

ПУТИ ПОВЫШЕНИЯ ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ДАВЛЕНИЯ ШАХТНЫХ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ

Макаров В.Н.¹, Чураков Е.О.², Макаров Н.В.¹, Попов С.А.¹

¹Уральский государственный горный университет, Екатеринбург;

²ООО СМНП «Экспертналадки», Екатеринбург

Ключевые слова: шахтный насос, критические точки, гидродинамическое давление, эффект Магнуса, вихреобразование, «вихревой жгут», диполь, источник, сток, диффузорность, профиль, камфорное отображение.

Аннотация. Актуальность поиска принципиально новых путей повышения гидродинамического давления шахтных насосов при сохранении их экономичности обусловлена невозможностью дальнейшего роста числа секций при сохранении эксплуатационной надёжности и предельными значениями коэффициента напора классических схем. В статье предложен способ увеличения гидродинамического давления, развиваемого центробежным насосом за счёт управления эффективностью силового взаимодействия воды в межлопаточном канале рабочего колеса с профилем его лопастей за счёт применения гидродинамической особенности в виде диполя на выходе из рабочего колеса. На базе механики плавного обтекания крыла птицы воздушным потоком построена модель безотрывного обтекания хвостовой части профиля лопастей рабочего колеса с использованием энергии диполя. С использованием модели Кристоффеля-Шварца, теоремы Коши-Римана создана математическая модель, устанавливающая зависимость между дополнительной циркуляцией давления вокруг профиля лопастей рабочего колеса насоса от действия диполя и его параметрами. Использование гидродинамической особенности в виде диполя в хвостовой части профиля лопастей рабочего колеса шахтных центробежных насосов типа ЦНС105-147 позволяет повысить развиваемое им давление на номинальном режиме на 19%, на границе области рабочих режимов на 26%, максимальный КПД на 6%. Проведена верификация предложенной математической модели.

METHODS FOR INCREASING THE HYDRODYNAMIC PRESSURE OF MINE CENTRIFUGAL PUMPS

Makarov V.N.¹, Churakov E.O.², Makarov N.V.¹, Popov S.A.¹

¹Ural State Mining University, Yekaterinburg;

²ООО SMNP Ekspertnaladki, Yekaterinburg

Keywords: mine pump, critical points, hydrodynamic pressure, Magnus effect, vortex formation, "vortex cord", dipole, source, sink, diffuseness, profile, camphor mapping.

Abstract. The search for fundamentally new ways to increase the hydrodynamic pressure of mine pumps while maintaining their efficiency is urgent due to the impossibility of further increasing the number of sections while maintaining operational reliability and the limiting values of the pressure coefficient of classical designs. This article proposes a method for increasing the hydrodynamic pressure developed by a centrifugal pump by controlling the efficiency of the force interaction between the water in the impeller's interblade channel and its blade profile. This method utilizes a hydrodynamic feature in the form of a dipole at the impeller outlet. Based on the mechanics of smooth airflow around a bird's wing, a model of continuous flow around the tail section of the impeller blade profile is constructed using the energy of the dipole. Using the Christoffel-Schwarz model and the Cauchy-Riemann theorem, a mathematical model was developed that establishes the relationship between the additional pressure circulation around the impeller blade profile of a pump due to the action of a dipole and its parameters. Using a hydrodynamic feature in the form of a dipole in the impeller blade tail section of the CNS105-147 type mine centrifugal pumps increases the pressure developed by the pump at nominal operation by 19%, at the boundary of the operating mode range by 26%, and the maximum efficiency by 6%. The proposed mathematical model has been verified.

Введение. Эксплуатируемые в настоящее время шахтные центробежные секционные насосы достигли своего предела в части повышения давления, развиваемого одной секцией. Указанное обусловлено тем, что в силу особенностей гидродинамических процессов, протекающих в межлопаточных каналах рабочего колеса дальнейший рост давления, развиваемого им, может быть обеспечен только за счёт увеличения угла выхода его лопастей,

что неизбежно приводит к существенному снижению его энергетической эффективности, т.е. КПД.

Увеличение числа секций шахтных насосов приводит к снижению их надёжности и работоспособности, что в сочетании со снижением их энергоэффективности при увеличении давления в расчёте на одну секцию приводит к усложнению системы шахтного водоотлива и, как результат, негативно влияет на конкурентоспособность горных предприятий [1].

Актуальность. Стабильное увеличение с каждым десятилетием глубины горизонта добычи полезных ископаемых на шахтах и рудниках вступает в противоречие с невозможностью увеличения давления шахтных насосов в расчёте на одну секцию, равно как и увеличения количества секций [2, 3].

Объект исследований – центробежные, секционные насосы, предназначенные для шахтного водоотлива.

Предмет исследований – гидродинамические процессы, физические и математические модели взаимодействия профиля лопастей рабочего колеса насоса с водой, и условия обеспечения устойчивого, плавного обтекания их хвостовой части на выходе из рабочего колеса в широком диапазоне изменения характеристик систем шахтного водоотлива.

Цель исследований – увеличение гидродинамического давления, развиваемого центробежным насосом за счёт управления эффективностью силового взаимодействия воды в межлопаточном канале рабочего колеса с профилем его лопастей путём применения гидродинамической особенности в виде диполя на выходе из рабочего колеса.

Задачи исследований. С учётом анализа физической картины плавного обтекания крыла птицы воздушным потоком в широком диапазоне изменения его формы и траектории движения построить модель безотрывного обтекания хвостовой части профиля лопастей рабочего колеса с использованием энергии источника истока на рабочей и тыльной поверхностях лопастей, образующих в совокупности гидродинамическую особенность – диполь. Создать математическую модель, устанавливающую зависимость между дополнительной циркуляцией вокруг профиля лопастей рабочего колеса насоса от действия диполя и его параметрами. Осуществить верификацию предлагаемой математической модели.

Методология и методы исследований основаны на использовании физической картины плавного обтекания профиля крыла птицы при разработке математической модели течения воды вокруг профиля лопастей рабочего колеса с гидродинамической особенностью – диполем в их хвостовой части. Построение математической модели базируется на использовании теоремы Коши – Римана, уточнённого метода камфорного отображения, модели Кристоффеля – Шварца обтекания многоугольников с учётом гидродинамической аналогии между геометрической и кинематической диффузорностью [4, 5].

Уровень разработанности исследований. В научной литературе приведены исследования математических моделей по разработке повышения аэродинамической нагруженности шахтных вентиляторов, главным образом газоотсасывающих, с использованием механистической природоподобной соразмерности. Однако в них отсутствуют исследования влияния аэродинамических особенностей типа диполь, встраиваемых в профиль лопаток рабочего колеса на характеристики турбомашин [6].

Результаты исследований. В статье предложена модель расчёта гидродинамического давления шахтного центробежного насоса с гидродинамической особенностью в виде диполя в области задней критической точки (ЗКТ) профиля лопасти с использованием принципа аддитивности на базе усовершенствованного метода конформных преобразований с использованием модели Кристоффеля-Шварца [5-7].

Данная закономерность представляет собой большой практический интерес поскольку в соответствии с ней наличие в угловой точке профиля круговой решётки, являющейся гидродинамическим аналогом рабочего колеса центробежного насоса, вихря с заданной интенсивностью, т.е. гидродинамической особенности представляющей собой точку возврата и источника либо стока с заданным расходом в этой же точке ветвления потока может быть

достигнута стабилизация локального вихря на профиле лопасти и, как результат, обеспечено плавное, безотрывное обтекание вышеуказанной угловой точки.

Невозможность дальнейшего увеличения давления, создаваемого шахтным насосом обусловлено тем, что с ростом угла выхода лопастей рабочего колеса происходит отрыв потока воды, т.е. вихреобразование за счёт увеличения локальной диффузорности на профиле лопастей рабочего колеса. Для исключения вихреобразования необходима стабилизация локальной диффузорности, т.е. поддержание на уровне значений ниже критических, при которых возникает отрыв потока воды от профиля лопасти рабочего колеса с учётом гидродинамической аналогии между геометрической и кинематической диффузорностями [8].

Неразрывность потока, обтекающего лопасти рабочего колеса в межлопаточных каналах насоса позволяет ускорять или замедлять его не только за счёт изменения геометрии рабочей и тыльной поверхностей профиля лопасти в диапазоне от передней критической точки (ПКТ) к ЗКТ, но также и путём подачи дополнительного, в данном случае управляющего потока на ту или иную поверхность профиля, что так же, как и геометрическая диффузорность будет уменьшать кинематическую диффузорность, т.е. скорость потока, влияя тем самым на положение критических точек и устраняя отрывное вихреобразование.

Использование схемы диполя в хвостовой части профиля лопастей рабочего колеса насоса позволяет успешно реализовать его конструктивное оформление. При этом в качестве источника энергии диполя, т.е. фактически «вихревого жгута» вокруг хвостовой части профиля лопасти будет выступать часть потока воды из межлопаточного канала рабочего колеса, поступающая через сток на рабочую поверхность и выходящая на тыльную поверхность через источник (см. рис. 1, а) [6, 8, 9].

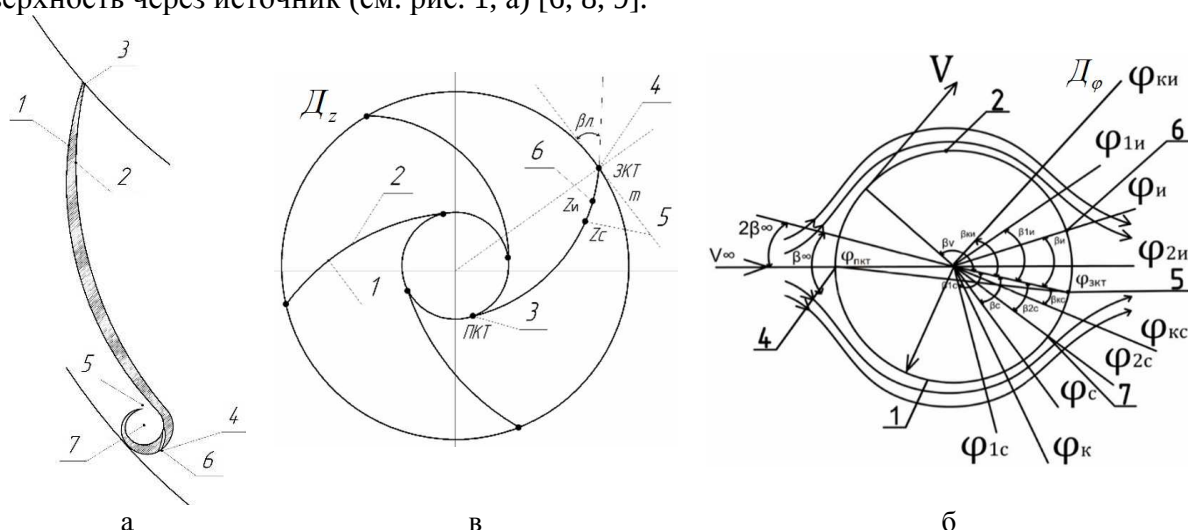


Рис. 1. Лопасть рабочего колеса насоса с диполем в хвостовой части (а); круговая решётка профилей с диполем в хвостовой части на плоскости D_z (б); конформное отображение круговой решётки профилей с диполем хвостовой части на окружность единичного радиуса в Римановой плоскости D_ϕ (в): 1 – рабочая поверхность профиля лопасти; 2 – тыльная поверхность профиля лопасти; 3 – передняя критическая точка (ПКТ); 4 – задняя критическая точка (ЗКТ); 5 – сток диполя; 6 – источник диполя; 7 – диполь

Фактически силовое взаимодействие рабочего колеса насоса с водой будет происходить за счёт формирования силы Н.Е. Жуковского, определяемой формы профиля лопасти, т.е. положением передней критической точки (ПКТ) и ЗКТ, а также силой Магнуса, обусловленной формированием устойчивого присоединённого вихря, возникающего от действия диполя, т.е. определённым образом расположенных источника и стока управляющего потока воды, являющегося частью основного потока из межлопасного канала рабочего колеса [10, 11].

Движение управляющего потока, формируемое диполем от источника к стоку происходит по внешней поверхности хвостовой части лопасти рабочего колеса и формирует

циркуляционное течение, создавая силу Магнуса, способствующую росту гидродинамического давления шахтного насоса [5, 12].

Совместное использование сил Н.Е. Жуковского и Магнуса, способствующая увеличению гидродинамической нагруженности насоса в широком диапазоне режимов работы с позиции физической модели обтекания профиля лопасти рабочего колеса, соответствует, т.е. аналогично обтеканию крыла птицы. Разница заключается лишь в том, что крыло птицы, изменяя геометрию, т.е. форму профиля крыла, обеспечивает плавное, безотрывное обтекание, в то время как на профиле лопасти рабочего колеса, остающегося геометрически неизменным, для достижения безотрывного обтекания, изменяют поле скоростей потока воды, в данном случае за счёт управления потоком воды, устраняя избыточную диффузорности, т.е. резкое торможение потока в области ЗКТ, как причину отрывного вихреобразования [6, 13, 14].

Усовершенствованный метод комфортного преобразования позволяет 3-х листную Римановую область круговой решётки профилей с гидродинамическими особенностями отображать на $3n$ -листную каноническую область окружности единичного радиуса (рис. 1, в).

С учётом рисунка 1, в, принципа гидродинамической аналогии, теоремы Коши-Римана дополнительный комплексный потенциал течения на окружности единичного радиуса канонической области, обусловленный наличием диполя с моментом m , источником и стоком в точках φ_u и φ_c получим в виде:

$$\Delta R d(\varphi) = \frac{\overline{m}(\varphi)}{2\pi(\beta)} \left\{ \left[\ln \frac{(1-P^2+2\pi\cos\beta)(1+P^{-1})}{(1+P^2-2\pi\cos\beta)(1+P^2-2P^{-1}\cos\beta)} \right] + \right. \\ \left. + \ln[1-\cos(\beta_{c1}-\beta)] + \ln[1-\cos(\beta_{c2}-\beta)] + \ln[1-\cos(\beta_{u1}-\beta)] + \ln[1-\cos(\beta_{u2}-\beta)] \right\}; \quad (1)$$

где $\overline{m}(\varphi) = \frac{m(\varphi)}{\rho}$ – относительный момент диполя на профиле круговой решётки, ρ – циркуляция потока воды вокруг профиля круговой решётки без диполя, т.е. классической решётки; P – формпараметр круговой решётки профилей, определяемый из условия нарушения конформности в ЗКТ по формуле $\beta_{ЗКТ} = \frac{(\arctg(P^2-1)\operatorname{ctg}\beta)}{(P^2+1)}$; φ_{1u} , φ_{2u} , φ_{1c} , φ_{2c} – координаты положения начальной и конечной точек выхода источника и входа стока диполя на окружность единичного радиуса канонической области.

Условия формирования диполя на профиле круговой решётки запишем в виде:

$$\frac{\varphi_{1u} + \varphi_{2u}}{2} + \varphi_{ЗКТ} = \frac{\varphi_{1c} + \varphi_{2c}}{2}; \quad \varphi_{ku} - \varphi_u = \varphi_{kc} - \varphi_c; \quad (2)$$

$d_B = \varphi_u - \varphi_{ku} + \varphi_c - \varphi_{kc} = \Delta\varphi_k = 2(\varphi_u - \varphi_{ku})$ – гидродинамический эквивалент диаметра «вихревого жгута», смещающего ЗКТ из положения $\varphi_{ЗКТ}$ в положение $\varphi_k = \varphi_{ЗКТ} + \Delta\varphi_k$, где φ_{ku} , φ_{kc} – координаты расположения точек полного торможения на окружности единичного радиуса от действия источника и стока диполя соответственно; $\Delta\varphi_k$ – смещение положения ЗКТ на окружности единичного радиуса в канонической области от действия диполя; φ_k – координата расположения ЗКТ на окружности единичного радиуса в канонической области от действия диполя.

С учётом вышеуказанных формул угол, определяющий положение ЗКТ в результате воздействия диполя на окружности единичного радиуса в канонической области, определяется по формуле:

$$\beta_k = \beta_{ЗКТ} + 2(\beta_{ku} - \beta_u); \quad (3)$$

где $\beta_u = \frac{\beta_{u1}}{2} + \frac{\beta_{u2}}{2}$; β_{ku} – угол, определяющий положение точки полного торможения на окружности единичного радиуса от действия источника диполя.

С учётом теоремы Коши после соответствующих преобразований модуль скорости на окружности единичного радиуса в канонической области получим в виде:

$$|V(\varphi)| = \frac{4\bar{m}(\varphi) \sqrt{\sin \frac{\beta - \beta_{ku}}{2} \cdot \sin \frac{\beta - \beta_{kc}}{2} \cdot \sin \frac{\beta - \beta_k}{2} \cdot \sin \frac{\beta}{2}}}{(\varphi_u - \varphi_c) \sqrt{\sin \frac{\beta - \beta_{1c}}{2} \cdot \sin \frac{\beta - \beta_{1u}}{2} \cdot \sin \frac{\beta - \beta_{2c}}{2} \cdot \sin \frac{\beta - \beta_{2u}}{2}}}; \quad (4)$$

где β – текущий угол, определяющий положение соответствующих координат гидродинамических особенностей на окружности единичного радиуса в канонической области; $\varphi_\beta = e^{i\beta}$; β_{kc} – угол положение точки полного торможения от действия стока диполя; β_k – угол положение ЗКТ от действия диполя; $\beta_{1u}, \beta_{2u}, \beta_{1c}, \beta_{2c}$ – углы положения точек начала и конца выхода источника и входа стока диполя.

После соответствующих преобразований с использованием интеграла Коши, определяемого по окружности единичного радиуса в канонической области, дополнительную циркуляцию, возникающую от действия диполя в окрестности ЗКТ и соответствующий этому момент диполя, получим в виде:

$$\begin{cases} \Delta p = \pi V_\infty [2 \sin(\beta_\infty - \beta_u) - 4 \sin(\beta_\infty - \beta_{ku})]; \\ \bar{m}(\varphi) = \pi V_\infty (\varphi_{ku} - \varphi_{kc}) [2 \cos(\beta_\infty - \beta_k) - 4 \cos(\beta_\infty - \beta_{kc})]; \end{cases} \quad (5)$$

где V_∞ – теоретическая скорость набегающего потока воды.

С учётом полученных формул выражение для угла, определяющего положение ЗКТ на окружности единичного радиуса в канонической области от действия диполя, получим в виде:

$$\beta_k = \frac{\beta_{ЗКТ}}{2} + \frac{\beta_u}{2} + \arcsin \left[\frac{\bar{m}(\varphi)}{2\pi \sin 0,5\beta_u \cdot \sin 0,5\beta_c \cdot (\varphi_{ku} - \varphi_{kc})} - \sin 0,5\beta_u + \sin 0,5\beta_{ЗКТ} \right]; \quad (6)$$

С учётом представленной выше математической модели, коэффициент влияния диполя на теоретическое давление, создаваемое решёткой профилей рабочего колеса центробежного насоса, определяется по формуле:

$$K_d = \frac{4 \sin(\beta_{ku} - \beta_u)}{1 - \cos(\beta_u - \beta_{ku})} + \frac{4P \cdot \sin \beta_{ku}}{P^2 - 1}. \quad (7)$$

Из анализа формул (6) и (7) видно, что положение ЗКТ на окружности единичного радиуса в канонической области конформного отображения круговой решётки профилей с гидродинамическими особенностью в виде диполя и теоретическое давление существенно зависят от момента диполя, расположенного в хвостовой части профиля лопасти.

Задача преобразования гидродинамических параметров, определяемых на окружности единичного радиуса канонической области, в характеристике круговой решётки лопастей рабочего колеса центробежного насоса имеет единственное решение, поскольку формулы (3)-(6) точно определяют положения точек полного торможения потока в зависимости от гидродинамических параметров диполя, что позволяет рассчитать дополнительную циркуляцию потока воды в силу корреляции угла β_k с гидродинамическим давлением центробежного насоса [8, 11].

Управляя параметрами диполя можно существенно увеличивать гидродинамическое давление рабочего колеса центробежного насоса, сохраняя при этом локальную диффузорность в области выходной части на докритическом уровне, исключая тем самым отрывное вихреобразование. Указанное позволяет в широком диапазоне изменять коэффициент напора шахтного насоса, сохраняя при этом высокие значения КПД за счёт управления течением на выходе из рабочего колеса с помощью диполя. Предложенная конструкция вихревой камеры в виде диполя способствует повышению адаптивности шахтного насоса, поскольку параметры диполя жёстко коррелируют с характеристикой

системы шахтного водоотлива, на которую он работает. Увеличение высоты подъёма шахтного водоотлива приводит к росту давления на выходе из рабочего колеса, что способствует увеличению момента диполя и как результат росту угла полного торможения потока β_k , т.е. его напора [5, 15, 16].

В целях верификации полученных результатов были проведены экспериментальные исследования опытно промышленного насоса ЦНС105-147Д с гидродинамическими особенностями рабочего колеса, результаты которых приведены на рисунке 2.

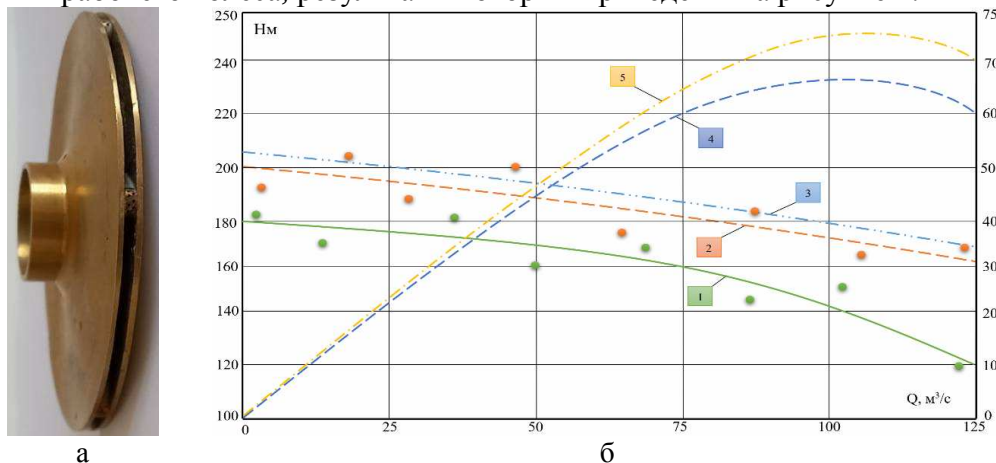


Рис. 2. Рабочее колесо насоса ЦНС105-147Д с гидродинамической особенностью – диполем в хвостовой части лопастей рабочего колеса (а); экспериментальные характеристики 1 – насоса ЦНС105-147, 2 – насоса ЦНС105-147Д с гидродинамической особенностью – диполем в хвостовой части лопастей рабочего колеса; 3 – расчётная характеристика, полученная с использованием модифицированного метода конформного отображения; 4 – КПД насоса ЦНС105-147; 5 – КПД насоса ЦНС105-147Д (б)

Методы замеров гидродинамических параметров насоса в процессе определения и их обработки определялись в соответствии с ГОСТ 6134-2007 (ИСО 9906 – 1999) «Насосы динамические. Методы испытаний».

Из анализа приведённых на рисунке 2 графиков видно, что на номинальном режиме повышение коэффициента напора насоса с гидродинамической особенностью составляет 19%. Наиболее значительный прирост до 26% наблюдается на границе рабочих режимов насоса, что подтверждает высокую адаптивность предложенной конструкции.

Статистический анализ исследований с доверительной вероятностью 0,95 подтверждает, что доверительный интервал фактического прироста коэффициента напора насоса, определяемый по результатам экспериментальных исследований в сравнении с расчётами по модифицированному методу конформных отображений не превышает $\pm 8\%$ в области рабочих режимов. В указанном доверительном интервале критическое значение критерия Стьюдента $t_{кр} = 2,02$ при 40 степенях свободы при том, что фактическое его значение равняется 1,93 подтверждая достоверность результатов, рассчитанных по предложенной модели.

Выводы

1. Доказана актуальность повышения давления шахтных центробежных насосов с использованием гидродинамических особенностей в виде диполя.

2. Построена зависимость давления центробежного насоса от момента диполя и его геометрических параметров на базе усовершенствованного метода конформных преобразований, уравнения Коши-Римана, принципа аддитивности и модели Кристоффеля-Шварца.

3. Конструктивное исполнение хвостовой части профиля лопастей рабочего колеса в форме диполя обеспечивает его безотрывное плавное обтекание, повышая адаптивность насоса.

4. Верификация предложенной математической модели показала, что с использованием гидродинамической особенности в виде диполя в хвостовой части профиля лопастей рабочего колеса шахтных центробежных насосов типа ЦНС105-147Д позволяет повысить развиваемое им давление на номинальном режиме на 19%, на границе области рабочих режимов на 26%, максимальный КПД на 6%.

Список литературы

1. Федяков А.О. Повышение эффективности работы центробежных насосов // Международный журнал «Вестник науки». – 2024. – №12(81). – С. 1278-1285.
2. Байбиков А.С. Перспективы совершенствования центробежных насосов // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. – 2022. – №6(747). – С. 45-51. – DOI: 10.18698/0536-1044-2022-6-45-51.
3. Чураков Е.О., Макаров В.Н., Макаров Н.В. Бельских А.М. Этапы технического совершенствования центробежных насосов шахтного водоотлива // Вестник ЗабГУ. – 2024. – Т. 30, №1. – С. 81-89. – DOI: 10.2109/2227-9245-2024-30-1-81-89.
4. Ковальчук М.В., Нарайкин О.С., Яцишина Е.Б. Природоподобные технологии: новые возможности и новые вызовы // Вестник Российской академии науки. – 2019. – №5. – С. 455-465. – DOI: 10.31857/S0869-5873895455-465.
5. Макаров В.Н., Макаров Н.В., Чураков Е.О., Молчанов М.В. Математическая модель активного управления циркуляционным течением в шахтных вентиляторах // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2021. – №11-1. – С. 239-247. – DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_239.
6. Полянский И. С., Логинов К.О. приближенный метод решения задачи конформного отображения произвольного многоугольника на единичный круг // Вестник Удмуртского университета. – 2022. – Т. 32, №1. – С. 107-129. – DOI: 10.35634/vm220108.
7. Bian M., Wang W. Prediction model of vertical shaft air temperature and its application // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019, vol. 384, iss. 1, p. 012016. DOI: 10.1088/1755-1315/384/1/012016.
8. Fair R., Laar J.H., Nell K., Nell D., Mathews E.H. Simulating the sensitivity of underground ventilation networks to fluctuating ambient conditions // South African Journal of Industrial Engineering. 2021, vol. 32, no. 3, pp. 42-51. DOI: 10.7166/32-3-2616.
9. Scalise K.A., Teixeira M.B., Kocsis K. Managing heat in underground mines: the importance of incorporating the thermal flywheel effect into climatic modeling // Mining, Metallurgy & Exploration. 2020, vol. 38, pp. 575-579. DOI: 10.1007/s42461-020-00323-5.
10. Алексанян И.Ю., Нугманов А. Х.-Х., Покопцев А.А. Теоретические аспекты принципов расчета струйных насосных станций и пути их совершенствования // Нефтегазовые технологии и экологическая безопасность. – 2023. – №1. – С. 7-14. – DOI: 10.24143/1812-9498-2023-1-7-14.
11. Shivani Kaustubh Chitale, Pranjali Nitin Jadhav, Snehal Suresh Dhoble, Dr. Mr. Satyajeet Deshmukh. Parameters Affecting Efficiency of Centrifugal Pump – A Review // International Journal of Scientific Research in Science and Technology. 2021, vol. 8, pp. 49-58. DOI: 10.32628/IJSRST218573.
12. Босиков И.И., Ключев Р.В., Силаев И.В., Пилиева Д.Э. Оценка параметров многостадийного гидравлического разрыва пласта с помощью 4D моделирования // Горные науки и технологии. – 2023. – Т. 8, №2. – С. 141-149. – DOI: 10.17073/2500-0632-2023-01-97.
13. Nasser M.M.S., Vuorinen M. Conformal invariants in simply connected domains // Computational Methods and Function Theory. 2020, vol. 20, iss. 3, pp. 747-775. DOI: 10.1007/s40315-020-00351-8.
14. Шлеин Г.А., Клещенко И.И., Балуев А.А., Семененко А.Ф. Перспективы развития струйной техники и технологии в нефтегазовой отрасли // Известия вузов. Нефть и газ. – 2020. – №3. – С. 75-88. – doi.org/10.31660/0445-0108-2020-3-75-88.
15. Агеев Ш.Р., Дружинин Е.Ю., Камалетдинов Р.С. Перспективы добычи вязкой жидкости установками скважинных электроприводных лопастных насосов (УЭЛН) // Вестник РУДН. – 2020. – №21(1) – С. 66-80. – DOI: 10.22363/2312-8143-2020-21-1-66-80.
16. Kychkin A., Nikolaev A. IOT-based mine ventilation control system architecture with digital twin // International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), Sochi, Russia, 2020, pp. 1-5. DOI: 10.1109/ICIEAM48468.2020.9111995.

References

1. Fedyakov A.O. Improving the efficiency of centrifugal pumps // International journal "Bulletin of Science". 2024, no. 12(81), pp. 1278-1285.
2. Baibikov A.S. Prospects for improving centrifugal pumps // News of higher educational institutions. Mechanical engineering. 2022, no. 6(747), pp. 45-51. DOI: 10.18698/0536-1044-2022-6-45-51.
3. Churakov E.O., Makarov V.N., Makarov N.V., Bel'skikh A.M. Stages of technical improvement of centrifugal pumps for mine drainage // Bulletin of ZabSU. 2024, vol. 30, no. 1, pp. 81-89. DOI: 10.2109/2227-9245-2024-30-1-81-89.

4. Kovalchuk M.V., Naraykin O.S., Yatsishina E.B. Nature-like technologies: new opportunities and new challenges // Bulletin of the Russian Academy of Sciences. 2019, no. 5, pp. 455-465. DOI: 10.31857/S0869-5873895455-465.
5. Makarov V.N., Makarov N.V., Churakov E.O., Molchanov M.V. Mathematical model of active control of circulation flow in mine fans // Mining information and analytical bulletin. 2021, no. 11-1, pp. 239-247. DOI: 10.25018/0236_1493_2021_111_0_239.
6. Polyansky I.S., Loginov K.O. Approximate method for solving the problem of conformal mapping of an arbitrary polygon onto a unit circle // Bulletin of Udmurt University. 2022, vol. 32, iss. 1, pp. 107-129. DOI: 10.35634/vm220108.
7. Bian M., Wang W. Prediction model of vertical shaft air temperature and its application // IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2019, vol. 384, iss. 1, p. 012016. DOI: 10.1088/1755-1315/384/1/012016.
8. Fair R., Laar J.H., Nell K., Nell D., Mathews E.H. Simulating the sensitivity of underground ventilation networks to fluctuating ambient conditions // South African Journal of Industrial Engineering. 2021, vol. 32, no. 3, pp. 42-51. DOI: 10.7166/32-3-2616.
9. Scalise K.A., Teixeira M.B., Kocsis K. Managing heat in underground mines: the importance of incorporating the thermal flywheel effect into climatic modeling // Mining, Metallurgy & Exploration. 2020, vol. 38, pp. 575-579. DOI: 10.1007/s42461-020-00323-5.
10. Aleksanyan I.Yu., Nugmanov A.Kh.-Kh., Pokoptsev A.A. Theoretical aspects of the principles of calculating jet pumping stations and ways to improve them // Oil and Gas Technologies and Environmental Safety. 2023, no. 1, pp. 7-14. DOI: 10.24143/1812-9498-2023-1-7-14.
11. Shivani Kaustubh Chitale, Pranjal Nitin Jadhav, Snehal Suresh Dhoble, Dr. Mr. Satyajeet Deshmukh. Parameters Affecting Efficiency of Centrifugal Pump – A Review // International Journal of Scientific Research in Science and Technology. 2021, vol. 8, pp. 49-58. DOI: 10.32628/IJSRST218573.
12. Bosikov I.I., Klyuev R.V., Silaev I.V., Pilieva D.E. Estimation of multistage hydraulic fracturing parameters using 4D simulation // Mining Science and Technology. 2023 vol. 8, no. 2, pp. 141-149. DOI: 10.17073/2500-0632-2023-01-97.
13. Nasser M.M.S., Vuorinen M. Conformal invariants in simply connected domains // Computational Methods and Function Theory. 2020, vol. 20, iss. 3, pp. 747-775. DOI: 10.1007/s40315-020-00351-8.
14. Shlein G.A., Kleshchenko I.I., Baluev A.A., Semenenko A.F. Prospects for the Development of Jet Technology and Equipment in the Oil and Gas Industry // Oil and Gas. 2020, no. 3, pp. 75-88. doi.org/10.31660/0445-0108-2020-3-75-88.
15. Ageev Sh.R., Druzhinin E.Yu., Kamaletdinov R.S. Prospects for Viscous Fluid Extraction Using Downhole Electric Vane Pumps (UELPs) // RUDN University Bulletin. 202, no. 21(1), pp. 66-80. DOI: 10.22363/2312-8143-2020-21-1-66-80.
16. Kychkin A., Nikolaev A. IOT-based mine ventilation control system architecture with digital twin // International Conference on Industrial Engineering, Applications and Manufacturing (ICIEAM), Sochi, Russia, 2020, pp. 1-5. DOI: 10.1109/ICIEAM48468.2020.9111995.

Сведения об авторах:

Information about authors:

Макаров Владимир Николаевич – доктор технических наук, доцент	Makarov Vladimir Nikolaevich – doctor of technical sciences, associate professor
Чураков Евгений Олегович – аспирант	Churakov Evgeniy Olegovich – postgraduate student
Макаров Николай Владимирович – кандидат технических наук, доцент	Makarov Nikolay Vladimirovich – candidate of technical sciences, associate professor
Попов Семен Анатольевич – аспирант	Popov Semyon Anatolyevich – postgraduate student
ur.intelnedra@gmail.com	

Получена 12.11.2025