Nuclear-Power Reactor Long-Life Radioactive Waste. Dr. phys. and math. sci. diss.]. Obninsk. 34 p. (in Russian)

2. G u d o w s k i, W. (2005) Nuclear Waste Management. Status, Prospects and Hopes. *Nuclear Physics A*, 752 (1–4), 623–632. Doi: 10.1016/j.nuclphysa.2005.02.133.

3. S t a t u s of Minor Actinide Fuel Development. Vienna: International Atomic Energy Agency, 2009. 81 p. (IAEA Nuclear Energy Series no NF-T-4.6).

4. S l a b o s p i t s k i y, R. P. (2011) Peculiarity Analysis of Various Methods of RAW-Transmutation. *Visnik Kharkivs'kogo Natsional'nogo Universitetu. Ser. Fizichna "Iadra, Chastinki, Polia"* [Herald of Kharkiv National University. Physics Series. Nuclei, Particles, Fields], 946, 43–49 (in Russian).

5. S o r o k i n, V. V. (2010) *Hydraulics and Heat Exchange of the Globular-Covering Under Conditions of Active Zone of the Water-Moderated Water-Cooled Reactors with Minute Particles*. Minsk, Science of Belarus. 191 p. (in Russian).

6. S o r o k i n, V. V. (2013) Hydrodynamics of the Rotating Compact Layer of Minute-Particle Nuclear Fuel with Water Heat-Transfer Agent. *IV Congress of Belarusian Physics. Collection of Scientific Papers*. Minsk, Kovcheg, 35–36 (in Russian).

7. G o l' d s h t i k, M. A. (2005) *Transfer Processes in Granular Layer*. Novosibirsk, Institute of Thermal Physics. 358 p. (in Russian).

8. S o r o k i n, V. V. (2009) Simulation of the Holdup Process for Thick Rotating Layer of Particles in the Cyclone Chamber. *Doklady Natsional'noi Akademii Nauk Belarusi* [Reports of the National Academy of Sciences of Belarus], 53 (5), 100–103 (in Russian).

9. D e m e n t' e v, B. A. (1984) *Nuclear-Power Reactor*. Moscow, Energoatomizdat. 280 p. (in Russian).

10. K a v i a n y, M. (1991) *Principles of Heat Transfer in Porous Media*. NY, Springer-Verlag. 626 p.

11. S o r o k i n, V. V. (2013) Parameter Computation of Thick Rotating Layer of Particles in the Cyclone Chamber. *Izvestiia Natsional'noi Akademii Nauk Belarusi. Ser. Fiziko-Tekhnicheskikh Nauk* [Proceedings of the National Academy of Sciences of Belarus. Physico-Technical Series], 4, 88–92 (in Russian).

Представлена кафедрой ТЭС Поступила 24.11.2014

УДК 621.694.2

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СТРУЙНОГО НАСОСА ПРИ МАЛЫХ КОЭФФИЦИЕНТАХ ЭЖЕКЦИИ

Канд. техн. наук, доц. БУТЕНКО А. Г., СМЫК С. Ю.

Одесский национальный политехнический университет

E-mail: alex_butenko@ukr.net

Струйные насосы широко применяются как в энергетике, так и в других отраслях техники. Их основным недостатком является невысокая эффективность работы, который усиливается при работе струйных насосов с малым коэффициентом эжекции. Такие режимы работы иногда обусловлены характером технологического процесса, и поэтому их невозможно избежать. Статья посвящена поиску путей повышения эффективности работы центральных эжекторов при малых коэффициентах эжекции.

Путем математического моделирования изучены особенности кинематической структуры потока в камере смешения центрального эжектора, работающего с малыми коэффициентами эжекции. Математическое моделирование проводили с помощью прикладного пакета Solid Works Cosmos Flo. Показано, что в таких условиях у стенок камеры смешения образуются зоны обратных течений, которые снижают эффективность работы струйного аппарата. Потери энергии тем больше, чем большие размеры обнару-

женных зон. Определены режимные области, в которых возникают зоны отрывного течения. Для предотвращения возникновения этих зон предложено замещать область их существования твердой поверхностью – телами замещения. По результатам математического моделирования определены геометрические параметры тел замещения для центральных эжекторов с разными модулями и коэффициентами эжекции, а также дано математическое описание их формы. Математическое и физическое моделирование работы центральных эжекторов с телами замещения показало возрастание коэффициентов напора и полезного действия таких аппаратов по сравнению с эжекторами традиционной формы. Повышение эффективности происходит в достаточно широком диапазоне режимов работы.

Предложенный метод повышения эффективности работы центральных эжекторов достаточно прост и не требует существенных финансовых затрат при реализации.

Ключевые слова: струйный насос, коэффициент эжекции, математическое моделирование.

Ил. 4. Библиогр.: 10 назв.

IMPROVING EFFICIENCY OF THE JET PUMP AT LOW COEFFICIENTS OF EJECTION

BUTENKO A. G., SMIK S. Yu.

Odessa National Polytechnic University

Jet pumps are widely used in the power industry as well as in many others. Their main disadvantage is low operating efficiency which aggravates when the jet pump is working with a low ejection coefficient. Such modes are sometimes unavoidable being conditioned by the character of technological process. The article considers methods of improving the operation of central ejectors at small ejection coefficients.

The authors use mathematical simulation approach to study the particularities of kinematic structure of the flow in the mixing chamber of the central ejector operating with low ejection coefficients. They utilize Solid Works Cosmos Flo application-program package for the mathematical simulation. The study shows that areas of reverse flows appear alongside the walls of the mixing chamber under the above conditions which reduces the efficiency of the jet apparatus. The more is the extent of the discovered areas the more is the loss of energy. The study detects the regime zones where detached flows areas appear. The authors propose to replace such areas with solid surface (substitution bodies) for preventing them from emerging. The mathematical simulation results determine the geometric parameters of the substitution bodies for the central ejectors with different modules and ejection coefficients and yield mathematical description of their shape. Mathematical and physical simulation of the central-ejector operation with the substitution bodies shows the increase in pressure-head and efficiency coefficients in such apparatuses as compared to ejectors of the conventional form. Efficiency increase is the case in quite a wide range of operating modes.

The proposed method of the efficiency increase for the central ejectors is rather straightforward and does not require substantial financial expenditures for its implementation.

Keywords: jet pump, ejection coefficient, mathematical modeling.

Fig. 4. Ref.: 10 titles.

Струйные насосы (СН) как один из видов нагнетательного оборудования благодаря многочисленным положительным качествам получили широкое применение в энергетике и в других технологических процессах и производствах. Основным недостатком струйных насосов является невысокая эффективность работы. Проблема еще более усугубляется, если на режим работы насоса накладываются технологические ограничения. Так, в комбинированной системе очистки аспирационного воздуха центральный эжектор – важный элемент, выполняющий функцию не только

всасывания запыленного воздуха в систему, но и смешения двух воздушных потоков [1–3]. Технологическим условием таких систем является работа СН в режиме низких коэффициентов эжекции, что значительно снижает и без того невысокий КПД аппарата.

Следуя принятой классификации потерь мощности в нагнетателях, можно выделить три их вида – механические, объемные и гидравлические [4]. Поскольку в эжекторах нет движущихся деталей, механические потери в таких нагнетателях отсутствуют. То же относится и к объемным потерям, поскольку конструкция эжектора не предусматривает концевых уплотнений и перетоков из зоны нагнетания в зону всасывания. Таким образом, единственным видом потерь мощности в эжекторах являются гидравлические, значительная часть которых приходится на камеру смешения, так как в ней происходят процессы смешивания рабочего и эжектируемого потоков и обмена энергией.

Гидродинамические исследования, целью которых было повышение эффективности работы центральных эжекторов, осуществляли в два этапа. На первом этапе изучали кинематическую структуру потока путем математического моделирования с помощью прикладного пакета Solid Works Cosmos Flo [3], в котором реализуется *k*–ε-модель турбулентности. На втором – результаты математического моделирования проверяли экспериментальным путем.

Математическому моделированию течения в камере смешения (КС) предшествовал анализ поставленной задачи с помощью π-теоремы. К числу независимых размерных величин были отнесены: 1) геометрические параметры – диаметры сопла $d_{\text{с}}$ и камеры смешения $d_{\text{кс}}$; длина камеры смешения $l_{\text{кс}}$; отступ выходного сечения сопла от входного сечения камеры смешения Δ; 2) режимные параметры аппарата – расходы рабочей $Q_{\text{р}}$ и эжектируемой жидкости $Q_{\text{эж}}$; 3) свойства жидкости – ее плотность ρ и коэффициент динамической вязкости μ.

Анализ показал, что моделировать процесс следует с учетом геометрических критериев подобия: $\pi_1 = \frac{d_{\text{кс}}}{d_{\text{с}}} = \sqrt{m}$; $\pi_2 = \frac{\Delta}{d_{\text{с}}}$; $\pi_3 = \frac{l_{\text{кс}}}{d_{\text{с}}}$; режимного критерия $\pi_4 = \frac{Q_{\text{эж}}}{Q_{\text{р}}} = q$ и критерия гидродинамического подобия $\frac{1}{\pi_5} = \frac{\nu_{\text{с}} d_{\text{с}} \rho}{\mu} = \text{Re}_{\text{с}}$ (где $m = \frac{A_{\text{кс}}}{A_{\text{с}}}$ – модуль эжектора; q – коэффициент эжекции; $v_{\text{с}}$ – скорость истечения рабочей жидкости из сопла).

При проведении численного моделирования в программной среде Solid Works Cosmos Flo для эжектора с определенными геометрическими параметрами задавали $Q_{\text{р}}$ и $Q_{\text{эж}}$ (тем самым достигалось желаемое значение коэффициента эжекции), а также давление смеси на выходе $p_{\text{см}}$. Давления рабочего $p_{\text{р}}$ и эжектируемого $p_{\text{эж}}$ потоков определяли по результатам расчета. Моделирование проводили в автомодельной области по числу Рейнольдса.

В предварительной серии численных экспериментов ставились задачи:

1) сопоставить результаты моделирования с литературными данными с целью убедиться в адекватности используемой модели;

2) исследовать кинематическую структуру потока в КС;

3) оценить степень влияния выявленных критериев подобия на изучаемый процесс.

Рассчитывали коэффициенты:

- эжекции

$$q = \frac{Q_{эж}}{Q_{р}};$$

- напора

$$h = \frac{p_{см} - p_{эж}}{p_{р} - p_{эж}};$$

- полезного действия

$$\eta = \frac{qh}{1-h}.$$

Сопоставление полученных графиков $h = f(q)$ и $\eta = f(q)$ с экспериментальными [6, 7] показало их хорошее соответствие. Тем самым подтверждена правомерность решения поставленной задачи используемым прикладным программным пакетом. Кроме того, выявлено, что при некотором сочетании режимных и геометрических параметров у стенок КС образуется зона обратного течения (ЗОТ, или зона отрыва потока), характеризующаяся высоким уровнем диссипативных процессов (рис. 1). Очевидно, что устранение отрыва потока позволит повысить КПД струйного аппарата. Таким образом был определен путь решения поставленной задачи исследования – повышение эффективности работы центрального эжектора за счет устранения ЗОТ в его КС. Также установлено, что на конфигурацию ЗОТ критерии π_2 и π_3 заметного влияния не оказывают. Поэтому из дальнейшего рассмотрения они исключены.

Вторую серию численных экспериментов проводили для центрального эжектора, у которого варьировали только коэффициент эжекции в пределах от 0,1 до 1,5 и модуль, задаваемый равным 5; 7; 9 и 11. Обработка результатов показала, что ЗОТ в КС образуются в области значений q–m, ограниченных неравенством $q/m < 0{,}11$. Причем чем меньше q/m, тем большими относительными размерами обладает ЗОТ. Данные второй серии математического моделирования позволили определить размеры ЗОТ, контуры которых совпадают с изолинией осевой проекции скорости потока в КС $u_x = 0$ на рис. 1. Наиболее простым способом устранения отрывных зон является замена области их существования твердой поверхностью – телом замещения (ТЗ). Такой способ успешно использован для решения схожих гидродинамических задач [8, 9].

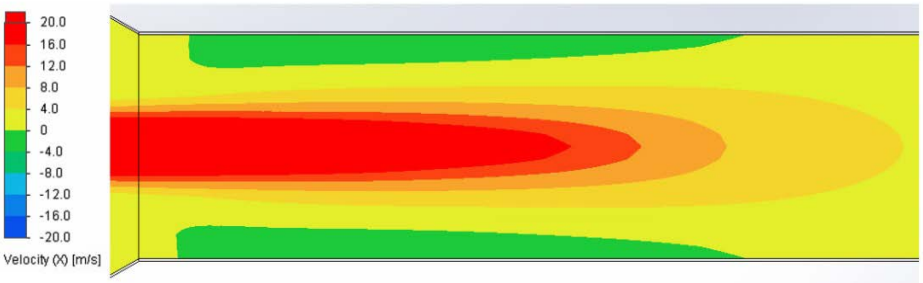

Рис. 1. Изолинии продольной проекции скорости жидкости в камере смешения центрального эжектора ($m = 11$; $q = 0{,}5$)

Третью серию численных экспериментов проводили для центральных эжекторов, у которых ЗОТ была заменена ТЗ. Моделирование показало, что, во-первых, ожидаемое возрастание коэффициента напора и КПД аппарата с ТЗ действительно происходит, во-вторых, непосредственно у поверхности ТЗ возникают небольшие остаточные отрывные зоны. Поэтому размеры ТЗ уточняли и расчеты повторяли необходимое количество раз для полного исключения отрыва. В каждом последующем расчете размеры области остаточного отрыва уменьшались, а h и η эжектора возрастали. Оказывалось достаточно не более трех итераций.

По результатам третьего этапа численного моделирования были получены геометрические параметры ТЗ. В качестве примера в безразмерном виде ТЗ для эжектора с $m = 5$ показаны на рис. 2. Геометрические параметры ТЗ и их расположения в КС представляли в виде зависимостей:

$$\frac{L_0}{R} = f(q);\ \frac{L_{\max}}{R} = f(q);\ \frac{L}{R} = f(q);\ \frac{r_{\max}}{R} = f(q),$$

где L_0 – расстояние от начала КС до ТЗ; $L_{\max}$ – расстояние от начала ТЗ до точки с максимальным поперечным размером ТЗ; $r_{\max}$ – максимальный поперечный размер ТЗ; L – длина ТЗ.

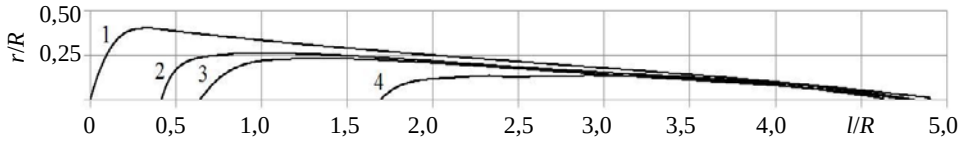

Рис. 2. Геометрические параметры тел замещения для центрального эжектора с $m = 5$ и коэффициентом эжекции q: 1 – 0,10; 2 – 0,25; 3 – 0,35; 4 – 0,50

Кривые, соответствующие профилю ТЗ, описаны с помощью полинома

$$\frac{r_i}{R} = \sum_{j=1}^{n} a_j \left(\frac{l_i}{L}\right)^j,$$

где r_i – значение поперечной координаты точки профиля, соответствующей продольной координате l_i, отсчитываемой от начала ТЗ.

Для проверки результатов численного моделирования в лаборатории кафедры прикладной экологии и гидрогазодинамики Одесского национального политехнического университета был построен экспериментальный стенд (рис. 3). В ходе экспериментов измеряли перепады напора в расходомерном коллекторе рабочего потока и давления в расходомерном коллекторе эжектируемого потока. Профили коллекторов рассчитывали по формуле Витошинского [10]. По этим величинам определяли расходы рабочего и эжектируемого воздуха. Давления рабочего потока и потока смеси измеряли с помощью жидкостных U-образных дифманометров, а давление эжектируемого потока – дифманометром Testo 506. Режим работы эжектора задавали с помощью поворотных заслонок на всасывающем трубопроводе и на выходе из напорного трубопровода (на рис. 3 не показаны). Как и в случае математического моделирования, рассчитывали коэффициенты: эжекции, напора и полезного действия. Среднеквадратическая погрешность для коэффициента напора составляла 6,02 %, для КПД – 6,28 %.

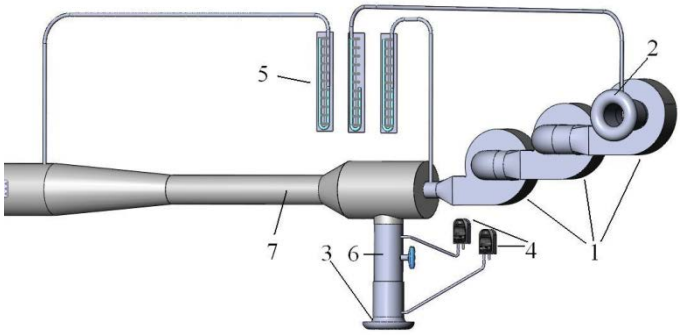

Рис. 3. Принципиальная схема экспериментального стенда:
1 – центробежные кузнечные вентиляторы ОКС-3361; 2 – коллектор рабочего потока;
3 – коллектор эжектируемого потока; 4 – дифференциальные манометры Testo 506;
5 – жидкостные U-образные дифференциальные манометры; 6 – поворотная заслонка;
7 – центральный эжектор

Сопоставление результатов математического и физического моделирования позволяет сделать вывод об их удовлетворительном совпадении. В качестве примера графики $h = f(q)$ и $\eta = f(q)$ для эжектора с $m = 9$ и ТЗ, изготовленным в соответствии с размерами ЗОТ, возникающей при работе СН с расчетным коэффициентом эжекции $q_р = 1$, приведены на рис. 4.

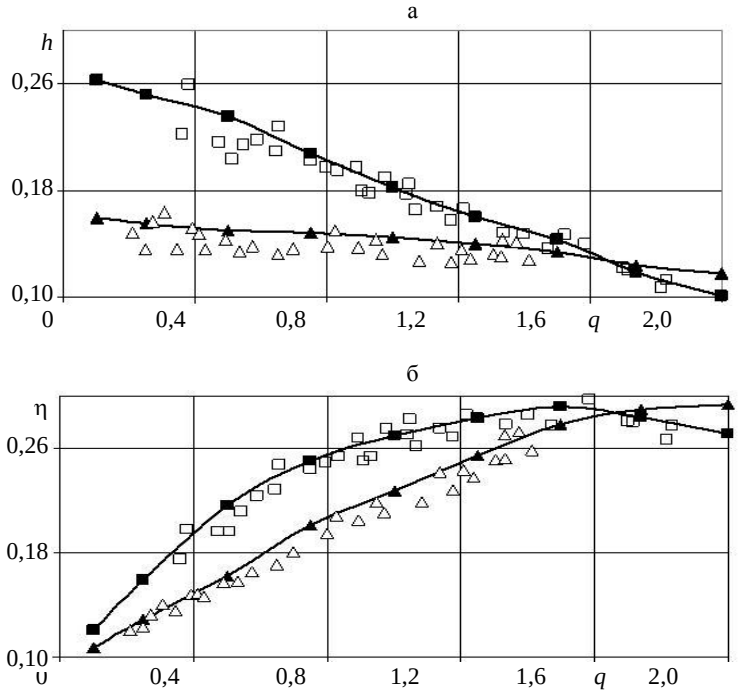

Рис. 4. Зависимость коэффициента напора (а) и КПД (б) от коэффициента эжекции для аппарата с $m = 11$ и $q_р = 1$: ▲ и ■ – результаты математического моделирования эжектора без и с ТЗ соответственно; Δ и □ – результаты физического моделирования эжектора без и с ТЗ соответственно

Графики показывают, что повышение эффективности происходит не только при расчетном значении коэффициента эжекции $q_р$, но и в достаточно широком интервале режимов работы. Однако при достижении неко-

торого предельного коэффициента эжекции эффект от введения ТЗ становится отрицательным. Связано это с тем, что замена ЗОТ телом замещения, с одной стороны, исключает потери энергии, зависящие от обратных токов, а с другой – увеличивает потери на трение. Чем меньше коэффициент эжекции, тем больше эффект от замещения ЗОТ. В этом случае снижение гидравлического сопротивления из-за устранения ЗОТ значительно превышает дополнительное сопротивление трения, вызванное присутствием ТЗ. С увеличением q по сравнению с $q_р$ величина ЗОТ уменьшается, а следовательно, размеры ТЗ становятся лишней характеристикой – положительный эффект от ТЗ снижается, а доля потерь энергии на гидравлическое трение возрастает.

Исследования также показали, что максимальное возрастание КПД происходит с ТЗ для малых $q_р$ до 11 %, а наиболее широкая область режимов, на которой случается повышение КПД, с ТЗ для больших $q_р$.

ВЫВОД

Путем математического моделирования с помощью прикладного пакета Solid Works Cosmos Flo выявлена одна из основных причин высоких гидравлических потерь в камере смешения центральных эжекторов, работающих при малых коэффициентах эжекции, – зоны обратных течений. Для их устранения предложено изменять форму проточной части камеры смешения таким образом, чтобы области ожидаемых обратных токов замещались твердой поверхностью – телом замещения. Определены относительные геометрические параметры тела замещения, что дает возможность простым пересчетом определять размеры тел для эжекторов любых размеров. Экспериментальная проверка подтвердила результаты математического моделирования.

Принятые обозначения: $d_с$, $A_с$ – диаметр и площадь сечения сопла; $d_{кс}$, $A_{кс}$ – диаметр и площадь сечения камеры смешения; R – радиус камеры смешения; $l_{кс}$ – длина камеры смешения; $Q_р$ – расход рабочей жидкости; $Q_{эж}$ – расход эжектируемой жидкости; $p_р$ – давление рабочего потока; $p_{см}$ – давление смеси; $p_{эж}$ – давление эжектируемого потока; ρ – плотность жидкости; μ – динамический коэффициент вязкости жидкости; $v_с$ – скорость истечения рабочей жидкости из сопла; $Re_с$ – число Рейнольдса для выходного сечения сопла; m – модуль эжектора; q – коэффициент эжекции; $q_р$ – расчетный коэффициент эжекции; h – коэффициент напора; η – коэффициент полезного действия; u_x – осевая проекции скорости потока в камере смешения; L_0 – расстояние от начала камеры смешения до тела замещения; L_{max} – расстояние от начала тела замещения до точки с максимальным поперечным размером тела замещения; r_{max} – максимальный поперечный размер тела замещения; L – длина тела замещения; СН – струйный насос; КС – камера смешения; ЗОТ – зона обратного течения; КПД – коэффициент полезного действия; ТЗ – тело замещения.

ЛИТЕРАТУРА

1. Бутенко, А. Г. Комбинированная система очистки воздуха / А. Г. Бутенко, С. Ю. Смык // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2010. – № 6. – С. 66–69.

2. Б у т е н к о, А. Г. Разделение твердой фазы полидисперсного потока по фракциям в комбинированной системе очистки / А. Г. Бутенко, С. Ю. Смык, Д. А. Мовила // Энерготехнологии и ресурсосбережение. – 2009. – № 4. – С. 68–70.

3. Б у т е н к о, А. Г. Гідравлічний розрахунок комбінованої системи очищення повітря / А. Г. Бутенко, С. Ю. Смык // Труды Одесского национального политехнического университета. – 2011. – Вып. 1 (35). – С. 190–194.

4. Б у т е н к о, О. Г. Гідравліка і гідромашини / О. Г. Бутенко, О. М. Цабієв, С. В. Мельник. – Одеса: Наука і техніка, 2004. – 234 с.

5. S o l i d W o r k s. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А. А. Алямовский [и др.]. – СПб.: BXB – Петербург, 2005. – 800 с.

6. Г и д р а в л и к а, гидравлические машины и гидравлические приводы / Т. М. Башта [и др.]. – М.: Машиностроение, 1970. – 504 с.

7. Д у н ч е в с к и й, Г. М. Гидравлический расчет гидроструйных насосов и систем: Теория, справочный материал, программное обеспечение. Ч. 1 / Г. М. Дунчевский. – Одесса: ОПИ, 1992. – 66 с.

8. И н т е н с и ф и к а ц и я работы газовой турбины за счет совершенствования аэродинамических процессов / А. Мазуренко [и др.] // Forum Energetykow GRE-2012, Szczyrk. – Poland, 2012. – P. 25.

9. A r s i r y, V. Reduction of Noise and Vibration of Turbo Machinery due to Improvement of Flowing Part / V. Arsiriy, E. Arsiriy // International Symposium on Compressor & Turbine Flow Systems – Theory & Application Areas “SYMKOM’08”. – Lodz: Institute of Turbomachinery Technical University of Lodz, 2008. – P. 15–17.

10. Д е й ч, М. Е. Техническая газодинамика / М. Е. Дейч. – 3-е изд. перераб. – М.: Энергия, 1974. – 592 с.

R E F E R E N C E S

1. B u t e n k o, A. G., & Smik, S. Yu. (2010) Combined Air-Cleaning System. *Energotekhnologii i Resursosberezhenie* [Power technologies and Resource Husbandry], 6, 66–69 (in Russian).

2. B u t e n k o, A. G., Smik, S. Yu., & Movila, D. A. (2009) Separation of Solid Phase of Poly-dispersed Flow Into Streams in Combined Air-Cleaning System. *Energotekhnologii i Resursosberezhenie* [Power Technologies and Resource Husbandry], 4, 68–70 (in Russian).

3. B u t e n k o, A. G., & Smik, S. Yu. (2011) Hydraulic Design (Computation) in Combined Air-Cleaning System. *Trudy Odesskogo Politekhnicheskogo Universiteta* [Proceedings of Odessa Polytechnical University], 1 (35), 190–194 (in Ukrainian).

4. B u t e n k o, A. G., Tsabiev, O. M., & Melnik, S. V. (2004) *Hydraulics & Hydro-Machines*. Odessa, Science and Engineering. 234 p. (in Ukrainian).

5. A l y a m o v s k i y, A. A., Odintsov, E. V., Ponomarev, N. B., Sobachkin, A. A., & Kharitonovich, A. I. (2005) *SolidWorks. Computer-Aided Modeling in Engineering Practice*. Saint Petersburg, VHV – Peterburg. 800 p. (in Russian).

6. B a s h t a, T. M., Rudnev, S. S., Nekrasov, B. B., Baibakov, O. V., & Kirillovskii, Iu. L. (1970) *Hydraulics, Hydraulic Machines and Hydraulic Drives*. Moscow, Mashinostroenie. 504 p. (in Russian).

7. D u n c h e v s k i y, G. M. (1992) *Hydraulic Design of Hydro-Jet Pumps and Systems. Theory, Reference Materials, Software. Part 1*. Odessa, OPI. 66 p. (in Russian).

8. M a z u r e n k o, A., Arsiry, V., Kravchenko, V., & Arsiry, E. (2012) Intensification of Gas Turbine Operation Due to Advancement of Aerodynamic Processes. *Forum Energetykow GRE-2012*. Poland, Szczyrk. 25 (in Russian).

9. A r s i r y, V., & A r s i r y, E. (2008) Reduction of Noise and Vibration of Turbo Machinery due to Improvement of Flowing Part. *International Symposium on Compressor & Turbine Flow Systems. Theory & Application Areas “SYMKOM’08”*. Lodz, Institute of Turbomachinery Technical University of Lodz, 15–17.

10. D e i c h, M. E. (1974) *Engineering Gas Dynamics*. 3rd Edition. Moscow, Energia. 592 p. (in Russian).

Представлена кафедрой
прикладной экологии и гидрогазодинамики

Поступила 04.02.2014