* v_{1*}^2 - \left( 1 + \frac{\xi_{т}}{2} \right) \rho_{2*} v_{2*}^2 \right] \quad (3)$$

Здесь  $\Delta P_{к} = P_2 - P_1$ ;  $\rho_0, v_0$  – плотность и скорость струи жидкости на срезе сопла;  $A_0$  – площадь выходного сечения сопла 1 активного потока,  $A_2$  – площадь поперечного сечения смеси-

тельной напора:  $\Omega = A_0 / A_2$  относительная площадь сопла активного потока;  $\rho_1, \rho_{1*} = \frac{\rho_1}{\rho_0}$  – абсолютная и относительная плотности потока гидросмеси на входе в гидрометатель;  $v_1, v_{1*} = \frac{v_1}{v_0}$  – абсолютная и относительная скорости песчано-гравийного потока перед смешением (сечение 1 на рис. 1, б);  $\rho_2, \rho_{2*} = \frac{\rho_2}{\rho_0}$  – абсолютная и относительная плотности потока гидросмеси в сечении 2;  $v_2, v_{2*} = \frac{v_2}{v_0}$  – абсолютная и относительная скорости потока гидросмеси в сечении 2;  $\xi_T$  – коэффициент сопротивления трения.

Падение давления на входе в аппарат, обусловленное разгоном песчано-гравийного потока, равно:

$$\Delta P_{\text{вх}} = (1 + \zeta_{\text{вх}}) \frac{\rho_1 v_1^2}{2} = \frac{\rho_0 v_0^2}{2} \left[ (1 + \zeta_{\text{вх}}) \rho_* v_{1*}^2 \right], \quad (4)$$

где  $\zeta_{\text{вх}}$  – коэффициент сопротивления входа.

Падение давления в выходном сопловом устройстве аппарата с учетом сопротивления и равенства плотностей  $\rho_2 = \rho_3$ :

$$\Delta P_{\text{вых}} = \frac{\rho_2 v_3^2}{2} (1 + \zeta_{\text{к}}) - \frac{\rho_2 v_2^2}{2} = \frac{\rho_0 v_0^2}{2} \rho_{2*} \left[ (1 + \zeta_{\text{к}}) v_{3*}^2 - v_{2*}^2 \right]. \quad (5)$$

Из уравнения неразрывности следует

$$v_{3*} = v_{2*} \left( \frac{A_2}{A_3} \right), \quad (6)$$

где  $A_3$  – площадь выходного сечения сопла. С учётом последней формулы

$$\Delta P_{\text{вых}} = \frac{\rho_0 v_0^2}{2} \rho_{2*} v_{2*}^2 \left[ (1 + \zeta_{\text{к}}) \left( \frac{A_2}{A_3} \right)^2 - 1 \right], \quad (7)$$

где  $\zeta_{\text{к}}$  – коэффициент сопротивления сопла.

После подстановки (2), (4) и (7) в (1), сокращения на  $\frac{\rho_0 v_0^2}{2}$  и перегруппировки получается следующее уравнение:

$$2\Omega + \left[ 2(1 - \Omega) - (1 - \zeta_{\text{вх}}) \right] \rho_* v_{1*}^2 - \left[ 1 + \zeta_T + (1 + \zeta_{\text{к}}) \left( \frac{A_2}{A_3} \right)^2 \right] \rho_{2*} v_{2*}^2 = 0. \quad (8)$$

Перейдем в этом уравнении от скоростей к коэффициенту эжекции, который представляет собой отношение объемных расходов пассивного потока и струи [17, 18]:

$$\alpha = Q_1 / Q_0.$$

$$\text{Так как } v_{1*} = \frac{v_1}{v_0} = \frac{Q}{Q_0} \frac{A_0}{A_2 - A_0} = \frac{\Omega}{1 - \Omega} \alpha, \quad v_{2*} = \frac{v_2}{v_0} = \frac{Q_1 + Q_0}{Q_0} \frac{A_0}{A_2} = \Omega(\alpha + 1), \quad (9)$$

$$\rho_{2*} = \frac{\rho_2}{\rho_0} = \frac{Q_0 + \rho_* Q_1}{Q_0 + Q_1} = \frac{1 + \rho_* \alpha}{1 + \alpha}, \text{ то уравнению (8) можно придать вид:}$$

$$\rho_* \left( 1 + \frac{c}{B} \right) \alpha^2 + (\rho_* + 1) \alpha - \left( \frac{2}{\Omega B} - 1 \right) = 0, \quad (10)$$

$$\text{где } B = (1 + \zeta_{\text{к}}) \left( \frac{A_2}{A_3} \right)^2 + 1 + \zeta_T; \quad c = -\frac{1 - \zeta_{\text{вх}} - 2\Omega}{(1 - \Omega)^2}.$$

## Расчет и конструирование

Уравнение позволяет определить максимально достижимое значение коэффициента эжекции при различных размерах аппарата:

$$\alpha_{\max} = \frac{-(\rho_* - 1) + \sqrt{(\rho_* + 1)^2 + 4\rho_* \left(1 + \frac{c}{B}\right) \left(\frac{2}{\Omega B} - 1\right)}}{2\rho_* \left(1 + \frac{c}{B}\right)}. \quad (11)$$

На рис. 2 показана зависимость  $\alpha_{\max}$  от относительной площади того и другого сопла, и относительной плотности эжектируемого потока. Видим, что с уменьшением относительной площади сопла  $\Omega$ , формирующего активную струю, коэффициент эжекции растет. Сопло в конце аппарата снижает коэффициент эжекции, а следовательно, и производительность аппарата по гравии или песку. Это снижение тем ощутимее, чем больше соотношение  $A_2 / A_3$ .

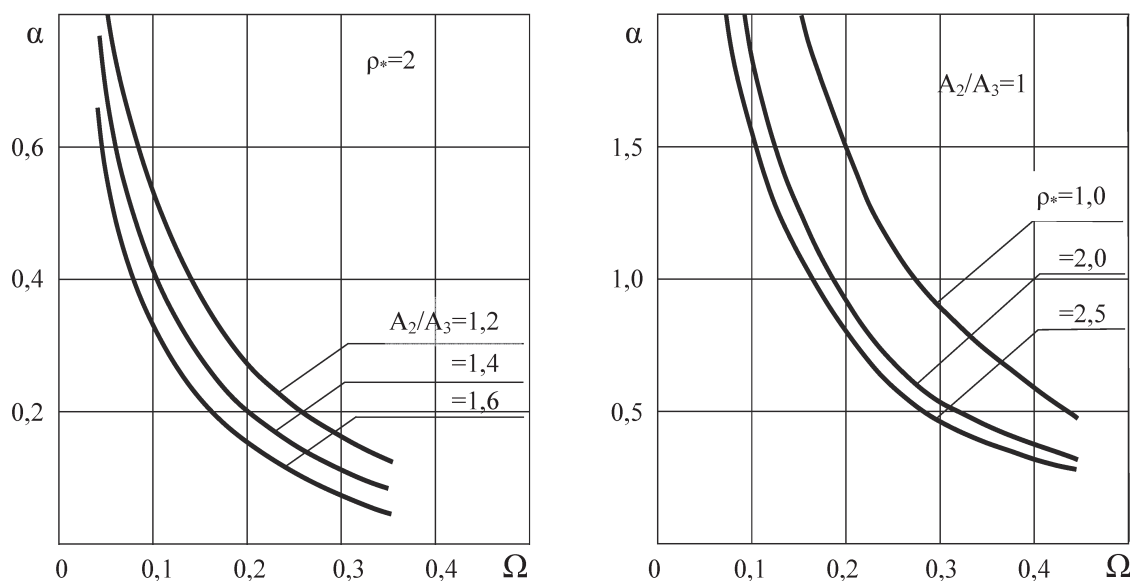


Рис. 2. Предельные коэффициенты эжекции

На рис. 3 приведена другая характеристика аппарата, выражающая зависимость относительной скорости потока гидросмеси на выходе из аппарата от тех же факторов ( $\Omega, A_2 / A_3, \rho_*$ ). Видно, что скорость  $v_{3*} = v_3 : v_0$  растет с увеличением относительной площади сопла активного потока  $\Omega$ , с уменьшением относительной плотности пассивного потока  $\rho_*$  и с увеличением сжатия потока гидросмеси выходным соплом  $A / A_3$ .

Таким образом, влияние концевое сопла аппарата двоякое: с одной стороны, оно увеличивает относительную скорость потока на выходе из аппарата, а тем самым дальность струи, а с другой стороны – снижает производительность аппарата по гравии или песку. Целесообразность установки сопла можно выяснить по показателю эффективности аппарата [19, 20], в качестве которого можно принять отношение кинетической энергии потока гидросмеси на выходе из аппарата к кинетической энергии струи воды на срезе сопла:

$$\kappa_3 = \left( \rho_3 Q_3 \frac{v_3^2}{2g} \right) : \left( \rho_0 Q_0 \frac{v_0^2}{2g} \right) = \rho_{2*} \alpha v_{3*}^2.$$

Изменение этого показателя в зависимости от относительной площади того и другого сопла и от относительной плотности эжектируемого потока показано на рис. 4. При прочих равных условиях сжатие потока гидросмеси концевым соплом приводит к снижению эффективности аппарата. Это объясняется тем, что снижение коэффициента эжекции, вызванное соплом, оказывается более значительным, нежели увеличение скоростного напора у потока гидросмеси в выходном сечении аппарата. Следовательно, коническое сопло в конце цилиндрической камеры смешения, –

нерациональный элемент, снижающий эффективность работы аппарата. К тому же, конструкция аппарата без конического сопла в конце более проста и удобна в эксплуатации.

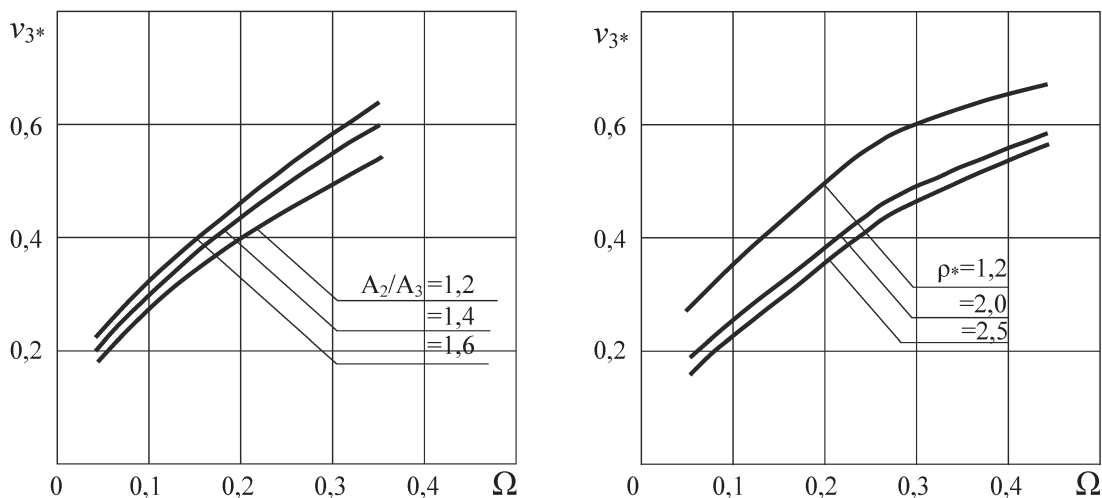


Рис. 3. Максимальные относительные скорости на выходе из аппарата

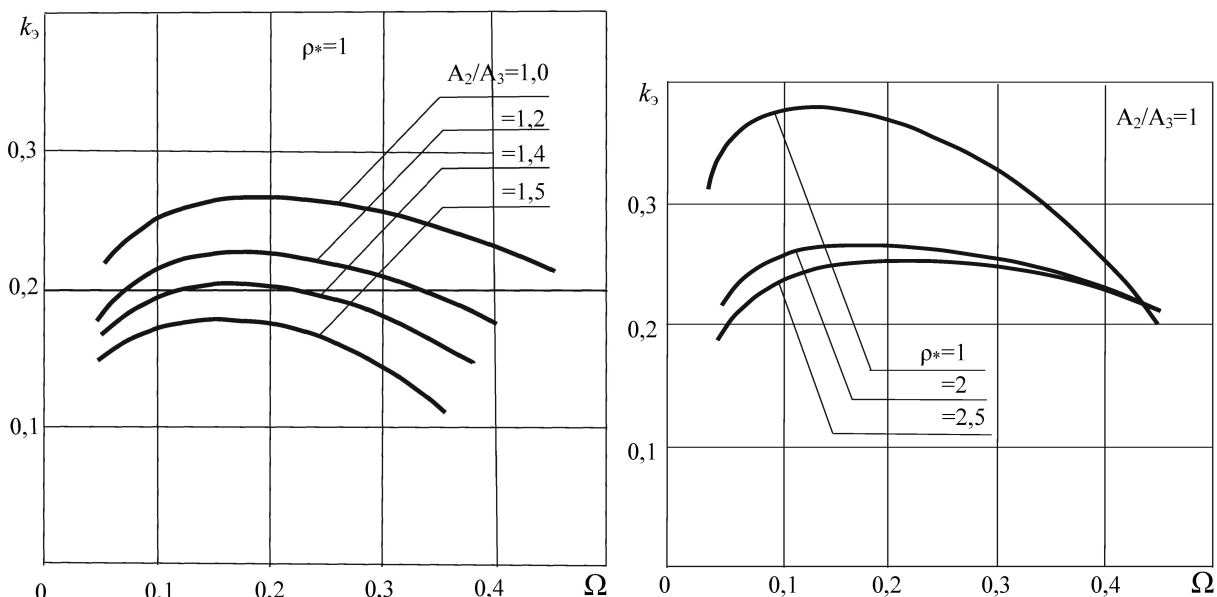


Рис. 4. Влияние размеров аппарата и соотношения плотностей потоков на коэффициент эффективности

Эффективность работы аппарата с цилиндрической камерой смещения зависит от относительной площади сопла активного потока  $\Omega$ . При определенных  $\Omega$  показатель эффективности достигает наибольшего значения. Это соотношение площадей поперечных сечений сопла и камеры смещения является оптимальным для аппарата. При этом соотношении расход кинетической энергии воды оказывается минимальным.

Оптимальные относительные размеры сопла зависят от относительной плотности гидросмеси  $\rho_*$ . С увлечением  $\rho_*$  оптимальная относительная площадь сопла растет.

### Выводы

1. Относительный расход эжектируемой гидрометателем гидросмеси зависит, главным образом, от относительных площади активного сопла и плотности гидросмеси. С их увеличением расход эжектируемой гидросмеси снижается.

2. Применение конического сопла на выходе камеры смещения гидрометателя нерационально, поскольку снижает эффективность работы аппарата.

## Расчет и конструирование

3. Эффективность гидрометателя зависит от относительных площади активного сопла  $\Omega$  и плотности гидросмеси  $\rho$ . При относительной плотности гидросмеси  $\rho_* = 1,0$  оптимальная относительная площадь сопла  $\Omega_{\text{опт}} = 0,13$ ; при  $\rho_* = 2,0$   $\Omega_{\text{опт}} = 0,2$ , а при  $\rho_* = 2,5$  оптимальная относительная площадь сопла  $\Omega_{\text{опт}} = 0,25$ .

### Литература

1. Будов, В.М. Судовые насосы: справ. / В.М. Будов. – Л.: Судостроение, 1988. – 432 с.
2. Калачев, В.В. Струйные насосы. Теория, расчет и проектирование / В.В. Калачев. – М.: Филинь: Омега-Л., 2017. – 418 с.
3. Соколов, Е.Я. Струйные аппараты / Е.Я. Соколов, Н.М. Зингер. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 352 с.
4. Liu, Ch. Using venturi jet device to collect gas in the tank / Ch. Liu, X. Liu, Лю Ма // *Petroleum Machinery*. – 2005. – Vol. 33, iss. 2. – P. 64–65.
5. Темнов, В.К. К использованию гидроэлеваторов в системах дальнего гидротранспорта. Дальний трубопроводный гидротранспорт сыпучих материалов / В.К. Темнов, Е.Ф. Ложков // *Материалы Всесоюзной научной конференции*. – Тбилиси, 1974. – С. 241.
6. Гидравлика, гидромашины и гидроприводы: учеб. для машиностроит. вузов / Т.М. Башта, С.С. Руднев, Б.Б. Некрасов и др. – 5-е изд. – М.: Издат. дом «Альянс», 2011. – 423 с.
7. Разумов, И.М. Пневно- и гидротранспорт в химической промышленности / И.М. Разумов. – М.: Химия, 1979. – 248 с.
8. Смолдырев, А.Е. Гидро- и пневмотранспорт в металлургии: техника и технология инженерные расчеты / А.Е. Смолдырев. – М.: Металлургия, 1985. – 280 с.
9. Лобанов, Д.П. Гидромеханизация геологоразведочных и горных работ / Д.П. Лобанов, А.Е. Смолдырев. – М.: Недра, 1974. – 296 с.
10. Меламут, Д.Л. Гидромеханизация в ирригационном и сельскохозяйственном строительстве / Д.Л. Меламут. – М.: Изд-во литературы по строительству, 1967. – 393 с.
11. Vahedi Tafreshi, H. The effects of nozzle geometry on waterjet breakup at high Reynolds numbers / H. Vahedi Tafreshi, B. Pourdeyhimi // *Experiments in Fluids*. – 2003. – Vol. 35. – P. 364–371. DOI: 10.1007/s00348-003-0685
12. Sobieski, W. Jet pumps – numerical modeling possibilities upon the bifurcation phenomena / W. Sobieski // *Technical Sciences. University of Warmia and Mazury in Olsztyn*. – 2010. – Vol. 13. – P. 240–255. DOI 10.2478/v10022-010-0023-6
13. Каменев, П.Н. Гидроэлеваторы в строительстве / П.Н. Каменев. – М.: Изд-во литературы по строительству, 1970. – 414 с.
14. Meakhail, Tarek A.A. Study of the effect of nozzle spacing and driving pressure on the water jet pump performance / Tarek A. Meakhail, Ibrahim R. Teaima // *International Journal of Engineering Science and Innovative Technology*. – 2013. – Vol. 2, no. 5. – P. 373–377.
15. Reddy, L.R. Numerical investigation of ejectors for ejector refrigeration system / L.R. Reddy // *International Journal of Innovative Science and Research Technology*. – 2018. – Vol. 3, iss. 5. – P. 166–171.
16. Rahman, Md. Mizanur. Performance evaluation of water jet pump for nozzle to throat area ratios on suction lift / Md. Mizanur Rahman, Md. Assad-Uz-Zaman, Mohammad Mashud // *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME – IJENS*, 2014. – P. 45–47.
17. Winoto, S.H. Efficiency of jet pumps / S.H. Winoto, H. Li, D.A. Shah // *Journal of Hydraulic Engineering*. – 2000. – Vol. 126 (2). – P. 150–156.
18. Gugulothu, S.K. Experimental and performance analysis of single nozzle jet pump with various mixing tubes / S.K. Gugulothu, Sh. Manchikatla // *International Journal of Recent advances in Mechanical Engineering (IJMECH)*. – 2014. – Vol. 3, no. 4. – P. 119–133. DOI: 10.14810/ijmech.2014.3411
19. Aldaş, K. Investigation of effects of scale and surface roughness on efficiency of water jet pumps using CFD / K. Aldaş, R. Yapıcı // *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*. – 2014. – Vol. 8, no. 1. – P. 14–25. DOI: 10.1080/19942060.11015494
20. Wang, Changbin. The determination method of jet pump best parameter / Changbin Wang // *Fluid Machinery*. – 2004. – Vol. 32 (9). – P. 21–25.

**Спиридонов Евгений Константинович**, доктор технических наук, профессор, заведующий кафедрой «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, spiridonovek@susu.ru.

**Якубов Голибджон Гафорович**, аспирант кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, Golib26@bk.ru.

**Хабарова Дарья Федоровна**, старший преподаватель кафедры «Гидравлика и гидропневмосистемы», Южно-Уральский государственный университет, г. Челябинск, khabarovadf@susu.ru.

*Поступила в редакцию 30 декабря 2019 г.*

DOI: 10.14529/engin200106

## HYDROJET EJECTION HYDROMETER OF BULK MATERIALS. WORKFLOW AND CHARACTERISTICS

*E.K. Spiridonov, spiridonovek@susu.ru,*

*G.G. Yakubov, Golib26@bk.ru,*

*D. F. Khabarova, khabarovadf@susu.ru*

*South Ural State University, Chelyabinsk, Russian Federation*

Among hydrodynamic machines, jet pumps are among the most common. The high demand for this type of pump is due to their following features: the absence of moving parts and the simplicity of the device, small overall dimensions and weight, high self-priming ability, the ability to pump aggressive media and hydraulic mixtures containing solid impurities. In the hydromechanical method of developing deposits of building materials (sand, gravel, etc.), jet pumps – hydraulic elevators are used for underwater mining and transportation of bulk materials to the sorting plant, and after classification of the sand-gravel mixture – hydraulic transport of sand and gravel to dumps through pipelines. With this method of laying the finished product, the jet pump creates a static pressure of the hydraulic mixture, sufficient for its transport to the dump. However, another way of laying the finished product in dumps is also possible – through the air with a slurry stream. In this case, the jet pump performs the function of a hydrometer – a device for creating a high-speed slurry jet. A review of the literature showed that this mode of operation of the jet pump was not investigated.

The effective operation of the jet pump-hydrometer depends on the ratio of the areas of the outlet section of the nozzle and the normal section of the mixing chamber, the relative density of the slurry in the input hopper. For each value of the relative density of the slurry, there is an optimal ratio of the areas of the nozzle and the chamber at which the specific energy consumption of the active stream will be minimal.

The aim of this work is to determine and analyze the characteristics of an ejection hydrometer and to identify the most effective modes of its operation.

*Keywords: ejection, hydraulic mixture, hydrometer, nozzle, calculation model, characteristics, efficiency coefficient.*

### References

1. Budov V.M. *Sudovye nasosy: spravochnik* [Marine Pumps: A Guide]. Leningrad, Sudostroenie, 1988. 432 p.
2. Kalachev V.V. *Struynnyye nasosy. Teoriya, raschet i proyektirovaniye* [Jet Pumps. Theory, Calculation and Design]. Moscow, Filin, Omega-L, 2017. 418 p.
3. Sokolov E.Ya., Singer N.M. *Struynnyye apparaty* [Jet Devices]. Moscow, Energoatomizdat, 1989. 352 p.
4. Liu Chunwang, Liu Xinpuan, Ma Lianjun. Using Venturi Jet Device to Collect Gas in the Tank. *Petroleum Machinery*, 2005, vol. 33, no. 2, pp. 64–65.

## Расчет и конструирование

---

5. Temnov V.K., Lozhkov E.F. [To the use of Hydraulic Elevators in Long-Distance Hydrotransport Systems. Long Range Hydrotransport of Bulk Materials]. *Materials of the All-Union Scientific Conference*, Tbilisi 1974, p. 241. (in Russ.)
6. Bashta T.M., Rudnev S.S., Nekrasov B.B., etc. *Gidravlika, gidromashiny i gidroprivody: Ucheb-nik dlya mashinostroitel'nykh vuzov* [Hydraulics, Hydraulic Machines and Hydraulic Drives: a Textbook for Engineering Universities]. Moscow, Publishing House Alliance, 2011. 423 p.
7. Razumov I.M. *Pnevmo- i gidrotransport v himicheskoy promyshlennosti* [Pneumatic and Hydraulic Transport in the Chemical Industry]. Moscow, Chemistry, 1979. 248 p.
8. Smoldyrev A.E. *Gidro- i pnevмотransport v metallurgii: tekhnika i tekhnologiya inzhenernyye raschety* [Hydro- and Pneumatic Transport in Metallurgy: Engineering and Technology Engineering Calculations]. Moscow, Metallurgiya Publ., 1985. 280 p.
9. Lobanov D.P., Smoldyrev A.E. *Gidromekhanizatsiya geologorazvedochnykh i gornyyh rabot* [Hydromechanization of Exploration and Mining]. Moscow, Nedra Publ., 1974. 296 p.
10. Melamut D.L. *Gidromekhanizatsiya v irrigatsionnom i sel'skohozyajstvennom stroitel'stve* [Hydromechanization in Irrigation and Agricultural Construction]. Moscow, Building Literature Publishing House, 1967. 393 p.
11. Vahedi Tafreshi H., Pourdeyhimi B. The Effects of Nozzle Geometry on Waterjet Breakup at High Reynolds Numbers. *Experiments in Fluids*, 2003, vol. 35, pp. 364–371. DOI: 10.1007/s00348-003-0685
12. Sobieski W. Jet Pumps – Numerical Modeling Possibilities Upon the Bifurcation Phenomena. *Technical Sciences. University of Warmia and Mazury in Olsztyn*, 2010, vol. 13, pp. 240–255. DOI: 10.2478/v10022-010-0023-6
13. Kamenev P.N. *Gidroelevatory v stroitel'stve* [Hydraulic elevators in construction]. Moscow, Building Literature Publishing House, 1970. 414 p.
14. Meakhail Tarek A.A., Teaima Ibrahim R. Study of the Effect of Nozzle Spacing and Driving Pressure on the Water Jet Pump Performance. *International Journal of Engineering Science and Innovative Technology*, 2013, vol. 2, no. 5, pp. 373–377.
15. Reddy L.R. Numerical Investigation of Ejectors for Ejector Refrigeration System. *International Journal of Innovative Science and Research Technology*, 2018, vol. 3, iss. 5, pp. 166–171.
16. Rahman Md. Mizanur, Assad-Uz-Zaman Md., Mashud Mohammad. Performance Evaluation of Water Jet Pump for Nozzle to Throat Area Ratios on Suction Lift. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering IJMME*, 2014, pp. 45–47.
17. Winoto S.H., Li H., Shah D.A. Efficiency of Jet Pumps. *Journal of Hydraulic Engineering*, 2000, vol. 126, no. 2, pp. 150–156.
18. Gugulothu S.K., Manchikatla Sh. Experimental and performance analysis of single nozzle jet pump with various mixing tubes. *International Journal of Recent advances in Mechanical Engineering (IJMECH)*, 2014, vol. 3, no. 4, pp. 119–133. DOI: 10.14810/ijmech.2014.3411
19. Aldaş K., Yapıcı R. Investigation of Effects of Scale and Surface Roughness on Efficiency of Water Jet Pumps Using CFD. *Engineering Applications of Computational Fluid Mechanics*, 2014, vol. 8, iss. 1, pp. 14–25. DOI: 10.1080/19942060.11015494
20. Wang Changbin. The Determination Method of Jet Pump Best Parameter. *Fluid Machinery*, 2004, vol. 32, no. 9, pp. 21–25.

Received 30 December 2019

---

### ОБРАЗЕЦ ЦИТИРОВАНИЯ

Спиридонов, Е.К. Гидроструйный эжекционный гидрометатель сыпучих материалов. Рабочий процесс и характеристики / Е.К. Спиридонов, Г.Г. Якубов, Д.Ф. Хабарова // Вестник ЮУрГУ. Серия «Машиностроение». – 2020. – Т. 20, № 1. – С. 47–54. DOI: 10.14529/engin200106

### FOR CITATION

Spiridonov E.K., Yakubov G.G., Khabarova D.F. Hydrojet Ejection Hydrometer of Bulk Materials. Workflow and Characteristics. *Bulletin of the South Ural State University. Ser. Mechanical Engineering Industry*, 2020, vol. 20, no. 1, pp. 47–54. (in Russ.) DOI: 10.14529/engin200106