УДК 62-137 DOI: 10.21209/2227-9245-2021-27-5-26-35

ПОВЫШЕНИЕ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

WAYS TO IMPROVE THE ENERGY EFFICIENCY OF SHAFT CENTRIFUGAL PUMPS



B. H. Макаров, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург uk.intelnedra@gmail.com

V. Makarov, Ural State Mining University, Yekaterinburg



В. Я. Потапов, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург 2c1@inbox.ru

V. Potapov, Ural State Mining University, Yekaterinburg



Е.О.Чураков, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург tschurakov.102.evgeniy@mail.ru

E. Churakov, Ural State Mining University, Yekaterinburg



H. B. Макаров, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург mnikolay84@mail.ru

N. Makarov, Ural State Mining University, Yekaterinburg

Повышение эффективности и конкурентоспособности горных предприятий существенно ограничено недостаточной экономической эффективностью и адаптивностью применяемых в настоящее время центробежных насосов.

С использованием вихревой теории турбомашин, теорем Стокса и Гельмгольца, принципов гидродинамической аналогии и суперпозиций получена математическая модель гидродинамического расчёта центробежных насосов с адаптивными вихреисточниками, интегрированными в лопасти рабочих колёс. Доказано существенное влияние на гидродинамические параметры и адаптивность насосов энергетических характеристик адаптивных вихреисточников. Получены критерии подобия гидродинамического процесса взаимодействия потока жидкости в межлопастных каналах рабочих колёс и адаптивных вихреисточников, а также их влияние на гидродинамические характеристики насосов. Математическое и экспериментальное моделирование позволило получить уравнение регрессии для расчёта параметров вихревых камер и их влияния на экономичность и адаптивность насосов. Оптимальные геометрические параметры вихревых камер, диаметр которых не превышает 5...7 % от диаметра рабочего колеса, усиливают гидродинамическую нагруженность не менее чем на 13 %, номинальный КПД не менее чем на 6 %, адаптивность не менее 8 %.

На базе предложенной разработанной математической модели после полученных положительных результатов испытаний на лабораторном насосе К 20/30 проведены испытания на насосе ЦНС 300-300

Ключевые слова: центробежные насосы; напор; КПД; гидродинамическая нагруженность; энергоэффективность водоотлива; лопасти рабочего колеса; адаптивные вихреисточники; рудничный водоотлив; решётка рабочего колеса

The increase in the efficiency and competitiveness of mining enterprises is limited by the insufficient efficiency and adaptability of the currently used centrifugal pumps.

Using the vortex theory of turbomachines, Theorems Stokes' and Helmholtz, the principles of hydrodynamic analogy and superpositions, a mathematical model of the hydrodynamic calculation of centrifugal pumps with adaptive vortex sources integrated into the impeller blades is obtained. A significant influence on the hydrodynamic parameters and adaptability of pumps of the energy characteristics of adaptive vortex sources has been proved. Criteria for the similarity of the hydrodynamic process of fluid flow in the interscapular channels of impellers and adaptive vortex sources and their influence on the hydrodynamic characteristics of pumps are obtained. Mathematical and experimental modeling uses a regression equation to calculate the parameters of vortex chambers and their impact on the efficiency and adaptability of pumps. The optimal geometric parameters of the vortex chambers, the diameter of which does not exceed 5...7 % of the impeller diameter, increase the hydrodynamic loading by at least 13 %, the nominal efficiency. not less than 6 %, adaptability not less than 8 %.

On the basis of the proposed developed mathematical model, after the positive test results obtained on the laboratory pump K 20/30, tests were carried out on the CNS 300-300 pump

Key words: centrifugal pumps; head; efficiency; hydrodynamic loading; energy efficiency of drainage; impeller blades; adaptive vortex sources; mine drainage; impeller grille

Актуальность. Для водоотлива на горных предприятиях самое большое распространение получили центробежные насосы, особенно секционные типа ЦНС [4; 5], не в полной мере соответствующие современным требованиям, характеризующиеся низкой энергоэффективностью и адаптивностью. Из общего потребления электрической энергии горным предприятием затраты на водоотлив могут составлять до 10...30 % [1; 2], в отдельных случаях и более, а увеличение энергоэффективности и адаптивности насосного оборудования имеет существенный потенциал в снижении себестоимости добычи полезных ископаемых.

В последние десятилетия применение современных технологий в разработке месторождений полезных ископаемых носит характер постепенного углубления производства горных работ, что приводит к увеличению глубин шахт и рудников, и, как следствие, для водоотлива требуются насосы повышенной гидродинамической нагруженности.

Таким образом, вопрос о повышении гидродинамической нагруженности, энергоэффективности и адаптивности центробежных насосов является актуальным.

Объект исследования – шахтные центробежные насосы.

Предмет исследования – механизмы повышения энергоэффективности насосов.

Способ аргументации – экспериментальные исследования.

Основной задачей исследования является повышение уровня технического совершенства насосного оборудования, а именно поиск возможностей повышения энергоэффективности, гидродинамической нагруженности и адаптивности шахтных центробежных насосов.

Современное состояние проблемы. Технические характеристики серийно выпускаемых отечественной промышленностью секционных центробежных насосов, применяемых для шахтного водоотлива, остаются неизменными с 70-х гг. ХХ в. Для достижения наилучшего значения гидравлического КПД в насосостроении применяются рабочие колёса с лопастями, загнутыми назад, то есть $\beta_{2\pi} < 90^{\circ}$, рекомендуется среднее значение $\beta_{2\pi} = 20 - 30^{\circ}$ [3], так же данный диапазон выходного угла лопасти $\beta_{2 \pi}$ подтверждается множеством экспериментов [6-9]. Рабочие колёса шахтных насосов обладают коэффициентом быстроходности $n_s = 70 - 100$ и относятся к диапазону тихоходных и нормальных, для них характерен повышенный коэффициент напора, но коэффициент полезного действия (КПД) снижен [3; 5].

В реальных условиях шахтного водоотлива насосы работают на внешнюю сеть в большинстве случаев не в номинальном режиме, а в допустимом диапазоне, КПД в котором допускается на несколько процентов ниже номинального. При работе центробежного колеса в отличном от номинального проектного режима возникает уменьшение фактического угла β_2 выхода потока с рабочего колеса [6; 9], что сопровождается отрывным вихреобразованием с последующей потерей энергии и снижает эффективность эксплуатации оборудования в таких режимах [10; 11].

На протяжении последнего десятилетия разработка месторождений Уральского региона подземным способом приводит к быстрому нарастанию глубин шахт, которая фактически уже достигает 1200...1400 м (Гайский ГОК, СУБР), а в ближайшей перспективе будут составлять около 1600 м. В таких гидрогеологических и горнотехнических условиях вопросы, связанные с технико-экономическими показателями энергоэффективности, гидродинамической нагруженности и адаптивности центробежных насосов для шахтного водоотлива, требуют особого внимания. Описание методики исследований. Наиболее перспективным направлением повышения гидродинамической нагруженности и экономичности турбомашин является применение вихревых методов управления течением в проточной части насоса¹. Конструкция лопасти рабочего колеса со встроенной вихревой камерой изображена на рис.1. Каждая лопасть имеет фронтальную 5 и тыльную 6 поверхности на заводской части лопасти 1. Встроенная в лопасть цилиндрическая вихревая камера 3 снабжена конфузорным питающим каналом 2 и выпускными каналами 4. Из общего потока жидкости, проходящего в межлопастных каналах, через конфузорный канал 2 отбирается часть потока, которая, попадая в вихревую камеру 3, закручивается со скоростью, существенно превышающей скорость вращения рабочего колеса, затем под воздействием центробежной силы вращения полученный управляющий поток с повышенной энергией через выпускные каналы 4 поступает на тыльную поверхность лопасти, что способствует существенному увеличению угла выхода основного потока с рабочего колеса, тем самым повышая его гидродинамическую нагрузку.



Рис. 1. Лопасть рабочего колеса со встроенной вихревой камерой / Fig. 1. Impeller vane with integrated vortex chamber

Теоретически оценить прирост давления, создаваемого рабочим колесом с вихреисточниками, возможно через коэффициент напора и интенсивность циркуляции вихрей. Вихревую камеру питает часть основного потока с относительным коэффициентом подачи $\bar{\varphi}$

$$\bar{\varphi} = \frac{\varphi_{\text{KaM.}}}{\varphi_{\text{p.K.}}} = \frac{n_{\pi \text{on}} h_1 \cos \gamma}{\pi D_2},\tag{1}$$

где $\varphi_{\rm p.к.}$ – коэффициент подачи рабочего колеса:

 $\varphi_{\text{кам.}}$ – коэффициент питания вихревой камеры;

*п*_{лоп} – количество лопастей рабочего колеса;

h₁ – ширина конфузора на входе;

D₂ – диаметр рабочего колеса.

По теореме Стокса циркуляционное движение Г_{вих.кам.(1)} в вихревой камере можно представить выражением

$$\Gamma_{\text{BUX.Kam.}(1)} = \frac{\omega_{\text{Kam.}} \pi d_{\text{Kam.}}^2}{4},$$
(2)

где $\omega_{\text{кам.}}$ – угловая скорость интенсивности циркуляции в вихревой камере;

d_{кам.} – диаметр вихревой камеры.

С учетом того, что в каждой лопасти расположено по одной вихревой камере, то циркуляционное движение во всех камерах составит

¹ Макаров Н. В., Макаров В. Н., Лифанов А. В., Таугер В. М., Угольников А. В. Модификация вихревой теории для создания аэродинамически устойчивых круговых решеток турбомашин // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2019. – № 9. – С.184–194; Макаров В. Н., Потапов В. Я., Макаров Н. В., Удачина Н. А. Математическая модель круговой решетки профилей с вихреисточником // Вестник Забайкальского государственного университета. 2017. Т. 23, № 10. С. 22–28.

. =

$$\Gamma_{\text{BUX.KAM.}(n)} = n_{\text{JOH}} \Gamma_{\text{BUX.KAM.}(1)}$$
(3)

Относительно рабочего колеса эта циркуляция распространяется на часть $\bar{\varphi}$ от основного потока, то есть прирост циркуляции рабочего колеса $\Delta\Gamma_{\rm p.к. CBUX.KAM.(n)}$ можно выразить

$$\Delta \Gamma_{\text{p.k. c bux.kam.}(n)} = \Gamma_{\text{bux.kam.}(n)} \cdot \overline{\varphi}.$$
 (4)

Относительный прирост циркуляции рабочего колеса $\Delta \overline{\Gamma}_{p.к. с вих.кам.(n)}$ с учетом относительного коэффициента подачи вихревых камер составит

$$\Delta \overline{\Gamma}_{\text{p.k. c BUX.Kam.}(n)} = \frac{\Gamma_{\text{BUX.Kam.}(n)} \cdot \overline{\varphi}}{2\pi R_2 U_2},$$
(5)

где $R_2 = D_2/2$ – радиус рабочего колеса. С учётом (1),(2),(3),(4) и $U_2 = \omega_{\rm p.к.} D_2/2$ выражение (5) примет вид

$$\Delta \Gamma_{\text{p.K. C BUX.Kam.}(n)} = \frac{n_{\pi \text{on}} \omega_{\text{Kam.}} \pi d_{\text{Kam.}}^2}{4} \cdot \frac{n_{\pi \text{on}} h_1 \cos \gamma}{\pi D_2} \cdot \frac{2}{\pi D_2 \omega_{\text{p.K.}} D_2} .$$
 (6)

Заменим некоторые параметры относительными величинами: $\bar{d}_{\kappa} = d_{\kappa}/D_2$ – относительная величина диаметра вихревой камеры к диаметру рабочего колеса; $\bar{h}_1 = h_1/D_2$ – относительная величина ширины входной части конфузора вихревой камеры к диаметру рабочего колеса; $\overline{\omega}_{\text{кам.}} = \omega_{\text{кам.}}/\omega_{\text{р.к.}}$ – относительная величина угловой скорости в вихревой камере к угловой скорости в вихревой камере к угловой скорости рабочего колеса. Соответственно, коэффициент теоретического прироста давления $\Delta \psi_{\text{теор.}}$ центробежного насоса с учётом применения вихревых камер в лопастях рабочего колеса можно выразить

$$\Delta \psi_{\text{Teop.}} = 2\Delta \overline{\Gamma}_{\text{p.k. c bux.kam.}(n)} = = n_{\text{лоп}}^2 \overline{\omega}_{\text{kam.}} \overline{d}_{\text{kam}}^2 \overline{h}_1 \cos \gamma$$
(7)

Исходные данные для проверочного расчёта на примере насоса К 20/30, на котором проводились лабораторные испытания: $n_{\text{лоп}} = 6$; $\overline{\omega}_{\text{кам.}} = 36,5$; $\overline{d}_{\text{к}} = 0,06$; $\overline{h}_1 = 0,022$; $\gamma = 16^\circ$. Соответственно, теоретический но-

минальный прирост коэффициента давления составит

$$\Delta \psi_{\tau(HOM)} = 6^2 \cdot 36.5 \cdot 0.06^2 \cdot 0.022 \cdot \\ \cdot \cos 16^\circ = 0.10 .$$
(8)

Экспериментальные исследования проводились в соответствии с ГОСТ 6134-2007² на центробежном насосе К 20/30. Для проведения экспериментов выбран насос К 20/30, так как он по своим параметрам рабочего колеса подобен насосам секционного типа ЦНС. Насос схож по типу рабочего колеса, параметрам основных геометрических характеристик рабочего колеса и коэффициенту быстроходности $n_s = 62$ с тем, который находится в диапазоне тихоходных 40...80 [5].

Результатом экспериментальных исследований являются полученные характеристики коэффициента напора и КПД центробежного насоса К 20/30 при различных конструкциях рабочего колеса насоса. Для получения базовых исходных данных для дальнейшего анализа результатов экспериментов проведены испытания заводской конструкции насоса. Далее эксперименты проводились с изменённой конструкцией лопасти с вихревыми камерами (см. рис. 1) с относительным диаметром камеры $\bar{d}_{\nu}=3$ %, 6 %; 10 %, углами выхода $\beta_{2\pi}$ = 70°; 90°; 120° на фронтальной части участка а, при этом основная часть лопасти оставалась заводского изготовления. Результаты испытаний приведены на графиках (рис. 2...4). Данные экспериментов представлены через коэффициент напора **ψ** и подачи **φ** [3]

$$\Psi = \frac{2gH}{u_2^2},\tag{9}$$

где *g* – ускорение свободного падения;

H – напор;

*u*₂ – окружная скорость на выходе с рабочего колеса.

$$\varphi = \frac{Q}{\pi D_2 b_2 u_2},\tag{10}$$

где D₂ – диаметр рабочего колеса;

 b_2 – ширина канала при выходе с рабочего колеса.

²ГОСТ 6134-2007. Насосы динамические. Методы испытаний. – М.: Стандартинформ. 2008. – 101 с.



Рис. 2. Результаты испытаний: график изменения коэффициента напора и КПД (относительный диаметр вихревой камеры \bar{d}_{κ} = 3 %) / Fig. 2. Test results: graph of the change in the pressure coefficient and efficiency (vortex chamber relative diameter \bar{d}_{κ} = 3 %)

Рис. 3. Результаты испытаний: график изменения коэффициента напора и КПД (относительный диаметр вихревой камеры \bar{d}_{κ} = 6 %) / Fig. 3. Test results: graph of the change in the pressure coefficient and efficiency (vortex chamber relative diameter \bar{d}_{κ} =6 %)

Рис. 4. Результаты испытаний: график изменения коэффициента напора и КПД (относительный диаметр вихревой камеры $\bar{d}_{\kappa} = 10$ %)/ Fig. 4. Test results: graph of the change in the pressure coefficient and efficiency (vortex chamber relative diameter $\bar{d}_{\kappa} = 10$ %)

Обсуждение полученных результатов. Максимальный прирост показателя в рабочем диапазоне насоса представлен формулами (11; 12), где $\bar{\Psi}_{i\,\text{Max}}$ – максимальный относительный прирост коэффициента напора; $\bar{\eta}_{i\,\text{Max}}$ – максимальный относительный прирост КПД рабочего колеса с соответствующим изменением выходного угла $\beta_{2\Lambda}$ на соответствующем участке а, и относительным диаметром вихревой камеры \bar{d}_{κ}

$$\bar{\psi}_{i \max} = \frac{\psi_{i \text{ MER.MAX}}}{\psi_{i \text{ SAB}}},\tag{11}$$

$$\bar{\eta}_{i \text{ MAX}} = \frac{\eta_{i \text{ MCH.MAX}}}{\eta_{i \text{ BAB}}},\tag{12}$$

где $\psi_{i \text{ исп.мах}}$; $\eta_{i \text{ исп.мах}}$ – максимальный прирост коэффициента напора и КПД в рабочем диапазоне насоса;

 $\psi_{i\,_{3\,3B}}, \eta_{i\,_{3\,3B}}$ – характеристика заводского рабочего колеса в соответствующей і-й точке коэффициента подачи φ_i .

Относительные показатели по параметру максимум прироста в рабочем диапазоне приведены на рис. 5. Полученные теоретические зависимости приведены в табл. 1.



Рис. 5. График изменение коэффициента напора и КПД (максимум прироста)/ Fig. 5. Graph of the change in the pressure coefficient and efficiency (maximum increase)

Таблица 1 /Table 1

Параметры изменений лопасти, % от $D_2/$ Parameters of blade changes, % of D_2	Уравнение регрессии / Regression equation	Среднеквадратичное отклонение / Root mean square deviation
3	$\bar{\psi} = -0,000043 \cdot (\beta_2 - 74)^2 + 1,08$	<i>R</i> ² = 0,9844
3	$\bar{\eta} = -0,000023 \cdot (\beta_2 - 90,5)^2 + 1,086$	<i>R</i> ² = 0,9901
6	$\bar{\psi} = -0,000068 \cdot (\beta_2 - 74,5)^2 + 1,132$	<i>R</i> ² = 0,9599
6	$\bar{\eta} = -0,000038 \cdot (\beta_2 - 79,5)^2 + 1,095$	<i>R</i> ² = 0,8853
10	$\bar{\psi} = -0,000053 \cdot (\beta_2 - 73)^2 + 1,097$	<i>R</i> ² = 0,9856
10	$\bar{\eta} = -0,000053 \cdot (\beta_2 - 71,5)^2 + 1,090$	$R^2 = 0,982$

Теоретические зависимости / Theoretical dependencies

Номинальный прирост показателя представлен формулами (13; 14), где $\bar{\psi}_{i \text{ ном}}$, $\bar{\eta}_{i \text{ ном}}$ – номинальный относительный прирост коэффициента напора и КПД і-го испытания рабочего колеса с изменением выходного угла $\beta_{2Л}$ на соответствующем участке а и относительным диаметром вихревой камеры $\bar{d}_{\rm k}$.

$$\bar{\eta}_{i \text{ HOM}} = \frac{\eta_{i \text{ ucn HOM}}}{\eta_{i \text{ BBB.HOM}}},\tag{14}$$

где $\psi_{i \text{ исп. ном}}$, $\eta_{i \text{ исп. ном}}$ – номинальный прирост коэффициента напора и КПД;

 $\psi_{i \text{ зав.ном}}$, $\eta_{i \text{ зав.ном}}$ – характеристика заводского рабочего колеса при $\varphi_{\text{ном}}$.

Относительные показатели по параметру «номинальный прирост» приведены на рис. 6. Полученные теоретические зависимости приведены в табл. 2.



Рис. 6. Изменение коэффициента напора и КПД (номинальный прирост) / Fig. 6. Graph of the change in the pressure coefficient and efficiency (nominal increase)

Таблица 2 / Table 2

Параметры изменений лопасти, % от $D_2 /$ Parameters of blade changes, % of D_2	Уравнение регрессии / Regression equation	Среднеквадратичное отклонение / Root mean square deviation
3	$\bar{\psi} = -0,000031 \cdot (\beta_2 - 72)^2 + 1,055$	$R^2 = 0,9624$
3	$\bar{\eta} = -0,000020 \cdot (\beta_2 - 81)^2 + 1,052$	$R^2 = 0,8424$
6	$\bar{\psi} = -0,000055 \cdot (\beta_2 - 73,5)^2 + 1,10$	$R^2 = 0,9368$
6	$\bar{\eta} = -0,000027 \cdot (\beta_2 - 75)^2 + 1,054$	$R^2 = 0,8806$
10	$\bar{\psi} = -0,000045 \cdot (\beta_2 - 71)^2 + 1,077$	<i>R</i> ² = 0,9817
10	$\bar{\eta} = -0,000036 \cdot (\beta_2 - 66)^2 + 1,043$	$R^2 = 0,9336$

Теоретические зависимости / Theoretical dependencies

Средневзвешенный прирост показателя представлен формулами (15–18). Относительный прирост коэффициента напора $\overline{\psi}_{i \, \text{исп.}}$ изменённого рабочего колеса в і-й точке характеристики

$$\bar{\psi}_{i \text{ исп.}} = \frac{\psi_{i \text{ исп.}}}{\psi_{i \text{ зав.}}},\tag{15}$$

где $\psi_{i \, \text{исп.}}$ – коэффициент напора изменённого рабочего колеса в і-й точке характеристики; $\psi_{i\,\text{зав.}}$ – коэффициент напора заводского рабочего колеса в і-й точке характеристики.

При расчете средневзвешенного значения за вес принята величина прироста коэффициента напора, соответственно средневзвешенный прирост при каждом изменённом рабочем колесе

$$\psi_{i \text{ ср. вз. исп.}} = \frac{\sum_{1}^{n} \psi_{i \text{ исп.}} \cdot \overline{\psi}_{i \text{ исп.}}}{\sum_{1}^{n} \overline{\psi}_{i \text{ исп.}}}.$$
(16)

Для представления относительного средневзвешенного коэффициента напора найден средневзвешенный коэффициент напора заводского рабочего колеса, при этом прирост коэффициента напора принят равным 1, соответственно вес каждого значения равен 1:

$$\psi_{\text{cp.b3. 3ab.}} = \frac{\sum_{1}^{n} \psi_{i \text{ sab.}} \cdot n}{\sum_{1}^{n} n}.$$
 (17)

Относительный средневзвешенный прирост коэффициента напора выражен

$$\overline{\psi}_{i \text{ ср. B3.}} = \frac{\psi_{i \text{ ср. B3. исп.}}}{\psi_{\text{ср. B3. зав.}}}.$$
(18)

Расчёт показателя средневзвешенного прироста КПД рассчитан аналогичным образом. Относительные показатели по параметру средневзвешенный прирост приведены на рис. 7. Полученные теоретические зависимости приведены в табл. 3.

Таблица 3 /Table 3

Параметры изменений лопасти, % от $D_2 / Parameters of bladechanges, % of D_2$	Уравнение perpeccии / Regression equation	Среднеквадратичное отклонение / Root mean square deviation
3	$\bar{\psi} = -0,00003 \cdot (\beta_2 - 72,5)^2 + 1,05!$	<i>R</i> ² = 0,9794
3	$\bar{\eta} = -0,000019 \cdot (\beta_2 - 87)^2 + 1,064$	$R^2 = 0,9933$
6	$\bar{\psi} = -0,000056 \cdot (\beta_2 - 73,7)^2 + 1,104$	<i>R</i> ² = 0,9148
6	$\bar{\eta} = -0,000033 \cdot (\beta_2 - 77,5)^2 + 1,072$	<i>R</i> ² = 0,9498
10	$\bar{\psi} = -0,000045 \cdot (\beta_2 - 70,5)^2 + 1,075$	$R^2 = 0,985$
10	$\bar{\eta} = -0,000038 \cdot (\beta_2 - 70,5)^2 + 1,059$	<i>R</i> ² = 0,9131

Теоретические зависимости / Theoretical dependencies

На базе предложенной разработанной математической модели после полученных положительных результатов испытаний на

лабораторном насосе К 20/30 проведены испытания на насосе ЦНС 300-300.



Рис. 7. Изменение коэффициента напора и КПД (средневзвешенный прирост) / Fig. 7. Graph of the change in the pressure coefficient and efficiency (weighted average increase) Заключение. Экспериментальные исследования показали, что диапазон полезного эффекта увеличения циркуляции зависит от отношения диаметра вихревых камер к диаметру рабочего колеса, не превышающего 5...7 %. Приведённый теоретический расчёт и экспериментально полученные данные подтверждают эффективность применения адаптивных вихреисточников для управления течением в рабочем колесе насоса и способствуют повышению гидродинамической нагруженности при прежних габаритах. Максимально достигнутый результат повышения гидродинамической нагруженности составил 13 %. С применением методов вихревого управления потоком в рабочем колесе насоса экспериментально получено увеличение относительного номинального КПД на 6 %, что свидетельствует о повышении энергетической эффективности насоса. Прирост относительных средневзвешенных показателей составил по коэффициенту напора 11 и по КПД 8 %, что выше номинальных. Это свидетельствует о повышении адаптивности насоса к внешней сети за счёт методов вихревого управления течением в рабочем колесе насоса.

Список литературы

1. Захарова А. Г., Лобур И. А., Шаулева Н. М., Боровцов В. А. Оценка влияния горно-геологических условий угольных шахт Кузбасса на уровень их электропотребления // Вестник Кузбасского государственного технического университета. 2016. № 6. С. 152–158.

2. Копылов К. Н., Кубрин С. С., Решетняк С. Н. Повышение уровня учета и контроля потребления электроэнергии подземными потребителями шахт и рудников // Горный информационно-аналитический бюллетень. 2017. № 3. С. 97–105.

3. Малюшенко В. В., Михайлов А. К. Конструкции и расчет центробежных насосов высокого давления. М.: Машиностроение, 1971. 304 с.

4. Паламарчук Н. В., Тимохин Ю. В., Потюгов С. И. Обобщенные показатели шахтного водоотлива // Прогрессивное оборудование шахтных стационарных установок: сб. науч. трудов. Донецк: ВНИИГМ, 1989. С. 111–115.

5. Попов В. М. Шахтные насосы (теория, расчет и эксплуатация). М.: Недра, 1993. 224 с.

6. Budea S. Optimization of the Impeller Geometry and its Coating with PTFE to Improve the Hydraulic Performances // Revista de Chimie. 2016. P. 1322–1326.

7. Ding H., Li Z., Gong X., Li M. The influence of blade outlet angle on the performance of centrifugal pump with high specific speed // Vacuum. 2019. Vol. 159. P. 239–246.

8. Guo M., Choi Y.-D. Flow Passage Shape Design of a High Pressure Multistage Centrifugal Pump for Performance Improvement and Miniaturization // KSFM Journal of Fluid Machinergy. 2020. Vol.23, №2. P. 42–50.

9. Peng G., Chen Q., Zhou L., Pan B., Zhu Y. Effect of Blade Outlet Angle on the Flow Field and Preventing Overload in a Centrifugal Pump // Micromachines. 2020 Vol.11. Iss. 9. DOI:10.3390/mi11090811.

10. Posa A., Lippolis A., Balaras E. Investigation of Separation Phenomena in a Radial Pump at Reduced Flow Rate by Large-Eddy Simulation // Journal of Fluids Engineering. 2016. P.121101-1–121101-13.

11. Ye W., Luo X., Huang R., Jiang Z., Li X., Zhu Z. Investigation of flow instability characteristics in a low specific speed centrifugal pump using a modified partially averaged Navier–Stokes model // Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy. 2019. P. 1–15. DOI: 10.1177/0957650919830188.

References

1. Zakharova A. G., Lobur I.A., Shauleva N. M., Borovttsov V. A. *Vestnik Kuzbasskogo gosudarstvennogo tehnicheskogo universiteta* (Bulletin of the Kuzbass State Technical University), 2016, no. 6, pp. 152–158.

2. Kopylov K. N., Kubrin S. S., Reshetniak S. N. *Gorny informattsionno-analiticheskiy billyuten* (Mining information and analytical bulletin), 2017, no.3, pp. 97–105.

3. Maliushenko V. V., Mikhailov A. K. *Konstruktsii i raschet tsentrobezhnyh nasosov vysokogo davleniya* (Design and calculation of high pressure centrifugal pumps.). Moscow: Mechanical engineering, 1971. 304 p.

4. Palamarchuk N. V., Timokhin Yu. V., Potiugov S. I. *Progressivnoe oborudovanie shahtnyh stattsionarnyh ustanovok: Sbornik nauchnyh trudov* (Advanced equipment for mine stationary installations. Collection of scientific papers). Donetsk: VNIIGM, 1989, pp. 111–115.

5. Popov V. M. Shahtnye nasosy (teoriia, raschet i ekspluatattsiia): Spravochnoe posobie (Mine pumps (theory, calculation and operation). Moscow: Subsoil, 1993. 224 p.

6. Budea S. Revista de Chimie (Revista de Chimie), 2016, pp. 1322-1326.

7. Ding H., Li Z., Gong X., Li M. Vacuum (Vacuum), 2019, vol. 159, pp. 239–246.

8. Guo M., Choi Y.-D. *KSFM Journal of Fluid Machinergy* (KSFM Journal of Fluid Machinergy), 2020, vol. 23, no. 2, pp. 42–50.

9. Peng G., Chen Q., Zhou L., Pan B., Zhu Y. *Micromachines* (Micromachines), 2020, vol.11, iss. 9. DOI:10.3390/mi11090811.

10. Posa A, Lippolis A, Balaras E. *Journal of Fluids Engineering* (Journal of Fluids Engineering), 2016, pp. 121101-1–121101-13.

11. Ye W., Luo X., Huang R., Jiang Z., Li X., Zhu Z. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy* (Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A Journal of Power and Energy), 2019, pp.1–15. DOI: 10.1177/0957650919830188.

Информация об авторе _

Макаров Владимир Николаевич, д-р техн. наук, профессор кафедры горной механики, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия. Область научных интересов: науки о Земле, математическое моделирование uk.intelnedra@gmail.com

Потапов Валентин Яковлевич, д-р техн. наук, профессор кафедры горной механики, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия. Область научных интересов: науки о Земле, математическое моделирование 2с1@inbox ru

2c1@inbox.ru

Чураков Евгений Олегович, аспирант, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия. Область научных интересов: науки о Земле, математическое моделирование. tschurakov.102.evgeniy@mail.ru

Макаров Николай Владимирович, канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой горной механики, Уральский государственный горный университет, г. Екатеринбург, Россия. Область научных интересов: науки о Земле, математическое моделирование. mnikolay84@mail.ru

Information about the author _

Vladimir Makarov, doctor of technical sciences, professor, professor of the Mining Mechanics department, Ural State Mining University, Yekaterinburg. Russia. Sphere of scientific interests: Earth sciences, mathematical modeling.

Valentin Potapov, doctor of technical sciences, professor, professor of the Mining Mechanics department, Ural State Mining University, Yekaterinburg. Russia. Sphere of scientific interests: Earth sciences, mathematical modeling

Evgeniy Churakov, postgraduate, Ural State Mining University, Yekaterinburg. Russia. Sphere of scientific interests: Earth sciences, mathematical modeling

Nikolay Makarov, candidate of technical sciences, assistant professor, head of the Mining Mechanics department, Ural State Mining University, Yekaterinburg. Russia. Sphere of scientific interests: Earth sciences, mathematical modeling

Для цитирования _

Макаров В. Н., Потапов В. Я., Чураков Е. О., Макаров Н. В. Повышение энергоэффективности шахтных центробежных насосов // Вестник Забайкальского государственного университета. 2021. Т. 27, № 5. С. 26–35. DOI: 10.21209/2227-9245-2021-27-5-26-35.

Makarov V., Potapov V., Churakov E., Makarov N. Ways to improve the energy efficiency of shaft centrifugal pumps // Transbaikal State University Journal, 2021, vol. 27, no. 5, pp. 6–35. DOI: 10.21209/2227-9245-2021-27-5-26-35.

Статья поступила в редакцию: 15.06.2021 г. Статья принята к публикации: 21.06.2021 г.