

Анализ амплитудно-частотных характеристик вибраакустических сигналов при мониторинге технического состояния карьерной водоотливной установки

DOI: <http://dx.doi.org/10.18796/0041-5790-2022-10-33-39>

Статья посвящена вопросам совершенствования средств карьерного водоотлива. Показан процесс модернизации главной водоотливной установки угольного разреза, позволивший оптимизировать ее работу. Приведено аналитическое обоснование целесообразных геометрических и гидродинамических параметров водоотливной установки с трубопроводами из полиэтилена по ГОСТ 18599-2001, выработаны рекомендации по ее эксплуатации. При модернизации водоотлива проведен контроль технического состояния насосных агрегатов в зависимости от текущих рабочих параметров водоотливной установки с помощью вибраакустических сигналов. Представлены амплитудно-частотные характеристики насоса 1Дб30-90 при различных (от аварийных до оптимальных) режимах работы. Полученные характеристики рекомендованы к использованию в качестве эталонных при создании информационной базы для систем дистанционного мониторинга центробежных насосов 1Дб30-90. Указано, что годовой экономический эффект от реализованных мероприятий составит 2,9 млн руб. при сроке окупаемости дополнительных капитальных вложений 10,5 месяцев.

Ключевые слова: откачивание карьерных вод, центробежный насос, рабочее колесо, кавитация, химическая эрозия, подача, напор, трубопроводы, мониторинг, амплитудно-частотная характеристика, диагностика, лопастная частота.

Для цитирования: Морин А.С., Мигунов В.И., Шульгина К.А. Анализ амплитудно-частотных характеристик вибраакустических сигналов при мониторинге технического состояния карьерной водоотливной установки // Уголь. 2022. № 10. С. 33-39. DOI: 10.18796/0041-5790-2022-10-33-39.

ВВЕДЕНИЕ

Практика последних десятилетий показывает, что все чаще при отсутствии надлежащего контроля персонал насосных станций карьеров, мало заинтересованный в улучшении технико-экономических показателей предприятия-работодателя, эксплуатирует водоотливное оборудование с грубыми нарушениями многочисленных производственных правил и должностных инструкций. Одним из наиболее распространенных нарушений является глубокое регулирование подачи насосов в сторону ее уменьшения с помощью пусковых задвижек для поддержания постоянного уровня воды в водосборнике. При выравнивании производительности насосной станции с притоком карьерных вод отпадает необходимость в периодических остановках и пусках насосных агрегатов, что упрощает работу персонала. Вместе с тем при дросселировании внешней сети водоотливной установки уменьшается КПД насосов (при условии, что

МОРИН А.С.

Доктор техн. наук, доцент,
заведующий кафедрой
«Горные машины и комплексы»
Сибирского федерального
университета,
660041, Красноярск, Россия,
e-mail: AMorin@sfu-kras.ru

МИГУНОВ В.И.

Аспирант кафедры
«Горные машины и комплексы»
Сибирского федерального
университета,
660041, Красноярск, Россия,
e-mail: VMigunov@sfu-kras.ru

ШУЛЬГИНА К.А.

Аспирант кафедры
«Горные машины и комплексы»
Сибирского федерального
университета,
660041, Красноярск, Россия,
e-mail: KShtresler@sfu-kras.ru

исходный режим работы был оптимальным или близким к оптимальному), а напор и электрическая мощность насосных агрегатов неоправданно возрастают. Использование счетчиков расхода электрической энергии на насосных станциях не решает в полной мере проблему контроля за работой водоотливного оборудования. Необходимо непрерывная передача сведений в диспетчерскую службу карьера о текущем техническом состоянии насосных агрегатов и их рабочих параметрах.

Одновременно с этими негативными явлениями на горнодобывающих предприятиях участились случаи реализации ошибочных проектных решений при организации и устройстве водоотлива, в связи с чем задача внедрения систем дистанционного мониторинга и диагностирования проблем в работе водоотливного оборудования становится особенно актуальной.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

При обследовании главной водоотливной установки (ГВУ) Переясловского угольного разреза (Красноярский край) в марте 2021 года, рассматривавшейся и оцениваемой в качестве возможного объекта внедрения нового способа регулирования насосных агрегатов [1–3], было установлено, что данная система водоотлива эксплуатируется в аварийном режиме. Причиной этого явились нарушения правил эксплуатации насосных установок и ошибки в подборе оборудования при реконструкции ГВУ, проведенной в 2016–2019 гг. в связи с увеличением нормальных и максимальных водопритоков в горные выработки до 480 и 640 м³/ч соответственно. В эти годы, согласно проектной документации, насосы 1Д200-90 были заменены на более производительные насосные агрегаты 1Д630-90 с асинхронными электродвигателями АИР355М4 мощностью 315 кВт. Стальные трубы на всасывающем и нагнетательном участках трубопроводных магистралей длиной 14 и 725 м соответственно заменили полиэтиленовыми трубами по ГОСТ 18599-2001 с внутренним диаметром $D = 198,2$ мм (при наружном диаметре $d = 225$ мм и толщине стенки $\delta = 13,4$ мм).

При разработке проекта реконструкции ГВУ было учтено, что по сравнению с традиционными водопроводными трубами из стали полиэтиленовые трубы являются более гладкими. Низкое гидравлическое сопротивление труб позволяет перемещать по ним жидкость с меньшими затратами энергии на единицу преодолеваемого расстояния, что делает экономически оправданными более высокие скорости движения жидкости. Допущенные ошибки при назначении диаметра полиэтиленовых труб для всасывающего и нагнетательного ставов скорее всего были связаны с недобросовестной рекламой их гидродинамических характеристик. По нашему мнению, подтвержденному экспериментально на рассматриваемой водоотливной установке, при расчете коэффициента линейных потерь напора в полиэтиленовых трубах наиболее достоверной является формула Ф.А. Шевелева [4]: $\lambda = 0,0134/(D \cdot v)^{0,226}$, где v – скорость потока.

После реконструкции ГВУ откачивание нормальных и максимальных водопритоков из водосборника разреза

осуществлялось двумя насосными агрегатами по индивидуальным трубопроводным магистралям в круглосуточном режиме. При работе насосов возникали шумы переменной тональности и сильные вибрации, характерные для неустойчивых режимов работы с кавитационными автоколебаниями, из сальниковых уплотнений обильно лилась вода. Эти явления сопровождалась частыми отказами электромеханического оборудования ГВУ и повышением норм расхода запасных частей при его ремонтах (табл. 1).

Таблица 1

Расход запасных частей при ремонтах насосов ГВУ в 2020 г.

Наименование	Количество, шт.
Крышка корпуса насоса	2
Рабочее колесо	12
Вал	12
Подшипник	24
Кольцо упругой втулки	48
Ремонтный комплект торцевых уплотнений	24

Неисправности насосов ГВУ, приводившие к критическим отказам, чаще всего были связаны с поломкой опорных подшипников, валов и лопастных колес. В среднем оборудование не вырабатывало половины заявленного производителем ресурса до поломки (средняя наработка до отказа составляла 4300 ч при нормативном значении, заявленном заводом-изготовителем, не менее 9000 ч). Быстрый износ внутренней поверхности крышки корпуса насосов указывал на совместное разрушительное действие энергии гидравлических ударов и коррозии.

При осмотре отработанных колес и валов были обнаружены многочисленные следы кавитационной и химической эрозии. Разрушенные колеса насосов имели близкие по форме изломы дисков (рис. 1) от чрезмерных ударных нагрузок на колесо.

Следующее подтверждение недопустимого состояния водоотливного оборудования было получено при аналитической проверке текущего рабочего режима ГВУ на попадание в рабочий интервал подач. Из-за отсутствия контрольно-измерительной аппаратуры на насосной станции подачу насосов определяли по косвенным данным, исходя из кавитационной характеристики $h_{\text{доп}} - Q$ насосов 1Д630-90, размеров всасывающего трубопровода и регистрируемых персоналом ГВУ предельных значений геометрической высоты всасывания $H_{\text{в}} = 1,4 \div 2,0$ м.

На основании выполненного гидравлического расчета было установлено, что максимально возможная подача Q насоса 1Д630-90 при заданных условиях физически ограничена величиной 348 м³/ч. Исходя из графиков ежесуточной работы ГВУ был сделан вывод о том, что фактическая подача с большой долей вероятности не превышает 280–320 м³/ч. Работа насосов 1Д630-90 в этом случае неустойчива и энергетически неэффективна (КПД насосов $\eta_{\text{нс}} = 0,55 \div 0,59$). Кроме того, производительность ГВУ не достигает нормативной величины $Q_{\text{треб}} = 768$ м³/ч, при которой максимальные суточные водопритоки в водосборник откачиваются за 20 ч в соответствии с п. 557 «Правил



Рис. 1. Разрушенные колеса насосов ГВУ



Рис. 2. Насос № 1 марки 1Д630-90



Рис. 3. Измерение подачи насоса № 1 переносным ультразвуковым расходомером STREAMLUX SLS-720P

безопасности при разработке угольных месторождений открытым способом» [5].

После приобретения необходимых измерительных приборов и устройств рабочий режим ГВУ и техническое состояние насосов были подвергнуты инструментальному изучению. При проведении намеченных работ использовались термометры, барометр, мерная колба, электронные весы, измерительная лента и градуированная рейка, токоизмерительные клещи АРРА А16R, вакуумметры и манометры (рис. 2), переносной ультразвуковой расходомер (рис. 3).

При известных геометрических параметрах элементов конструкции водоотливной установки (табл. 2) и регистрируемых физических параметрах откачиваемой воды и атмосферного воздуха (табл. 3) были выполнены многочисленные измерения рабочих показателей насосных агрегатов.

Часть полученных результатов отражена в табл. 4, 5, 6.

При первом инструментальном обследовании фактическая подача насосов составила $Q = 315 \div 323,6 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре $H_{\text{нс}} = 98,0 \text{ м}$ и КПД $\eta_{\text{нс}} = 0,59$ (табл. 4).

Вибрационное диагностирование технического состояния насосного агрегата № 1 выполнялось с помощью виброанализатора СД-21. Измерения вибрации проводились на подшипниковых узлах в трех взаимно перпендикулярных направлениях.

По результатам анализа измерений параметров вибраций были получены следующие сведения:

- состояние электродвигателя удовлетворительное, уровни вибрации в пределах нормы, существенных дефектов не выявлено;
- уровни вибрации насоса значительно превышают норму, в спектре вибрации (рис. 4) доминирует лопастная частота, что является признаком работы при недостаточных

Таблица 2

Геометрические параметры ГВУ

Параметры	До модернизации ГВУ	После замены всасывающего трубопровода	После модернизации нагнетательного трубопровода
Внутренний диаметр всасывающих трубопроводов, мм	198,2	396,6	396,6
Внутренний диаметр нагнетательных трубопроводов, мм	198,2	198,2	242,2
Внутренний диаметр всасывающего патрубка насосов возле вакуумметра, мм	250	250	250
Внутренний диаметр нагнетательного патрубка насосов возле манометра, мм	200	200	200
Вертикальное расстояние от точки присоединения вакуумметра до оси стрелки манометра, мм	325	325	325
Геометрическая высота всасывания насосов, м	1,65	1,6	1,55

Таблица 3

Физические параметры откачиваемой воды и атмосферного воздуха при обследовании ГВУ

Параметры	До модернизации ГВУ	После замены всасывающего трубопровода	После модернизации нагнетательного трубопровода
Атмосферное давление, мм рт. ст.	720	736	737
Температура воздуха, °С	+ 11	- 5	- 10
Температура воды, °С	+ 6	+ 1,5	+ 2
Плотность воды, кг/м ³	999,9	999,9	999,9

расходах (уровень дефекта – сильный), выявлены признаки кавитационного режима работы (уровень дефекта – сильный) и резонансные колебания в области низких частот (уровень дефекта – средний).

Общее техническое состояние насоса и режим его работы были оценены как недопустимые (высокий риск повреждений).

Пульсирующее движение жидкости, отражавшееся на показаниях манометров и вакуумметров, характерные шумы и сильная вибрация в совокупности с результатами обследования технического состояния насосов свидетельствовали о присутствии критической кавитации и стали основанием для одобрения и поддержки нашей работы по устранению аварийного режима работы ГВУ со стороны руководства разреза.

С целью снижения потерь напора во всасывающем трубопроводе скорость движения воды в нем следовало ограничить в пределах 1,0÷1,5 м/с. При оптимальной подаче насоса 1Д630-90 $Q = 630$ м³/ч для ограничения скорости движения воды величиной 1,5 м/с внутренний диаметр всасывающего трубопровода D_B должен быть не менее 385 мм. В связи с этим для насоса № 1 была приобретена труба с внутренним диаметром $D_B = 396,6$ мм (при наружном диаметре $d_B = 450$ мм и толщине стенки $\delta_B = 26,7$ мм), выполненная из полиэтилена низкого давления ПЭ-100 по ГОСТ 18599-2001.

Вместе с трубой был куплен и доставлен на монтажную площадку ГВУ приемный клапан 16ч 42р с номинальным диаметром 400 мм. Конфузор для новой трубы изготовила ремонтная служба разреза. Конфузор и приемный клапан закрепили на концах трубы с помощью фланцевых соединений (рис. 5).

Затем временно остановили работу насоса № 1, вручную извлекли из водосборника прежний всасывающий трубопровод диаметром $d_B = 225$ мм и отсоединили его от насоса.



Рис. 4. Спектр вибрации насосного агрегата № 1 при его обследовании 27 июля 2021 г.

Таблица 4

Технические параметры насосных агрегатов № 1 и № 2 до модернизации ГВУ

Параметры	Насос № 1	Насос № 2
Подача насоса, м ³ /ч	315,0	323,6
Скорость потока:		
– во всасывающем трубопроводе, м/с	2,836	2,913
– в нагнетательном трубопроводе, м/с	2,836	2,913
Давление воды:		
– на входе в насос, кПа	- 55	- 55
– на выходе из насоса, МПа	0,9	0,9
Сила электрического тока в двигателе:		
– на фазе А, А	328,7	370,5
– на фазе В, А	353,6	276,6
– на фазе С, А	307,9	313,4

Таблица 5

Технические параметры насосного агрегата № 1 после замены всасывающего трубопровода

Параметры	Значения
Подача насоса, м ³ /ч	442,7
Скорость потока:	
– во всасывающем трубопроводе, м/с	0,995
– в нагнетательном трубопроводе, м/с	3,986
Давление воды:	
– на входе в насос, кПа	- 17
– на выходе из насоса, МПа	0,9
Сила электрического тока в двигателе:	
– на фазе А, А	320,0
– на фазе В, А	338,0
– на фазе С, А	355,0

С помощью подъемного крана в водосборнике разместили новый всасывающий трубопровод, закрепив его на фланце приемного патрубка насоса № 1 и на одной из плавающих опор, после чего запустили насос в работу.

Шумы и вибрация при работе насоса № 1 после присоединения нового всасывающего трубопровода заметно уменьшились. подача насоса Q увеличилась примерно на 40% и составила 442,7 м³/ч (табл. 5), КПД насоса η_{nc} вырос до 0,72, а напор H_{nc} снизился до 94,4 м.

При очередном вибрационном обследовании насосного агрегата № 1 были обнаружены заметные улучшения в спектре его вибрации (рис. 6). Однако эти улучшения мало поменяли мнение эксперта, отметившего в своем заключении следующее:

- техническое состояние электродвигателя удовлетворительное, уровни вибрации в пределах нормы, существенных дефектов не выявлено;
- уровни вибрации при работе насоса превышают норму, в спектре вибрации (см. рис. 6)

доминируют лопастная частота и ее боковые составляющие оборотной частоты, что является признаком работы насоса при недостаточных расходах (уровень дефекта – средний).

Общее техническое состояние насосного агрегата и режим его работы после замены всасывающего трубопровода были оценены как неудовлетворительные. Общий вывод эксперта: длительная эксплуатация недопустима, необходимо планировать ремонт в ближайшие три месяца.

Заключительный этап модернизации ГВУ предусматривал обеспечение оптимального режима работы насосов с подачей $Q \approx 630 \text{ м}^3/\text{ч}$ за счет замены нагнетательного участка внешней сети.

Для определения целесообразного диаметра нагнетательного трубопровода потребовалось определить геометрическую высоту внешней сети ($H_f = 29 \text{ м}$), проложенную между отметками + 319 и + 356 м (восходящий участок) и + 356 и + 348 м (нисходящий участок). Необходимость учесть высоту нисходящего участка была установлена экспериментально. На изломе профиля внешней сети в стенке трубопровода № 1 было просверлено отверстие небольшого диаметра. Из отверстия брызнул фонтан воды, что свидетельствовало о том, что нисходящий участок нагнетательного трубопровода работает в напорном режиме.

Затем был проведен совместный анализ напорных характеристик насоса 1Д630-90 и внешней сети, который показал, что внешняя сеть ГВУ допускает движение жидкости с расходом $630 \text{ м}^3/\text{ч}$ при внутреннем диаметре нагнетательного трубопровода $D_{\text{н}} = 0,2422 \text{ м}$.

В ожидании дополнительного финансирования работ для реализации оптимального режима работы насоса № 1 имеющимися в наличии средствами была рассмотрена возможность эквивалентной замены трубопровода диаметром $D_{\text{н}} = 0,2422 \text{ м}$ на два находящиеся в эксплуатации нагнетательных трубопровода диаметром $D_{\text{н}} = 0,1982 \text{ м}$. Площадь живого сечения трубы диаметром $D_{\text{н}} = 0,2422 \text{ м}$ примерно равна сумме площадей живого сечения двух труб диаметром $D_{\text{н}} = 0,1712 \text{ м}$. Это значит, что скорость движения потока жидкости в трубах диаметром $D_{\text{н}} = 0,1712 \text{ м}$ при расходе $Q/2$ в каждой трубе будет равна скорости движения потока той же жидкости с расходом Q в трубе с оптимальным диаметром $D_{\text{н}} = 0,2422 \text{ м}$.

Вместе с тем известно [6, 7, 8], что при равенстве скоростей движения жидкости в трубопроводах с одинаковыми профилем и длиной максимальные потери напора имеют место в трубопроводах с наименьшим диаметром. Для более точного решения поставленной задачи был выполнен гидравлический расчет, который показал, что эквивалентной заменой трубопроводу с внутренним диаметром $D_{\text{н}} = 0,2422 \text{ м}$ способны стать два трубопровода с внутренним диаметром примерно на 20 мм больше диаметра $D_{\text{н}} = 0,1712 \text{ м}$, то есть имеющиеся в наличии два на-



Рис. 5. Всасывающий трубопровод с внутренним диаметром 396,6 мм на монтажной площадке

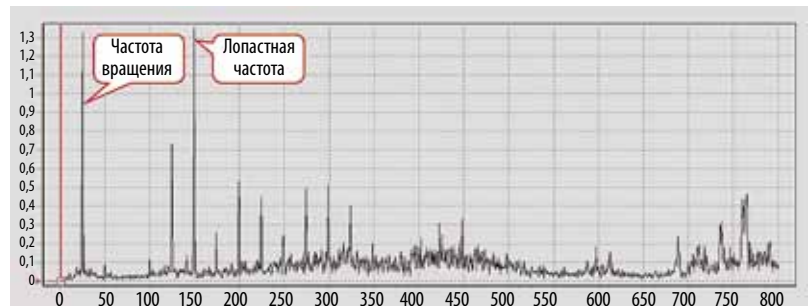


Рис. 6. Спектр вибрации насосного агрегата № 1 при его обследовании 6 декабря 2021 г. после присоединения нового всасывающего трубопровода

гнетательных трубопровода ГВУ с внутренним диаметром $D_{\text{н}} = 0,1982 \text{ м}$ могли быть успешно использованы совместно для реализации оптимального (или близкого к оптимальному) режима работы насоса № 1.

Параллельное соединение трубопроводов № 1 и № 2 обеспечила перемычка длиной 6 м (рис. 7).

Основную часть перемычки выполнили из полиэтиленовой трубы с внутренним диаметром 198,2 мм. На одном конце трубы установили задвижку и стальной тройник с фланцами для прикрепления перемычки к нагнетательному трубопроводу № 1, а на другом конце трубы – второй тройник для крепления перемычки к нагнетательному трубопроводу № 2. Задвижка на перемычке позволяла оперативно трансформировать внешнюю сеть ГВУ. При открытой перемычке обеспечивалась совместная параллельная работа нагнетательных трубопроводов № 1 и № 2, перекрытие перемычки с помощью задвижки изолировало трубопроводы друг от друга.

После окончания работ, связанных с внесением изменений в конструкцию внешней сети ГВУ, был осуществлен запуск насоса № 1 при открытой перемычке между двумя нагнетательными трубопроводами № 1 и № 2 и закрытой пусковой задвижке при насосе № 2. Подача насоса Q составила $637 \text{ м}^3/\text{ч}$ при напоре $H_{\text{нс}} = 89,6 \text{ м}$, при этом за перемычкой расход воды в трубопроводе № 1 оказался равен $286,3 \text{ м}^3/\text{ч}$, а в трубопроводе № 2 – $350,7 \text{ м}^3/\text{ч}$ (табл. 6).

КПД насоса $\eta_{нс}$ достиг максимальной величины 0,82. В дополнение к этому по данным паспортной кавитационной характеристики $h_{доп} - Q$ насоса была определена допустимая геометрическая высота всасывания $H_B = 3,9$ м.

После модернизации внешней сети ГВУ техническое состояние и условия эксплуатации насоса № 1 существенно изменились. При очередном вибрационном обследовании насосного агрегата № 1 было установлено следующее:

- состояние электродвигателя удовлетворительное, уровни вибрации в пределах нормы, существенных дефектов не выявлено;

- уровни вибрации при работе насоса в пределах нормы, существенных дефектов не выявлено (рис. 8).

Общее техническое состояние насосного агрегата и режим его работы получили удовлетворительную оценку. Заключительный вывод эксперта: разрешается длительная эксплуатация.

Полученный набор спектров вибрации насосного агрегата 1Д630-90 позволяет диагностировать его техническое состояние и планировать сроки ремонта. Эту относительно сложную задачу можно решать при совместном проведении непрерывного мониторинга и экспертного обследования [9, 10].

Аналогичные наборы спектров вибрации целесообразно получать при типовых испытаниях насосов любых других марок. Они послужат информационной базой для систем дистанционного диагностирования, основанных на сравнении текущих спектров вибрации оборудования с эталонными.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Итогом проведенной работы стали следующие выводы и результаты.

1. Установлены аналитически и подтверждены экспериментально оптимальные диаметры всасывающего и нагнетательного трубопроводов, выполненных из полиэтилена по ГОСТ 18599-2001.

2. По результатам измерений геометрических и гидродинамических параметров внешней сети ГВУ с высокой точностью рассчитана ее гидравлическая характеристика.

3. Осуществлено преобразование рабочего режима насоса 1Д630-90 из аварийного в оптимальный путем модернизации части внешней сети ГВУ.

4. Изучена динамика технического состояния насоса 1Д630-90 в зависимости от его рабочих параметров с помощью серии вибрационных обследований технического состояния насоса до и после модернизации внешней сети.

5. Указано, что в качестве привода насосов 1Д630-90 достаточны электродвигатели мощностью 250 кВт.

6. Определена допустимая геометрическая высота всасывания насосов после модернизации внешней сети ГВУ.

7. Выработаны рекомендации по эксплуатации ГВУ разреза.

8. Показано, что после проведенной модернизации внешней сети ГВУ годовые затраты электрической энергии на водоотлив уменьшатся на 800 тыс. кВт·ч.



Рис. 7. Параллельное соединение нагнетательных трубопроводов ГВУ

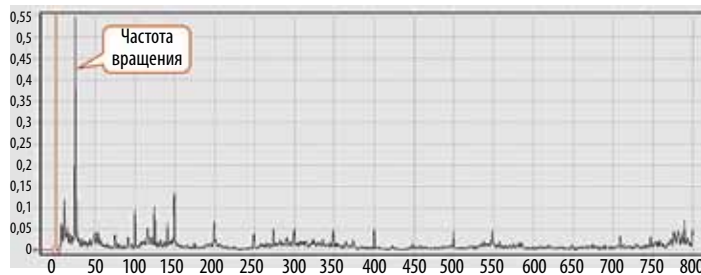


Рис. 8. Спектр вибрации насосного агрегата № 1 при его обследовании 25 января 2022 г. после модернизации внешней сети ГВУ

Таблица 6

Технические параметры насосного агрегата № 1 при индивидуальной работе на параллельно соединенные трубопроводы № 1 и № 2

Параметры	Значения
Подача насоса, м ³ /ч	637,0
Давление воды:	
– на входе в насос, кПа	–16
– на выходе из насоса, МПа	0,85
Расход воды в трубопроводе № 1 после перемычки, м ³ /ч	286,3
Расход воды в трубопроводе № 2 после перемычки, м ³ /ч	350,7
Сила электрического тока в двигателе:	
– на фазе А, А	410
– на фазе В, А	380
– на фазе С, А	383

9. При технико-экономическом анализе результатов модернизации ГВУ установлено, что годовой экономический эффект от реализованных мероприятий составит 2,9 млн руб. при сроке окупаемости дополнительных капитальных вложений 10,5 месяцев. Экономический эффект может быть существенно увеличен за счет продления срока службы оборудования при условии продолжения работ по совершенствованию эксплуатации ГВУ.

10. Результаты анализа амплитудно-частотных характеристик насосов 1Д630-90 при различных режимах работы целесообразно использовать при разработке систем дистанционного мониторинга и диагностирования технического состояния насосов.

Список литературы

1. Борисов Ф.И., Морин А.С., Бровина Т.А. Карьерные водоотливные установки с путевым расходом в зонах орошения автодорог // Известия вузов. Горный журнал. 2017. № 3. С. 65-72.
2. Пат. на изобретение № 2580329 E02D 19/10 (РФ). Способ регулирования режима работы карьерной водоотливной установки / Морин А.С., Борисов Ф.И., Бровина Т.А. № 2014146140; заявл. 17.11.2014; опубл. 10.04.2016. Бюл. № 10.
3. Пат. на изобретение № 2738515 E02D 19/00 (РФ). Способ осушения карьера / Морин А.С., Мигунов В.И. № 2020117070; заявл. 12.05.2020; опубл. 14.12.2020. Бюл. № 35.
4. Брюханов О.Н., Коробко В.И., Мелик-Аракелян А.Т. Основы гидравлики, теплотехники и аэродинамики. М.: ИНФРА-М, 2008. 254 с.
5. Правила безопасности при разработке угольных месторождений открытым способом (утверждено приказом Федеральной службы по экологическому, технологическому и атомному надзору № 488 от 20 ноября 2017 года, зарегистрировано в Минюсте РФ 12.02.2018, рег. № 49999). 109 с.
6. Альтшуль А.Д., Киселев П.Г. Гидравлика и аэродинамика. М.: Стройиздат, 1965. 275 с.
7. Гейер В.Г., Дулин В.С., Заря А.Н. Гидравлика и гидропривод. М.: Недра, 1991. 331 с.
8. Калинушкин М.П. Насосы и вентиляторы. М.: Высшая школа, 1987. 176 с.
9. Мигунов В.И., Демченко И.И., Серебренников В.Л. Предпосылки для разработки интеллектуализированной системы диагностики горного оборудования // Горное оборудование и электромеханика. 2011. № 5. С. 36-39.
10. Мигунов В.И., Демченко И.И., Серебренников В.Л. Результаты диагностического обследования горного оборудования // Известия вузов. Горный журнал. 2011. № 5. С. 21-26.

Original Paper

URFACE MINING

UDC 620.531 © A.S. Morin, V.I. Migunov, K.A. Shulgina, 2022
 ISSN 0041-5790 (Print) • ISSN 2412-8333 (Online) • Ugol' – Russian Coal Journal, 2022, № 10, pp. 33-39
 DOI: <http://dx.doi.org/10.18796/0041-5790-2022-10-33-39>

Title ANALYSIS OF THE AMPLITUDE VERSUS FREQUENCY RESPONSE CHARACTERISTIC OF VIBROACOUSTIC SIGNALS IN MONITORING THE TECHNICAL CONDITION OF AN OPEN-PIT DEWATERING PLANT

Authors

Morin A.S.¹, Migunov V.I.¹, Shulgina K.A.¹

¹ Siberian Federal University, Krasnoyarsk, 660041, Russian Federation

Authors Information

Morin A.S., Doctor of Engineering Sciences, Associate Professor, Head of Department of Mining Machines and Complexes, e-mail: AMorin@sfu-kras.ru

Migunov V.I., Post-Graduate Student, Department of Mining Machines and Complexes, e-mail: VMigunov@sfu-kras.ru

Shulgina K.A., Post-Graduate Student, Department of Mining Machines and Complexes, e-mail: KShtresler@sfu-kras.ru

Abstract

The article is dedicated to enhancement of open-pit mine drainage system. The process of upgrading the main dewatering plant of a coal mine, which allowed to optimize its operation, is shown. An analytical justification of reasonable geometric and hydrodynamic parameters of a dewatering plant that uses polyethylene pipes according to requirements of GOST 18599-2001 is provided as well as recommendations developed for its operation. During the upgrading process, the technical condition of the pump units was inspected with the help of vibroacoustic signals depending on the current operating parameters of the dewatering plant. The amplitude versus frequency response characteristics of 1D630-90 pump in various (from emergency to optimum) operating modes are presented. The obtained characteristics are recommended to be used as the reference values when creating a data base for remote monitoring systems of 1D630-90 centrifugal pumps. It is specified, that the annual economic effect of the implemented measures will reach 2.9 million rubles with the pay-back period of additional capital investments of 10.5 months.

Keywords

Dewatering of open-pit mines, Centrifugal pump, Impeller, Cavitation, Chemical erosion, Feed, Head, Pipelines, Monitoring, Amplitude-frequency response, Diagnostics, Blade frequency.

References

1. Borisov F.I., Morin A.S. & Brovina T.A. Open-pit dewatering plants with road discharge in areas of motor road irrigation. *Izvestiya vysshih uchebnykh zavedenij. Gornyj zhurnal*, 2017, (3), pp. 65-72. (In Russ.).

2. Morin A.S., Borisov F.I. & Brovina T.A. Method to regulate the operation mode of an open-pit dewatering plant, Patent for Invention Doc 2580329 E02D19/10 (RF) No. 2014146140; Applic. 17.11.2014; publ. 10.04.2016. Bulletin No. 10. (In Russ.).
3. Morin A.S. & Migunov V.I. Method of open-pit dewatering, Patent for Invention Doc 2738515 E02D 19/00 (RF) No. 2020117070; Applic. 12.05.2020; publ. 12/14/2020. Bulletin No. 35. (In Russ.).
4. Bryukhanov O.N., Korobko V.I. & Melik-Arakelyan A.T. Fundamentals of hydraulics, heat engineering and aerodynamics. Moscow, INFRA-M Publ., 2008, 254 p. (In Russ.).
5. Safety rules for open-pit coal mining (approved by Order No. 488 of the Federal Service for Environmental, Technological and Nuclear Supervision of November 20, 2017, registered with the Russian Ministry of Justice on 12.02.2018, reg. No. 49999), 109 p. (In Russ.).
6. Altschul A.D. & Kiselev P.G. Hydraulics and aerodynamics. Moscow, Stroyizdat Publ., 1965, 275 p. (In Russ.).
7. Geyer V.G., Dulin V.S. & Zarya A.N. Hydraulics and hydraulic drive. Moscow, Nedra Publ., 1991, 331 p. (In Russ.).
8. Kalinushkin M.P. Pumps and ventilators. Moscow, Vysshaya Shkola Publ., 1987, 176 p. (In Russ.).
9. Migunov V.I., Demchenko I.I. & Serebrennikov V.L. Preconditions for developing an intellectualized diagnostic system for mining equipment. *Gornoe oborudovanie i elektromekhanika*, 2011, (5), pp. 36-39. (In Russ.).
10. Migunov V.I., Demchenko I.I. & Serebrennikov V.L. Results of a diagnostic inspection of mining equipment. *Izvestiya vysshih uchebnykh zavedenij. Gornyj zhurnal*, 2011, (5), pp. 21-26. (In Russ.).

For citation

Morin A.S., Migunov V.I. & Shulgina K.A. Analysis of the amplitude versus frequency response characteristic of vibroacoustic signals in monitoring the technical condition of an open-pit dewatering plant. *Ugol'*, 2022, (10), pp. 33-39. (In Russ.). DOI: 10.18796/0041-5790-2022-10-33-39.

Paper info

Received June 15, 2022

Reviewed July 18, 2022

Accepted September 26, 2022