

Обоснование энергозатрат насосами карьерного водоотлива на примере Аккермановского рудника

Олизаренко В. В.¹, Бурмистров К. В.¹, Зубков А. А.¹, Рыбаков А. Н.^{1*}

¹ Магнитогорский государственный технический университет им. Г. И. Носова,
г. Магнитогорск, Россия

*e-mail: rybakov174@yandex.ru

Реферат

Введение. Целью сравнительной оценки энергозатрат на карьерном водоотливе является уточнение методики выбора и расчета действительных параметров работы отечественных центробежных насосов типа Д и ЦНС и импортных погружных насосов типа LH и Flygt по действительным рабочим точкам пересечения характеристик: напорных насосов и расчетных внешних сетей. Результаты расчетов расхода электроэнергии центробежными и погружными насосами приведены в табличной форме при корректировке существующей схемы водоотлива Аккермановского рудника. **Методика проведения исследования.** По существующим методикам определены характеристики внешних сетей и количественных значений постоянной всасывающего и напорного трубопроводов центробежных и погружных насосов. Для сравнения расхода электроэнергии исследуемыми типоразмерами центробежных (Д, ЦНС) и погружных (LH, Flygt) насосов выполнено построение характеристик внешних сетей на графиках индивидуальных характеристик с определением рабочих точек, подтверждающих действительные параметры. Полученные действительные режимы работы центробежных и погружных насосов проверены на соответствие требованиям Федеральных норм и правил.

Результаты и их анализ. Полученные результаты расчетов с расчетными количественными значениями расхода электроэнергии конкурентоспособных насосов типа Д, ЦНС и погружных насосов типа LH и Flygt, приведенные в табличной форме, показывают, что расход электроэнергии на водоотлив карьера насосами типоразмеров ДД160-112 и ЦНС 300-120–360 на 20 % ниже.

Область применения результатов. Результаты обоснования энергозатрат центробежными отечественными насосами водоотлива на карьерах рекомендованы к внедрению в организациях, выполняющих проекты НИР по карьерному водоотливу с импортозамещением зарубежных погружных насосов.

Ключевые слова: карьерный водоотлив; центробежные насосы; погружные насосы; трубопроводы; характеристики внешних сетей; энергозатраты.

Цель исследования – сравнительная оценка энергозатрат на карьерном водоотливе для уточнения методики выбора и расчета действительных параметров работы центробежных насосов типа Д и ЦНС (производитель РФ) и импортных погружных насосов типа LH (Япония) и Flygt (Швеция) по действительным рабочим точкам пересечения характеристик: напорных ($Q-H$), насосов и расчетных $H_{ср}$, м, внешних сетей.

Аккермановское месторождение флюсовых известняков и глин (Корректировка технического проекта «Разработка Аккермановского месторождения флюсовых известняков и глин». Магнитогорск, 2019. 345 с.) для цементного производства АО «Уральская Сталь» ОХМК на одном карьерном поле представлено тремя участками: Западный (начало эксплуатации 1937 г.), Центральный (1954 г.),

Северо-Западный (1983 г.), границы между участками проведены условно. Карьерное поле в границах подсчета запасов имеет протяженность по простиранию до 3 км, вкрест простирания – около 2 км и на глубину – до 100 м. Обеспеченность запасами при существующей производительности карьера составляет более 100 лет. Фактическая добыча известняка в настоящее время составляет 2500–2800 тыс. т/год, в том числе до 1000 тыс. т/год – как флюсовое сырье и до 1800 тыс. т/год – цементное сырье. Геологическая изученность месторождения подтверждается разведочными работами с 30-х годов XX века (*Корректировка технического проекта «Разработка ...»*). По химическому составу подземные воды гидрокарбонатного типа, с минерализацией 0,3–0,6 г/л и водородным показателем $pH = 6,9–8,0$. Карьерные воды удовлетворительного качества, соответствуют требованиям СанПиН.

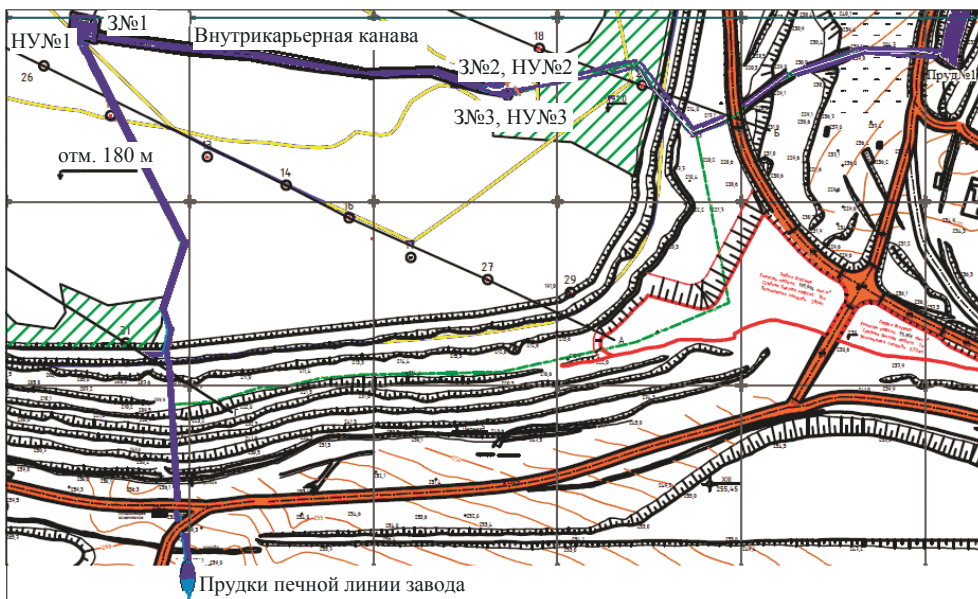


Рисунок 1. Фрагмент существующей схемы карьерного водоотлива на Аккермановском руднике

Figure 1. Fragment of the existing mine dewatering scheme at the Akkerman mine

Наблюдения за последний 10-летний период указывают на 4-годовой цикл возрастания и уменьшения нормального $Q_{\text{норм}}$, $\text{м}^3/\text{ч}$, и максимального Q_{max} , $\text{м}^3/\text{ч}$, водопритоков. В настоящее время добыча известняка и глины ведется на нижнем горизонте (отм. +180 м) в юго-восточной части (рис. 1) Центрального карьера, где на откачке карьерной воды из основного зумпфа (З №1), гидравлически сообщаемого по внутрикарьерной канаве с зумпфами (З №2 и З №3) работают центробежные насосы:

- типоразмера Д-135 насосной установки (НУ №1) по напорному трубопроводу (НТ №1) на южном борте со сливом откачиваемой воды в прудки отстоя и осветления с использованием на печной линии цементного завода;

- типоразмера Д-630 насосных установок (НУ №2, НУ №3) на индивидуальные напорные трубопроводы НТ №2 и НТ №3 восточного борта со сливом откачиваемой карьерной воды в пруд-накопитель для использования на технические нужды карьеров и полив садовых и огородных участков.

Обоснованием сравнительной оценки энергозатрат на водоотливе Центрального карьера явилась завышенная установленная мощность электродвигателей насосов типа Д-630, работающих на два (НТ №2 и НТ №3) напорных трубопроводных става.

Корректировка существующей схемы водоотлива (рис. 1) выполнена с целью снижения расхода электроэнергии $E_{\text{нп}}$, кВт · ч/год, для применяемых на существующих насосных установках насосов типа ЦНС и Д, а также для выбранных для сравнения конкурентоспособных центробежных разных типоразмеров и импортных погружных насосов.

Критериями сравнения приняты исходные графики индивидуальных характеристик заводов и фирм-изготовителей насосов и расчетные действительные параметры: подачи $Q_{\text{нд}}$, м³/ч; напора $H_{\text{нд}}$, м; мощности $N_{\text{нд}}$, кВт · ч; КПД $\eta_{\text{нд}}$, %, вакууметрической высоты всасывания $H_{\text{вак.д}}$ и время откачки:

– центробежных насосов типоразмера 1Д-160-112 и ЦНС 300-120–600, производитель РФ (*Насосное оборудование для водоснабжения и водоотведения. АО «ГИДРОМАШСЕРВИС». Объединенная торговая компания Группы ГМС. М., 2021. 174 с.*), [1] и погружных насосов типоразмера LH8110, производитель Япония (*Погружные дренажные насосы KTZ, Tsurumi (Япония) (технические и индивидуальные характеристики), 2021. 13 с.; Технико-коммерческое предложение ООО «РДЭ» на поставку насосного оборудования Tsurumi. Насосный агрегат Tsurumi: LH430W, LH645, LH8110, LH875 (технические и индивидуальные характеристики), 2021. 3 с.*), Flygt BS2400.402 и MT231MT, производитель Швеция (*Каталог продукции. Погружные насосы фирмы Flygt. 84 с.*) для напорных установок (НУ №1 и НУ №2) (рис. 1), откачивающих воду по напорным ставам (НТ №1 и НТ №2), проложенным по южному и восточному бортам карьера;

– запроектирован перевод НУ №3 с индивидуальным НТ №3 в качестве резервных, что соответствует требованиям Федеральных норм и правил.

Эксплуатационный расчет системы водоотлива Главного карьера для конкурентоспособных насосов выполнен с общим нормальным $Q_{\text{нор}} = 261,7$ м³/ч и максимальным $Q_{\text{max}} = 397,1$ м³/ч притоком подземных вод и атмосферных осадков на площади поверхности карьеров, по двум откорректированным рабочим гидравлическим схемам, проложенным по южному (рис. 2, а) и восточному (рис. 2, б) бортам карьера.

Распределение водопритоков $Q_{\text{нор}}$ и Q_{max} , м³/ч, откачиваемых по двум рабочим трубопроводным ставам, проложенным по южному и восточному бортам карьера, выполнено по данным фактических расходов:

– $Q_{\text{нор}} = 90,0$ м³/ч; $Q_{\text{max}} = 138,0$ м³/ч по напорному трубопроводу НТ №1 (рис. 2, а);

– $Q_{\text{нор}} = 171$ м³/ч; $Q_{\text{max}} = 259,1$ м³/ч по напорному трубопроводу НТ №2 (рис. 2, б).

При одинаковой глубине дна Центрального карьера и расположению насосных установок (геод. отм. 180 м), но разной высоте геодезических отметок:

– $H_{\text{кар.юб}} = 80,1$ м – для напорного трубопровода НТ №1, проложенного по южному борту карьера до отстойников печной линии цементного завода;

– $H_{\text{кар.вб}} = 104,7$ м – для напорного трубопровода НТ №2, проложенного по восточному борту карьера до пруда-осветлителя и накопителя.

Это позволило выполнить проектируемые откорректированные расчетные схемы водоотлива с зумпфами 3 №1 и 3 №2, НУ №1 и НУ №2 для двух вариантов сравнения энергозатрат по параметрам подач $Q_{\text{нор}}$, Q_{max} , м³/ч, и напора $H_{\text{нп}}$, м.

1-й вариант расчета выполнен для центробежных насосов типоразмера 1Д-160-112 (рис. 2, а) и ЦНС 300-120–600 (рис. 2, б) по графикам индивидуальных и технических характеристик [1–6] и включает в себя перерасчет параметров существующего напорного трубопровода (НТ №1) по южному сечению борта карьера

для циклической откачки карьерной воды из зумпфа 3 №1 до точки А (отм. 260,1 м) и подачи нормального $Q_{\text{норм}} = 90,0 \text{ м}^3/\text{ч}$ и максимального $Q_{\text{max}} = 138,0 \text{ м}^3/\text{ч}$ водопритоков в отстойники и далее на печную линию.

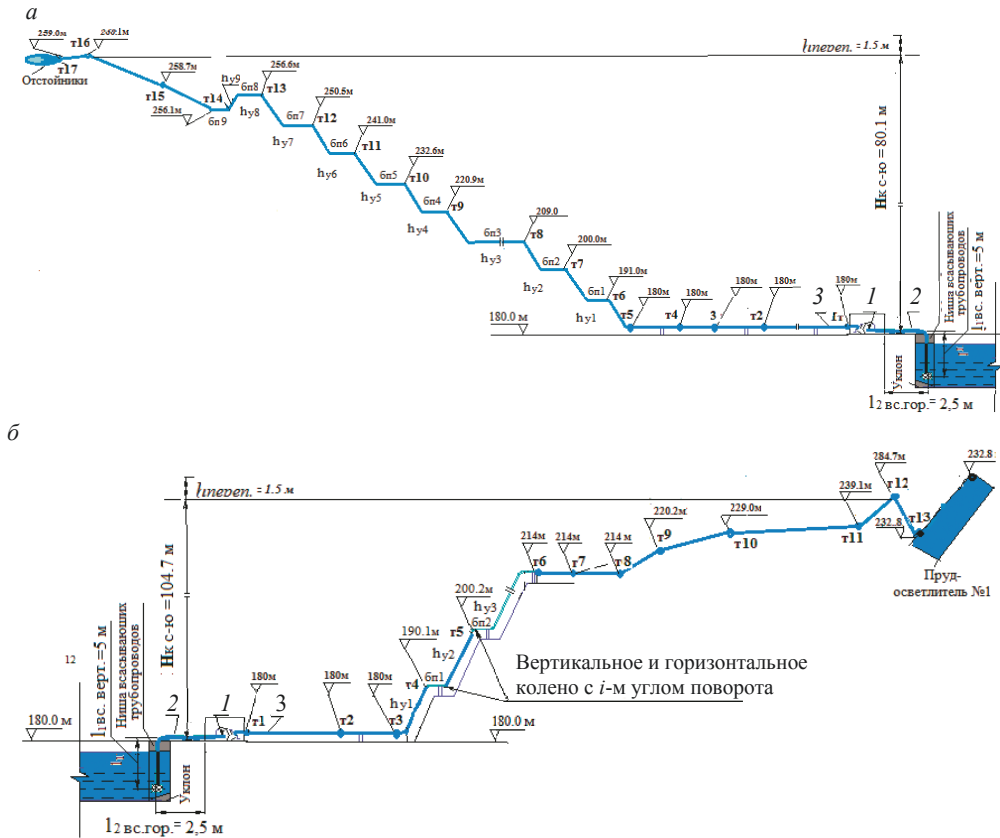


Рисунок 2. Гидравлические расчетные схемы насосных установок (НУ №1 и НУ №2) с общими напорными трубопроводами (НТ №1 и НТ №2) с центробежными и погружными насосами типоразмеров LH и Flygt:

1 – насос с электродвигателем; 2 – всасывающий трубопровод; 3 – напорный трубопровод;

∇ – геодзическая отметка дна карьера и i -х точек на напорном ставе

Figure 2. Hydraulic calculation diagrams of pumping units (НУ no. 1 and НУ no. 2) with common pressure pipelines (НТ no. 1 and НТ no. 2) with centrifugal and submersible pumps of LH and Flygt sizes:

1 – pump with electric motor; 2 – suction pipeline; 3 – pressure pipeline; ∇ – reference mark of the mine bottom and i -th points on the pressure line

2-й вариант расчета выполнен для погружных насосов типоразмера LH8110 [7, 8], Flygt BS2400.402 и MT231MT [9] для тех же условий по выбору типа и характеристик насосов и включает: насосы погружные типоразмера LH8110, выбранные на карьере к установке на напорных трубопроводах НТ №1 и НТ №2; погружные насосы типоразмера Flygt BS2400.402 MT приняты как альтернативные и конкурентоспособные к работе с НУ №1, 2 и НТ №1, 2, проложенным по южному и восточному бортам карьера.

Методика определения характеристик внешних сетей $H_{\text{ср}}$, м, и количественных значений постоянной $R_{\text{тр}}$, $\text{ч}^2/\text{м}^5$ (формула 2.53, стр. 50 [10]), всасывающего и напор-

ного трубопроводов НТ №1 и НТ №2, проложенных по южному борту с глубиной карьера $H_{\text{кар}} = 80,1$ м и по восточному борту с глубиной карьера $H_{\text{кар}} = 104,7$ м, выполняется по общепринятым формулам [2, 7, 8, 10]:

$$H_{ci} = H_{ri} + R_{ti} \cdot Q_i, \quad (1)$$

где H_{ri} – расчетная геометрическая высота подъема воды, м; R_{ti} – постоянная сопротивления трубопровода внешней сети, ч²/м⁵:

– для центробежных насосов

$$R_{ti} = \left(\left(\lambda_n \frac{l_n + \sum l_{\text{экр.н}}}{D_n} + 1 \right) \cdot \frac{1}{D_n^4} \right) + \left(\left(\lambda_{\text{вс}} \frac{l_{\text{вс}} + \sum l_{\text{экр.вс}}}{D_{\text{вс}}} + 1 \right) \cdot \frac{1}{D_{\text{вс}}^4} \right) \cdot \frac{8}{3600^2 \pi^2 g}, \quad (2)$$

– для погружных насосов типоразмера ЛН8110 и Flygt BS2402 и МТ231МТ (не имеющих всасывающего трубопровода в конструкции насосной установки)

$$R_{ti} = \left(\lambda_n \frac{l_n + \sum l_{\text{экр.н}}}{D_n} + 1 \right) \cdot \frac{1}{D_n^4} \cdot \frac{8}{3600^2 \pi^2 g},$$

где $l_n, l_{\text{вс}}$ – длина прямолинейных горизонтальных, наклонных и вертикальных участков нагнетательного и всасывающего трубопроводов, м; $\sum l_{\text{экр.н}}, \sum l_{\text{экр.вс}}$ – эквивалентная длина каждого элемента запорно-регулирующей арматуры нагнетательного и всасывающего трубопроводов; $\lambda_n, \lambda_{\text{вс}}$ – коэффициенты местных гидравлических сопротивлений на нагнетательном и всасывающем трубопроводах центробежных и погружных насосов, определяются как:

$$\lambda_n = \frac{0,0154}{\sqrt{D_{ni}}}; \quad \lambda_{\text{вс}} = \frac{0,0154}{\sqrt{D_{vci}}},$$

где D_{ni}, D_{vci} – диаметры нагнетательного и всасывающего трубопроводов центробежных и погружных насосов, м:

$$D_{ni} = \sqrt{\frac{4Q_p}{3600\pi v_n}}; \quad D_{vci} = \sqrt{\frac{4Q_p}{3600\pi v_{\text{вс}}}},$$

Q_p – расчетная часовая производительность насоса, м³/ч; $v_{\text{вс}}, v_n$ – рекомендуемая скорость воды во всасывающем и нагнетательном трубопроводе, $v_{\text{вс}} = 0,9-1,2$ м/с; $v_n = 1,7-2,2$ м/с [2, 7, 10–12].

Расчетные длины прямолинейных l_i , м, и эквивалентных $\sum l_{\text{экр.}i}$, м, участков напорных трубопроводов (НТ №1 и НТ №2) на геометрическую глубину установки $H_{\text{кар}} = 80,1$ м и $H_{\text{кар}} = 104,7$ м определяются по расчетным гидравлическим схемам (рис. 2) и формуле:

$$L_{\text{тр.}i} = l_{\text{вс.}i} + l_{\text{н.}i} + \sum l_{\text{экр.}i} + \left(h_y / \sin\varphi \right) z_{y,i} + b_1 (z_{y,i} - 1) + l_{\text{пр}3} + l_{\text{пр}4}, \quad (3)$$

где $l_{\text{вс.}i}, l_{\text{н.}i}$ – длина i -х прямолинейных участков всасывающего и нагнетательного трубопровода по схеме (рис. 2), м; $\sum l_{\text{экр.}i}$ – длина i -х эквивалентных участков $\sum l_{\text{экр.}i}$, м; h_y – высота уступа в карьере, м; φ – угол откоса уступов горизонтов нерабочего борта карьера, град; $z_{y,i}$ – число уступов; b_1 – ширина горизонтальной

предохранительной бермы на уступе; $l_{пр3}$ – расстояние до нижней бровки карьера; $l_{пр4}$ – расстояние от верхней бровки уступа до рабочих точек.

Конечные результаты расчета по формулам (1)–(3) представлены в табл. 1.

Для сравнения расхода электроэнергии $E_{нп}$, кВт · ч/год, исследуемыми типоразмерами центробежных (Д, ЦНС) и погружных (ЛН, Flygt) насосов выполнено построение характеристик внешних сетей $H_{с1}$, м, на графиках индивидуальных характеристик с определением рабочих точек, подтверждающих действительные параметры $Q_{нд}$, $H_{нд}$, $N_{нд}$, $\eta_{нд}$, $H_{нд,вак}$ [1, 3–6, 13–15].

Таблица 1. Сводные данные расчетов параметров карьера, НУ №1 и НУ №2, НТ №1 и НТ №2 с конкурентоспособными насосами

Table 1. Summarized data of open pit parameters calculation, pumping units НУ no.1 and НУ no.2, pressure pipelines НТ no.1 and НТ no.2 with competitive pumps

Наименование показателя, расчетная формула	Количественное значение показателей							
	НТ №1 (а-юг)				НТ №2 (б-восток)			
	Типы насосов, работающих на ставе							
	1Д	ЦНС	ЛН	Flygt	1Д	ЦНС	ЛН	Flygt
Глубина карьера $H_{кар}$, м	80,1	80,1	80,1	80,1	104,7	104,7	104,7	104,7
Водопритоки:								
$Q_{норм}$, М ³ /ч	90,0	90,0	90,0	90,0	171,0	171,0	171,0	171,0
Q_{max} , М ³ /ч	138,0	138,0	138,0	138,0	259,1	259,1	259,1	259,1
Расчетный напор насоса $H_{рн} = 1,1H_{кар}$, м	84,2	84,2	84,2	84,2	108,3	108,3	108,3	108,3
Принятый тип и количество насосов для откачки при:	1Д	ЦНС	ЛН	Flygt	1Д	ЦНС	ЛН	Flygt
$Q_{норм}$, ШТ.	1	1	1	1	1	1	1	1
Q_{max} , ШТ.	1	1	1	1	1+1	1	1	1
Коэффициенты: $\lambda_{вс}/\lambda_{н}$	0,0819/0,0697				0,0888/0,0723			
Диаметр трубопроводов: $D_{вс}/D_{н}$, м	0,228/0,221				0,214/0,213			
Длина трубопровода: $l_{вс}/l_{н}$, м	7,0/647,9				7,0/267,9			
Длина эквивалентных участков трубопровода: $l_{эkv н}/l_{эkv вс}$, м	19,1/68,4				19,1/61,1			
Характеристика внешней сети насоса 1Д160-112 – южный борт, м	$H_{с1} = 80,1 + 0,000635Q^2$				$H_{с2} = 104,7 + 0,000433Q^2$			
Характеристика внешней сети насоса ЦНС 300-120-360 – восточный борт, м	$H_{с1} = 80,1 + 0,000653Q^2$				$H_{с2} = 104,7 + 0,000433Q^2$			

Полученные действительные режимы работы центробежных и погружных насосов в насосных установках (НУ №1 и НУ №2) проверяются на соответствие требованиям ФНиП по следующим параметрам примера: подача, м³/ч – $Q_{нд} \geq Q_p$ ($172 \geq 90$); напор, м – $H_{нд} \geq H_p$ ($114 \geq 85,1$); мощность $N_{нд} \leq N_{уст}$, кВт ($68 \leq N_{уст} = 160$ кВт); устойчивость, м – $H_{гд} \leq 0,9H_o$ ($80,1 \leq 85,1$) и ($104,5 \leq 109,7$); экономичность, % – $\eta_{нд} \geq 0,9$ ($0,69 \geq 0,09 \cdot 0,71 = 63,9$ %); время откачки, час –

$$t_{норм} \leq \frac{Q_{норм} \cdot 24}{Q_{нд}} (t_{норм} \leq 90 \cdot 24/164 = 13,2 \text{ ч}); t_{max} \leq \frac{Q_{max} \cdot 24}{Q_{нд}} (t_{max} \leq 138 \cdot 24/164 = 20,0 \text{ ч}).$$

Данные выполненной проверки действительных параметров работы центробежных и погружных насосов указывают на соответствие требованиям ФНиП только у насосов типоразмера 1Д160-112. Насосы типа ЦНС300-120–360, ЛН8110 и Flygt не отвечают требованиям ФНиП по времени откачки нормального и максимального водопритоков ($T \leq 20$ ч).

Годовой расход электроэнергии $E_{ни}$, кВт · ч/год, на карьерный водоотлив центробежными насосами определяется по формуле:

$$E_{ни} = 1,05 \frac{\rho g}{3600 \cdot 10^3 \eta_d \eta_{эс}} \times \left(\frac{Q_{нд.нор} H_{нд.нор}}{\eta_{нд.нор}} (365 - z_{нор}) t_{нд.нор} + \frac{Q_{нд.мах} H_{нд.мах}}{\eta_{нд.мах}} (z_{мах} t_{нд.мах}) \right), \quad (4)$$

где ρ – плотность откачиваемой загрязненной частицами горных пород карьерной воды, $\rho = 1020\text{--}1030$ кг/м³; η_d – КПД электродвигателя, кВт; $\eta_{эс}$ – КПД питающей электрической сети, $\eta_{эс} = (0,92\text{--}0,96)$; $Q_{нд.нор}$, $Q_{нд.мах}$ – действительная подача насоса при откачке карьерной воды с нормальным и максимальным суточными водопритоками, м³/сут; $H_{нд.нор}$, $H_{нд.мах}$ – действительный напор насоса при откачке карьерной воды с нормальным и максимальным суточными водопритоками, м; $\eta_{нд.нор}$, $\eta_{нд.мах}$ – действительный КПД насоса при откачке нормального и максимального водопритоков; $z_{нор}$, $z_{мах}$ – количество дней в году с нормальным и максимальным водопритоками; $t_{нд.нор}$, $t_{нд.мах}$ – время работы насоса на откачке нормального и максимального водопритоков, маш.-час.

Полученные результаты расчетов по формуле (4) с расчетными количественными значениями расхода электроэнергии из конкурентоспособных насосов типа Д и ЦНС показывают, что: насос 1Д160-112, работающий на НТ №1 по южному борту карьера имеет годовой расход электроэнергии $E_k = 359\,673,1$ кВт · ч/год; параллельная работа насосов (1Д160-112), работающих на НТ №2 по восточному борту карьера, $\Sigma E_{к2} = (E_{с2} + E_{с2}) = 719\,346,2$ кВт · ч/год; суммарный расход электроэнергии тремя центробежными насосами типоразмера 1Д160-112 при работе по южному и восточному бортам карьера составит $\Sigma E_{кар} = 1\,079\,019,3$ кВт · ч/год.

Вывод. Из сравнения расчетных значений расхода электроэнергии спиральные насосы типоразмера 1Д-130-112 для условий Главного карьера Аккермановского рудника являются экономически выгодными.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Zhou R., Yang J., Liu H. L., Dong L. Effect of volute geometry on radial force characteristics of centrifugal pump during startup // Journal of Applied Fluid Mechanics. 2022. Vol. 15. No. 1. P. 25–36.
2. Картавый Н. Г. Стационарные машины. М.: Недра, 1981. 327 с.
3. Zhu Z., Liu H. Dynamic pressure test and analysis of marine ballasted centrifugal pump under rapid changing conditions // Journal of Marine Science and Engineering. 2021. No. 9(11). P. 1299. URL: <https://doi.org/10.3390/jmse9111299>
4. Dai C., Zhang Y., Pan Q., Dong L., Liu H. Study on vibration characteristics of marine centrifugal pump unit excited by different excitation sources // Journal of Marine Science and Engineering. 2021. No. 9. P. 274. URL: <https://doi.org/10.3390/jmse9030274>
5. Lee J., Yang J. Global energy transitions and political systems // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2019. Vol. 115. P. 1–11.
6. Fu S., Zheng Y., Kan K., Chen H., Han X., Liang X., Liu H., Tian X. Numerical simulation and experimental study of transient characteristics in an axial flow pump during start-up // Renewable Energy: an International Journal. 2020. No. 146. P. 1879–1887.
7. Олизаренко В. В., Мингажев М. М. Рудничный водоотлив при обработке медно-колчеданных месторождений Южного Урала. Магнитогорск: МГТУ, 2010. 252 с.
8. Гришко А. П., Шелоганов В. И. Стационарные машины и установки. М.: Горная книга, 2007. 328 с.

9. Сташинов Ю. П., Боченков Д. А., Волков В. В. Технические и энергетические аспекты применения регулируемого электропривода на главных водоотливных установках шахт: сб. науч. статей. Электрификация и энергосбережение. М.: Горная книга, 2009. С. 201–216.

10. Попов В. Н. Водоотливные установки. М.: Недра, 1990. 254 с.

11. Рыбаков А. Н., Габбасов Б. М., Курочкин А. И., Ильинов Н. Д. Повышение эффективности эксплуатации горных машин на примере оборудования шахтного водоотлива в условиях Учалинского подземного рудника // Известия вузов. Горный журнал. 2021. № 8. С. 62–71. DOI: 10.21440/0536-1028-2021-8-62-71

12. Мельников Т. И. Анализ существующих формул для определения критических скоростей и гидравлических уклонов в пульпопроводах // Труды Магнитогорского горно-металлургического института. 1958. Вып. 15. С. 69–109.

13. Рыбаков А. Н., Габбасов Б. М. Повышение эффективности работы поршневых насосов при откачке шахтного шлама // Актуальные проблемы современной науки, техники, образования: матер. 72-й межрегион. науч.-техн. конф. / под ред. В. М. Колокольцева. Магнитогорск, 2014. Т. 1. С. 36–39.

14. Габбасов Б. М., Рыбаков А. Н., Шайхисламов А. Р. Повышение эффективности работы поршневых насосов при откачке шахтного шлама // Актуальные проблемы современной науки, техники образования: матер. 80-й межрегион. науч.-техн. конф. / под ред. В. М. Колокольцева. Магнитогорск, 2022. Т. 1. С. 10–13.

15. Долганов А. В. Повышение эффективности эксплуатации водоотливных установок медноколчеданных рудников: автореф. дис. ... канд. техн. наук. Екатеринбург, 2012. 20 с.

Поступила в редакцию 14 июля 2022 года

Сведения об авторах:

Олизаренко Владимир Владимирович – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры горных машин и транспортно-технологических комплексов Магнитогорского государственного технического университета им. Г. И. Носова. E-mail: volizarenko@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-9753-664X>

Бурмистров Константин Владимирович – доктор технических наук, доцент, доцент кафедры разработки месторождений полезных ископаемых Магнитогорского государственного технического университета им. Г. И. Носова. E-mail: burmistrov_kv@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3433-133X>

Зубков Артём Анатольевич – кандидат технических наук, доцент, доцент кафедры разработки месторождений полезных ископаемых Магнитогорского государственного технического университета им. Г. И. Носова. E-mail: art.z.mgtu@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1279-8294>

Рыбаков Александр Николаевич – ассистент кафедры горных машин и транспортно-технологических комплексов Магнитогорского государственного технического университета им. Г. И. Носова. E-mail: rybakov174@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0001-9063-2738>

DOI: 10.21440/0536-1028-2023-1-36-45

Justifying the power consumption of mine dewatering pumps by the example of the Akkerman mine

Vladimir V. Olizarenko¹, Konstantin V. Burmistrov¹, Artem A. Zubkov¹, Aleksandr N. Rybakov¹

¹ Nosov Magnitogorsk State Technical University, Magnitogorsk, Russia.

Abstract

Introduction. The purpose of the power consumption comparative evaluation at the mine dewatering is to clarify the methodology of selecting and calculating the actual parameters of D and CNS centrifugal pumps (Russian manufacturer) and LH (Japan) and Flygt (Sweden) submersible pumps by actual working points of intersection of the force pumps features and the external line design features. The results of calculations of centrifugal and submersible pumps power consumption are given in the tabular form when revising the existing mine dewatering scheme of the Akkerman mine.

Methods of research. Characteristics of external lines and quantitative values of constant of suction and discharge pipelines of centrifugal and submersible pumps are determined according to the existing methods. External line characteristics were built on individual characteristics diagrams and working points which confirm actual parameters were defined to compare electric power consumption by the studied unit sizes of centrifugal pumps (D, CNS) and submersible pumps (LH, Flygt). Obtained actual operating modes of centrifugal and submersible pumps are checked for compliance with Federal Norm and Regulations requirements.

Results and analysis. The calculation data obtained as well as the calculated quantitative values of electric power consumption of the competitive D and CNS pumps and submersible LH and Flygt pumps, given in the tabular form, show that electric power consumption for mine dewatering by pumps of 1D160-112 size and CNS 300-120–360 size is 20% lower.

Scope of results. The results of justification of power consumption of centrifugal pumps for mine dewatering are recommended for implementation by organizations performing research and development of mine dewatering with import substitution of foreign submersible pumps.

Keywords: mine dewatering; centrifugal pumps; submersible pumps, pipelines; characteristics of external lines; energy costs

REFERENCES

1. Zhou R., Yang J., Liu H. L., Dong L. Effect of volute geometry on radial force characteristics of centrifugal pump during startup. *Journal of Applied Fluid Mechanics*. 2022; 15(1): 25–36
2. Kartavyi N. G. *Stationary Machines*. Moscow: Nedra Publishing; 1981. (In Russ.)
3. Zhu Z., Liu H. Dynamic pressure test and analysis of marine ballasted centrifugal pump under rapid changing conditions. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2021; 9(11): 1299. Available from: <https://doi.org/10.3390/jmse9111299>
4. Dai C., Zhang Y., Pan Q., Dong L., Liu H. Study on vibration characteristics of marine centrifugal pump unit excited by different excitation sources. *Journal of Marine Science and Engineering*. 2021; 9: 274. Available from: <https://doi.org/10.3390/jmse9030274>
5. Lee J., Yang J. Global energy transitions and political systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2019; 115: 1–11.
6. Fu S., Zheng Y., Kan K., Chen H., Han X., Liang X., Liu H., Tian X. Numerical simulation and experimental study of transient characteristics in an axial flow pump during start-up. *Renewable Energy: an International Journal*. 2020; 146: 1879–1887.
7. Oлизаренко В. В., Mingazhev M. M. *Mine dewatering for mining of copper-pyrite deposits of the Southern Urals*. Magnitogorsk: MSTU Publishing; 2010. (In Russ.)
8. Grishko A. P., Sheloganov V. I. *Stationary machines and installations: a training manual*. Moscow: Gornaia kniga Publishing; 2007. (In Russ.)
9. Stashinov Iu. P., Bochenkov D. A., Volkov V. V. *Technical and energy aspects of an adjustable electric drive on the main mine dewatering installations: collection of scientific articles. Electrification and energy saving*. Moscow: Gornaia kniga Publishing; 2009. (In Russ.)
10. Popov V. N. *Dewatering installations: reference book*. Moscow: Nedra Publishing; 1990. (In Russ.)
11. Rybakov A. N., Gabbasov B. M., Kurochkin A. I., Ilinov N. D. Improving the efficiency of mining machines operation by example of mine dewatering equipment in conditions of uchaly underground mine. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = Minerals and Mining Engineering*. 2021; 8: 62–71. (In Russ.) Available from: doi: 10.21440/0536-1028-2021-8-62-71
12. Melnikov T. I. Analysis of the existing formulae for the determination of threshold velocities and hydraulic slopes in dredge piping. *Trudy Magnitogorskogo gorno-metallurgicheskogo instituta = Proceeding of the Magnitogorsk Mining Metallurgical Institute*. 1958; 15: 69–109. (In Russ.)
13. Rybakov A. N., Gabbasov B. M. Improving the efficiency of air pumps operation when pumping mine sludge. In: Kolokoltsev V. M. (ed.) *Current problems of modern science, technology, and education: Proceedings of the 72nd Interreg. Sci. and Tech. Conf.* Magnitogorsk, 2014. Vol. 1. P. 36–39. (In Russ.)
14. Gabbasov B. M., Rybakov A. N., Shaikhislamov A. R. Improving the efficiency of air pumps operation when pumping mine sludge. In: Kolokoltsev V. M. (ed.) *Current problems of modern science, technology, and education: Proceedings of the 80th Interreg. Sci. and Tech. Conf.* Magnitogorsk, 2022. Vol. 1. P. 10–13. (In Russ.)
15. Dolganov A. V. *Improving the efficiency of operating the mine dewatering installations at copper-sulphide mines: PhD in Eng. abstract of diss.* Ekaterinburg; 2012. (In Russ.)

Received 14 July 2022

Information about the authors:

Vladimir V. Olizarenko – PhD (Engineering), Associate Professor, associate professor of the Department of Mining Machinery and Transport and Technological Complexes, Nosov Magnitogorsk State Technical University. E-mail: volizarenko@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-9753-664X>

Konstantin V. Burmistrov – DSc (Engineering), Associate Professor, associate professor of the Department of Mineral Deposit Development, Nosov Magnitogorsk State Technical University. E-mail: burmistrov_kv@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0002-3433-133X>

Artem A. Zubkov – PhD (Engineering), Associate Professor, associate professor of the Department of Mineral Deposit Development, Nosov Magnitogorsk State Technical University. E-mail: art.z.mgtu@mail.ru; <https://orcid.org/0000-0003-1279-8294>

Aleksandr N. Rybakov – assistant professor, Department of Mining Machinery and Transport and Technological Complexes, Nosov Magnitogorsk State Technical University. E-mail: rybakov174@yandex.ru; <https://orcid.org/0000-0001-9063-2738>

Для цитирования: Олизаренко В. В., Бурмистров К. В., Зубков А. А., Рыбаков А. Н. Обоснование энергозатрат насосами карьерного водоотлива на примере Аккермановского рудника // Известия вузов. Горный журнал. 2023. № 1. С. 36–45. DOI: 10.21440/0536-1028-2023-1-36-45

For citation: Olizarenko V. V., Burmistrov K. V., Zubkov A. A., Rybakov A. N. Justifying the power consumption of mine dewatering pumps by the example of the Akkerman mine. *Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedenii. Gornyi zhurnal = Minerals and Mining Engineering*. 2023; 1: 36–45 (In Russ.). DOI: 10.21440/0536-1028-2023-1-36-45