

ГОРНОЕ ДЕЛО

УДК 621.665.6-62-752

© Васильева М.А., 2013

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАСХОДНО-НАПОРНЫХ ХАРАКТЕРИСТИК ГРУНТОВЫХ НАСОСОВ В СИСТЕМЕ ГИДРОТРАНСПОРТА ХВОСТОВ ОБОГАЩЕНИЯ ЖЕЛЕЗНОЙ РУДЫ

М.А. Васильева

Национальный минерально-сырьевой университет «Горный»,
г. Санкт-Петербург, Россия

Сфера применения гидротранспорта твердых или суспензионных материалов весьма широка и включает многие области промышленной деятельности. Гидравлический транспорт минерального сырья оправдал себя в качестве экономичного и эффективного внутризаводского и магистрального способа транспортирования, а эксплуатируемые в настоящее время гидротранспортные системы являются конкурентоспособными в сравнении с другими способами транспортирования.

Однако зачастую эффективность использования этого вида транспорта не соответствует его техническим возможностям: высока трудоемкость работ при эксплуатации оборудования, высок гидроабразивный износ грунтовых насосов и трубопроводов, низок рабочий ресурс насосов, высоки металлоемкость и энергоемкость гидротранспортных систем.

Рассматривается вопрос организации единой службы диагностирования грунтовых насосов, применяемых в системах гидротранспорта минерального сырья. Для снижения энергопотребления гидротранспортных систем, обусловленного высокой удельной энергоемкостью процесса, прогрессивным направлением развития является транспортирование концентрированных мелкодисперсных гидросмесей (КМГ). Образование структур концентрированных дисперсных гидросмесей происходит в результате того, что силы сцепления частиц друг с другом становятся соизмеримыми с весом частиц. В таких системах межфазная поверхность (поверхность раздела частица – жидкая среда), отнесенная к единице объема или массы системы, становится намного больше, чем у отдельной частицы. Но по мере увеличения дисперсности и концентрации твердой фазы резко возрастает вязкость и прочность. Представлены результаты экспериментальных исследований состояния грунтовых насосов в системах гидравлического транспорта хвостов обогащения руд.

Ключевые слова: грунтовый насос, экспериментальное исследование состояния, диагностика, вибропрочность, надежность, расход, оперативный контроль, коэффициент технического состояния, хвосты обогащения.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF CONSUMABLES-PRESSURE CHARACTERISTICS OF GROUND PUMPS IN IRON ORE BENEFICIATION TAILINGS HYDROTRANSPORT

M.A. Vasil'eva

National Mineral and Resources University, Saint-Petersburg, Russia

Scope of solid or slurry materials hydrotransport application is extensive and includes many areas of industry. Hydraulic transport of minerals proved itself as a cost-effective and within the factory and mainline mode of transportation, and now operated hydrotransport systems are competitive in comparison with other methods of transportation.

Often, however, the use effectiveness of this transport form does not match its technical capabilities: high volume of work involved in the equipment operation, high hydroabrasive wear of groundwater pumping and piping, low service life of pumps, high metal content and power consumption of hydrotransport systems.

The question of organizing a unified service of diagnosing groundwater pumps used in hydraulic transport systems of minerals is considered. To reduce the hydrotransport systems energy consumption, caused by the high energy density of process, progressive line of development is the transportation of concentrated finely dispersed slurries. Structures formation of concentrated disperse slurries is the result of adhesive force of the particles with each other become comparable with the weight of the particles. In such systems the interfacial surface (surface between the particle – fluid) per volume or mass unit of the system becomes much greater than a single particle. But with increasing in dispersity and concentration of the solid phase the viscosity and strength increase sharply. The results of experimental investigations of the state groundwater pumps in the hydraulic transport of ore tailings are presented.

Keywords: groundwater pump, experimental investigation of the state, diagnostics, vibration speed, reliability, flow rate, operational control, technical condition coefficient, tailings.

Введение

Практика систем гидротранспорта на предприятиях горной промышленности показывает, что из всех факторов, определяющих ресурс грунтовых насосов, наибольшее значение имеет гидроабразивный износ рабочего колеса. Эксперименты и статистические данные свидетельствуют о том, что с увеличением гидроабразивного износа рабочего колеса начинают проявляться значительные динамические нагрузки, связанные с разбалансировкой приводного вала, возникновением низкочастотных вибраций, воспринимаемых опорными подшипниками. Эти факторы являются причиной снижения рабочего напора грунтового насоса. Большое внимание на практике всегда уделяется вибрационному обследованию агрегата, так как вибрационное состояние насосного оборудования является одним из основных показателей, характеризующих состояние элементов грунтового насоса. Гидроабразивный износ рабочего колеса грунтового насоса как основного элемента конструкции вызывает значительные вибрационные колебания корпуса насоса в трех взаимно перпендикулярных плоскостях, что в определяющей степени сказывается на показателях надежности насосного агрегата и его ресурсе.

Результаты экспериментальных исследований технического состояния и вибрационных характеристик грунтовых насосов в системах гидравлического транспорта хвостов обогащения руд получены в процессе испытаний полупромышленной установки гидротранспортной системы на Качканарском горно-обогатительном комбинате. Вибрационные характеристики грунтовых насосов были установлены при испытаниях на лабораторном стенде в лаборатории кафедры горных транспортных машин Национального минерально-сырьевого университета «Горный». Для обобщения и обоснования результатов использовались данные по наработке грунтовых на-

сосов, полученные при обследовании гидротранспортных систем на Костомукшском и Алмалыкском горно-обогатительных комбинатах.

Основными задачами экспериментальных исследований являлись:

1. Построение гидромеханических характеристик системы гидротранспортный трубопровод – грунтовой насос при гидротранспорте гидросмесей хвостов обогащения и изменении концентрации твердой фазы в потоке смеси.

2. Установление экспериментальных зависимостей коэффициента технического состояния грунтовых насосов от времени наработки и степени гидроабразивного износа рабочего колеса.

3. Выявление функциональной связи коэффициента технического состояния грунтового насоса от времени наработки, степени гидроабразивного износа рабочего колеса и вибрационных характеристик насосной установки.

4. Обоснование идентификационного параметра и метода экспресс-диагностики технического состояния грунтового насоса по спектру вибрации и степени гидроабразивного износа рабочего колеса [1].

Схема экспериментальной опытно-промышленной гидротранспортной установки приведена на рис. 1. Фрагменты экспериментального стенда приведены на фотографиях (рис. 2, 3). Одним из основных элементов установки является расходный зумпф, выполненный из трубы с внутренним диаметром 1000 мм, с рабочим объемом загружаемой гидросмеси 3,5 м³. Расходный зумпф соединен с грунтовым насосом 5ГрТ-8 всасывающим трубопроводом диаметром 250 мм.

Подача насоса $Q = 160 \text{ м}^3/\text{ч}$, напор $H = 31,5 \text{ м вод. ст.}$, частота вращения $n = 1450 \text{ мин}^{-1}$. Нагнетательный патрубок насоса соединен с рабочим трубопроводом с внутренним диаметром $D = 150 \text{ мм}$, выполненным в виде двух параллельных ветвей (нижней и верхней). Параллельно нижней ветви основного трубопровода установлен трубопровод с внутренним

диаметром 100 мм. Включение трубопроводов в работу производится с помощью задвижек. Верхняя ветвь трубопровода $D = 150$ мм замыкается на расходный зумпф, так что перекачиваемый насосом поток исследуемой гидросмеси возвращается в зумпф. Измерение расхода и производительности насоса производится объемным методом с помощью мерной емкости объемом $1,5 \text{ м}^3$, изготовленной из трубы с внутренним диаметром 1000 мм. Для заполнения мерной емкости на сливном конце рабочего трубо-

провода закреплен патрубок из короткой гофрированной трубы, что позволяет направлять поток гидросмеси или в расходный зумпф, или в мерную емкость в процессе выполнения замеров [2]. Измерение потерь напора производится с помощью образцовых манометров, соединенных с точками отбора с помощью эластичных шлангов, заполненных водой. Расстояние между точками отбора давления принято: на основном трубопроводе $L_{и} = 35$ м, на трубопроводе $D = 100$ мм $L_{и} = 25$ м.

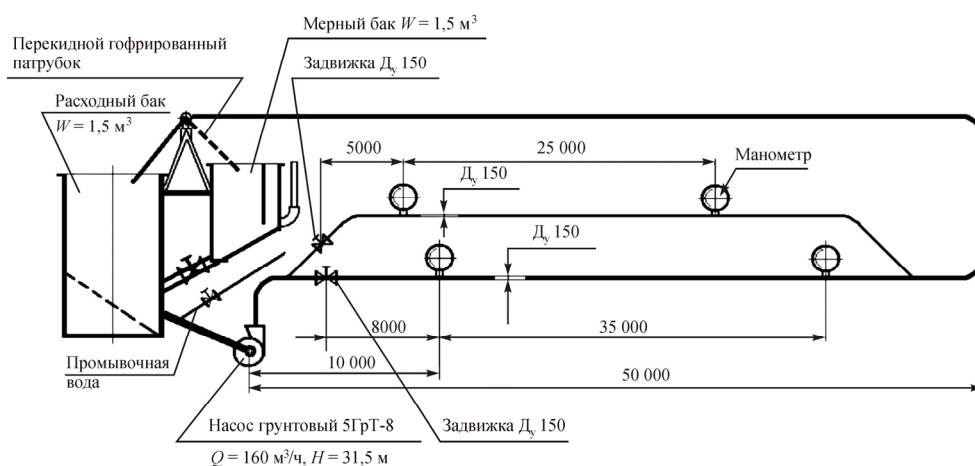


Рис. 1. Схема экспериментальной гидротранспортной установки

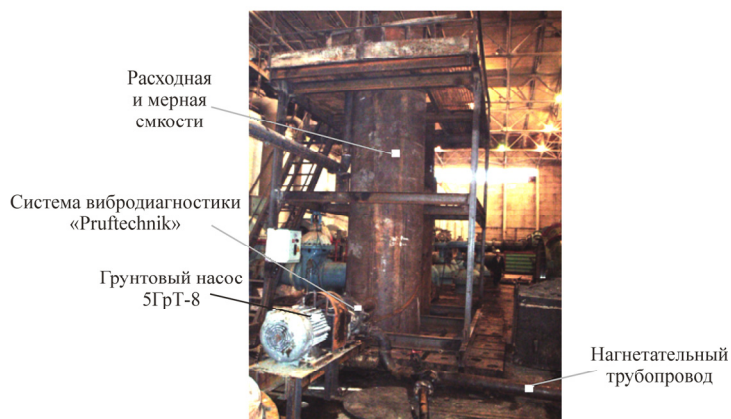


Рис. 2. Общий вид экспериментальной гидротранспортной установки



Рис. 3. Линейная часть экспериментальных трубопроводов с установкой манометров и разделительных сосудов

Вибрационные характеристики и параметры грунтового насоса измерялись при помощи переносной диагностической системы Pruftechnik с использованием автономного прибора VIBSCANNER, предназначенного для профилактического технического обслуживания и ремонта турбомашин, насосов и других роторных механизмов [3].

Измеряемые параметры условно были разделены на интегральные и локальные. К интегральным параметрам были отнесены основные физические характеристики потока гидросмеси [4]:

- 1) потери напора, Па/м [(кг/см²)/м], [(м/вод. ст.)/м];
- 2) расход, м³/с;
- 3) плотность гидросмеси, кг/м³;
- 4) масса загружаемых в расходный-зумпф хвостов, кг.

К локальным параметрам были отнесены:

- 1) распределение частиц твердого материала по сечению трубопровода;
- 2) распределение скорости потока гидросмеси в поперечном сечении трубопровода;
- 3) параметры вибрации [5].

Интегральные характеристики необходимы для определения оптимальных режимов гидротранспорта хвостов обогащения с точки зрения минимальных значений удельных потерь напора, концентрации гидросмеси для заданной производительности системы гидротранспорта по твердому материалу, критической скорости [6, 7].

Локальные характеристики необходимы для построения эпюр распределения скорости потока и концентрации в поперечном сечении трубы, что позволит установить значение критической скорости движения твердой фазы, величину слоя заиления на дне трубопровода и фактор скольжения твердой и жидкой фаз потока, а параметры вибрации необходимы для оценки технического состояния насоса как функции времени наработки гидротранспортной установки.

В процессе обследования насосного оборудования ПНС гидротранспортных систем Качканарского ГМК «Ванадий», Костомукского ГОКа «Карельский Ока-тыш» и Алмалыкского ГМК получены данные по зависимости потока отказов насосного оборудования от времени наработки (табл. 1, рис. 4).

Таблица 1

Экспериментальные данные

Подача, м ³ /с	Потери напора, м вод. ст./м	Напор насоса (м) по наработке, ч					Параметры вибрации	
		10	200	400	600	800	Наработка, ч	Виброскорость, мм/с
0	0	32	30	28	26	24	200	2,29
0,0055	5	31,5	29,5	27,5	25,5	23,6		
0,011	12	30,8	28,7	26,9	24,9	23,1	400	4,3
0,017	21,3	29,6	27,7	25,9	24	22,2		
0,022	32	28,3	26,5	24,8	22,9	21,2	600	6,8
0,028	–	26,5	24,6	23	21,3	19,7		
0,034	–	24,1	22,6	21,1	19,5	18,1	800	9,55
0,039	–	20,8	19,5	18,2	16,8	15,6		
0,044	–	16,4	15,4	14,3	13,3	12,3		

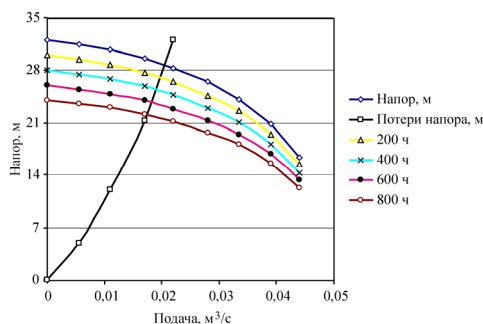


Рис. 4. Графы характеристик насоса

Графики (рис. 5) показывают, что интенсивности отказов снижаются в начальный период эксплуатации насосов, в период приработки. В дальнейшем, в период нормальной эксплуатации, интенсивности отказов насосов снижаются и принимают практически постоянное значение в конце этого периода. Нарботка насоса в период приработки возрастает с увеличением производительности насоса, т.е. его типоразмера.

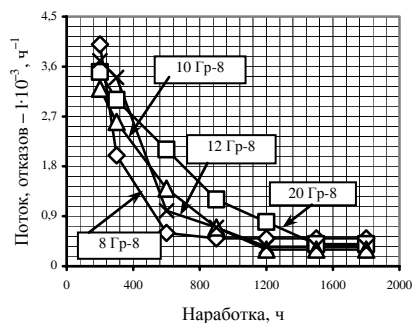


Рис. 5. Зависимость интенсивности отказов от времени наработки грунтовых насосов (по анализу промышленных данных)

Интенсивность ξ гидроабразивного износа грунтового насоса зависит от многих факторов, к которым относятся гранулометрический состав твердых частиц $d_{ср}$ и их механические свойства (окантность, абразивность, плотность и др.), концентрация перекачиваемой гидросмеси c_v , подача насоса $Q_{см}$ и развиваемый напор H , площадь изнашиваемой по-

верхности (площадь контакта твердых частиц с твердыми стенками рабочего колеса) $F_{изн}$, время наработки до предельного состояния (ресурс насоса) T , и может быть представлена формулой

$$\xi = \frac{m}{t \cdot F_{изн}}$$

где m – абсолютная величина износа, кг; t – время наработки, ч; $F_{изн}$ – площадь изнашиваемой поверхности, м².

Известно, что интенсивность гидроабразивного износа зависит от множества факторов, определяемых энергетическими характеристиками перекачиваемой гидросмеси, относительной крупностью твердых частиц и конструктивными параметрами рабочего колеса грунтового насоса, основными из которых является скорость перекачиваемого потока в проходных сечениях рабочего колеса грунтового насоса, в соответствии с формулой

$$\xi = kv^n,$$

где k – коэффициент пропорциональности, определяющий характеристики перекачиваемой среды, конструктивные параметры рабочего колеса грунтового насоса; v – линейная скорость потока пульпы, м/с; n – показатель, характеризующий степень влияния динамических факторов на интенсивность гидроабразивного износа.

Подача	Коэффициент напора
0	0,01
0,0055	0,01
0,011	0,01
0,017	0,00963
0,022	0,00911
0,028	0,0083
0,0352	0,00715
0,0395	0,0061
0,044	0,005

$$k_{напор} = f(Q_{насос}) = k_{Q_0} - aQ_{насос}^m,$$

где k_{Q_0} – угловой коэффициент при нулевой подаче насоса, $k_{Q_0} = 0,01$. Необходимо определить значение углового коэффициента a для произвольной подачи насоса и показатель степени m .

С наработкой грунтового насоса в системе гидротранспорта с заданными кинематическими характеристиками перекачиваемой пульпы изменяется спектр вибрационных параметров и постепенно возрастает амплитуда колебаний в радиальном и осевом направлениях; каждому моменту времени рабочего процесса грунтового насоса соответствуют свои значения вибрационных характеристик, т.е.

$$T = k_b \bar{v}^n,$$

где k_b – коэффициент пропорциональности; \bar{v} – среднеквадратическое значение виброскорости, мм/с.

Напор насоса для произвольного момента времени, определяемого временем наработки, будет

$$H_T = H_{0T} - k_{\text{напор}} \cdot T_{\text{раб}},$$

$$H_{0T} = H_0 - k_{Q_0} \cdot T_{\text{раб}}.$$

Подставим H_{0T} в предыдущую формулу для H_T и получим

$$H_T = H_0 - (k_{Q_0} + k_{\text{напор}}) T_{\text{раб}},$$

где H_{0T} – напор насоса при нулевой подаче в произвольный момент времени $T_{\text{раб}}$; H_0 – напор насоса при нулевой подаче в начале эксплуатации ($T_{\text{раб}} \approx 0$ ч, для исследуемого насоса 5ГрТ-8 $H_0 = 32$ м).

Отметим, что для заданных условий эксплуатации (заданная гидросмесь, крупность твердых частиц, их концентрация в объеме гидросмеси и другие параметры) абсолютный гидроабразивный износ, а следовательно, и вибрационные характеристики насоса, будут определяться только временем эксплуатации

[8, 9]. С увеличением времени наработки насоса возрастает потеря массы рабочего колеса и увеличиваются параметры вибрации [10]. Таким образом, можно считать, что изменение вибрационных характеристик определяется временем эксплуатации грунтового насоса [11, 12].

Для среднеквадратичного значения (СКЗ) виброскорости можно написать следующую функцию:

$$\bar{v}_{\text{СКЗ}} = f(T_{\text{раб}}).$$

С наработкой грунтового насоса возрастают параметры вибрации, виброскорость и виброперемещения (смещения) опорных узлов насоса и его корпуса. Вибрация насосных агрегатов существенно возрастает с увеличением гидроабразивного износа, причем максимальные виброперемещения имеют место на опорных подшипниках в полосе частот от 8 до 12 Гц. Развитие вибрационных процессов непосредственно связано с потерей массы рабочего колеса грунтового насоса вследствие гидроабразивного износа.

Зависимость амплитуды колебаний от времени работы насоса приведена на рис. 6.

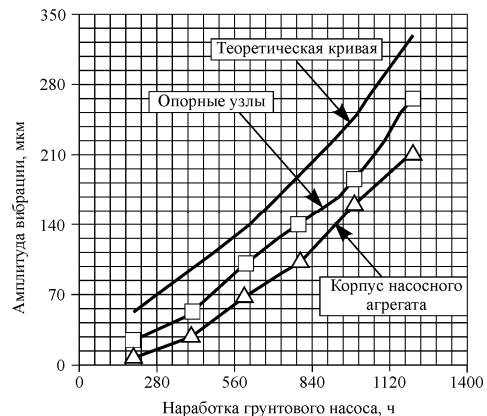


Рис. 6. Зависимости амплитуды вибрации узлов насоса 20Гр-8 в вертикальной плоскости от наработки рабочих колес

Время наработки	100	200	400	600	800	1000
СКЗ виброскорости	1,5	2,29	4,3	6,8	9,55	12,73

Графическая зависимость ресурса насоса от среднеквадратического значения виброскорости для условий лабораторных экспериментов приведена на рис. 7.

Из экспериментальных данных получаем

$$\bar{v}_{СКЗ} = k_T \cdot T_{нар}^n \Rightarrow T_{нар} = \sqrt[n]{\frac{\bar{v}_{СКЗ}}{k_T}} \Rightarrow$$

$$T_{нар} = \left(\frac{\bar{v}_{СКЗ}}{k_T} \right)^{\frac{1}{n}}$$

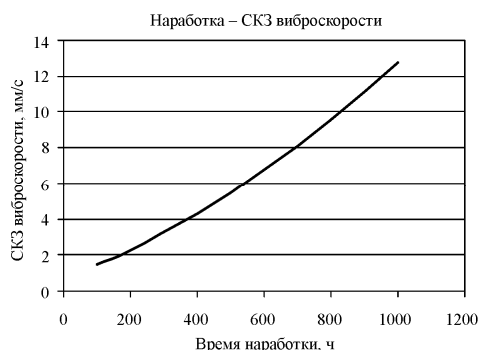


Рис. 7. Зависимость СКЗ виброскорости от времени наработки грунтового насоса по результатам экспериментов

Подставив в формулу для напора H_T вместо $T_{раб}$ значение $T_{нар}$ из последней формулы, получим функциональную зависимость напора насоса от среднеквадратического значения виброскорости [13, 14]:

$$H_T = H_0 - (k_{Q_0} + k_{напор}) T_{раб} = H_0 - (k_{Q_0} + k_{напор}) \left(\frac{\bar{v}_{СКЗ}}{k_T} \right)^{\frac{1}{n}}$$

По виброскорости имеем

$$\bar{v}_{СКЗ} = k_T \cdot T_{нар}^n \rightarrow T_{нар} =$$

$$= \left(\frac{\bar{v}_{СКЗ}}{k_T} \right)^{\frac{1}{n}} = k^n \left(\bar{v}_{СКЗ} \right)^{\frac{1}{n}},$$

$$T_{нар} = k^n \left(\bar{v}_{СКЗ} \right)^{\frac{1}{n}}.$$

Подбор уравнения регрессии представлен в табл. 2.

Точки пересечения кривой виброскорости и заданного предельного уровня вибрации определяют значение коэффициента $K_{т.с}$, соответствующее величине вибрации (рис. 8) [15].

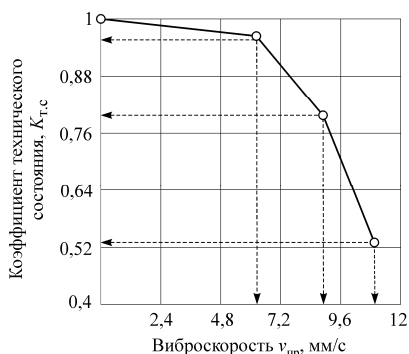


Рис. 8. Определение коэффициента технического состояния по графику изменения среднего квадратического значения виброскорости

Заключение

Метод вибродиагностики позволяет оценить общее техническое состояние по среднему квадратическому значению виброскорости и, при необходимости, провести углубленный анализ технического состояния оборудования, определить причины роста вибрации, установить дефекты (неисправности) насосных агрегатов.

Предельные значения виброскорости в точках контроля грунтовых насосов являются параметрами, по величине которых должны настраиваться агрегатные средства защиты, обеспечивающие автоматическое включение резервных насосных агрегатов.

Технический ресурс грунтовых насосов является комплексным показателем

состояния гидротранспортной установки и может быть рассчитан по величине интенсивности гидроабразивного износа рабочего колеса и параметров вибрации в стандартном диапазоне СКЗ виброскорости. Таким образом, можно заключить,

что гидроабразивный износ является движущей силой возникновения неисправностей насосного агрегата, сопровождающихся проявлением дефектов других основных элементов конструкции грунтового насоса.

Т а б л и ц а 2

Подбор уравнения регрессии

$v_{СКЗ}$	$\ln v_{СКЗ}$	$T_{нар}$	$\ln T_{нар}$	$X_i Y_i$	X_i^2
	Y_i		X_i		
1,5	0,405	100	4,605	1,865	21,206
2,29	0,828	200	5,298	4,387	28,069
4,3	1,46	400	5,99	8,745	35,880
6,8	1,92	600	6,39	12,268	40,832
9,55	2,26	800	6,68	15,096	44,622
12,73	2,54	1000	6,91	17,551	47,748
	$\Sigma Y_i = 9,413$		$\Sigma X_i = 35,873$	$\Sigma X_i Y_i = 59,912$	$\Sigma X_i^2 = 218,36$
$(\Sigma X_i)^2 = 1286,872$					

Список литературы

1. Иванова Т.Д. Исследование и совершенствование грунтовых насосов, перекачивающих рудные хвосты обогатительных фабрик (на примере Магнитогорского металлургического комбината): дис. ... канд. техн. наук. – Л., 1981. – 176 с.
2. Итоговый доклад парламентской комиссии по расследованию обстоятельств, связанных с возникновением чрезвычайной ситуации техногенного характера на Саяно-Шушенской ГЭС 17 августа 2009 года [Электронный ресурс]. – URL: www.plotina.net/documents/ssnges-doklad (дата обращения: 20.05.2012).
3. Трайнис В.В. Магистральные углепроводы в США // Уголь. – 1978. – № 11. – С. 74–77.
4. Гиргидов А.Д. Техническая механика жидкости и газа (одномерная задача): учеб. пособие / Ленинград. политехн. ин-т. – Л., 1985. – С. 78.
5. Гиргидов А.Д. Инженерно-строительные задачи механики жидкости: учеб. пособие / Ленинград. политехн. ин-т. – Л., 1986. – С. 80.
6. Зайцев Н.О. Расчет эффективности пылеулавливания циклонного устройства для очистки газов от пыли // Науч.-техн. ведомости Санкт-Петербург. гос. политехн. ун-та. – 2006. – № 5–1. – С. 197–202.
7. Suchanek J., Smrkovsky J., Bias P. Erosive and hydroabrasive resistance of hardfacing materials // Wear. – 1999. – Apr. – Vol. 233–235. – P. 229–236.
8. Karimi A., Verdon C., Barbezat G. Microstructure and Hydroabrasive wear behaviour of high-velocity oxy-fuel thermally sprayed Wc-Co (Cr) coatings // Surface and Coating Technology. – 1993. – Vol. 57, № 1. – P. 81–89.
9. Hattori S., Ishikura K. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series A 71. – 2005. – Aug. – № 708. – P. 1182–1189.
10. Dube N.B., Hutchings I.M. Influence of particle fracture in the high-stress and low-stress abrasive wear of steel // Wear. – 1999. – Vol. 233–235. – P. 246–256.
11. Явленский К.Н., Явленский А.К. Вибродиагностика и прогнозирование качества механических систем. – Л.: Машиностроение, 1983. – 239 с.
12. Юкин Г.А. Диагностирование, оперативный контроль и оптимизация режимов работы газо-перекачивающих агрегатов: дис. ... канд. техн. наук. – Уфа, 2003. – 150 с.
13. Заверткин П.С. Повышение ресурса грунтовых насосов снижением интенсивности гидроабразивного изнашивания их элементов в системах гидротранспорта хвостов обогащения: дис. ... канд. техн. наук. – СПб., 2009. – 149 с.
14. Основы технической диагностики / В.В. Карибский, П.П. Пархоменко, Е.С. Сагомоян, В.Ф. Халчев; под ред. П.П. Пархоменко. – М.: Энергия, 1976. – 464 с.
15. Кулешов А.А., Докукин В.П. Надежность горных машин и оборудования / Санкт-Петербург. гос. горн. ин-т (ТУ). – СПб., 2004. – 104 с.

References

1. Ivanova T.D. Issledovanie i sovershenstvovanie gruntovykh nasosov, perekachivayushhix rudnye xvosty obogatitel'nykh fabrik (na primere Magnitogorskogo metallurgicheskogo kombinata) [Investigation and improvement of groundwater pumps on ore tailings concentrating factories (on example of the Magnitogorsk Metallurgical Combine)]. Abstract of the thesis of the candidate of technical sciences. Leningrad, 1981. 176 p.
2. Itogovyy doklad parlamentskoj komissii po rassledovaniyu obstoyatel'stv, svyazannykh s vozniknoveniem chrezvychajnoj situacii tehnogen'nogo xaraktera na Sayano-Shushenskoj GE'S 17 avgusta 2009 goda [Final report of the parliamentary commission investigating the circumstances associated with the occurrence of technogenic emergencies at the Sayano-Shushenskaya hydroelectric power plant August 17, 2009], available at: <http://www.plotina.net/documents/ssnges-doklad> (accessed 20 May 2012).
3. Trajnits V.V. Magistral'nye ugleprovody v SShA [Carbon mainline in the USA]. *Ugol'*, 1978, no. 11, pp. 74–77.
4. Girgidov A.D. *Texnicheskaya mexanika zhidkosti i gaza (odnomernaya zadacha): ucheb. posobie* [Technical mechanics of fluids (one-dimensional problem)]. Leningradskij politexnicheskij institut, 1985. 78 p.
5. Girgidov A.D. *Inzhenerno-stroitel'nye zadachi mexaniki zhidkosti* [Engineering and construction problems in fluid mechanics]. Leningradskij politexnicheskij institut, 1986. 80 p.
6. Zajcev N.O. Raschet e'ffektivnosti pyleulavlivaniya ciklonnogo ustrojstva dlya ochistki gazov ot pyli [The efficiency calculation of the cyclone dust collection apparatus for cleaning gases from dust]. *Nauchno-texnicheskie vedomosti Sankt-Peterburskogo gosudarstvennogo politexnicheskogo universiteta*, 2006, no. 5–1, pp. 197–202.
7. Suchanek J., Smrkovsky J., Bias P. Erosive and hydroabrasive resistance of hardfacing materials. *Wear*, 1999, vol. 233–235, pp. 229–236.
8. Karimi A., Verdon C., Barbezat G. Microstructure and Hydroabrasive wear behaviour of high-velocity oxy-fuel thermally sprayed Wc-Co (Cr) coatings. *Surface and Coating Technology*, 1993, vol. 57, no. 1, pp. 81–89.
9. Hattori S., Ishikura K. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Series A 71*, 2005, no. 708, pp. 1182–1189.
10. Dube N.B., Hutchings I.M. Influence of particle fracture in the high-stress and low-stress abrasive wear of steel. *Wear*, 1999, vol. 233–235, pp. 246–256.
11. Yavlenskij K.N., Yavlenskij A.K. *Vibrodiagnostika i prognozirovanie kachestva mexanicheskix sistem* [Vibration diagnostics and prediction of quality mechanical systems.]. Leningrad: Mashinostroenie, 1983. 239 p.
12. Yukin G.A. *Diagnostirovanie, operativnyj kontrol' i optimizaciya rezhimov raboty gazoperekachivayushhix agregatov* [Diagnosis, operational control and optimize operation of gas compressor units]. Abstract of the thesis of the candidate of technical sciences. Ufa, 2003. 150 p.
13. Zavertkin P.S. *Povyshenie resursa gruntovykh nasosov snizheniem intensivnosti gidroabrazivnogo iznashivaniya ix e'lementov v sistemax gidrotransporta xvostov obogashheniya: dis. ... kand. techn. nauk* [Increasing resource groundwater pumps decrease in intensity of hydroabrasive wear their elements in systems hydrotransport tailings]. Abstract of the thesis of the candidate of technical sciences. Saint-Petersburg, 2009. 149 p.
14. Karibskij V.V., Parxomenko P.P., Sagomonyan E.S. *Osnovy texnicheskoj diagnostiki* [Basics of technical diagnostics]. Moscow: Energiya, 1976. 464 p.
15. Kuleshov A.A., Dokukin V.P. *Nadezhnost' gornyx mashin i oborudovaniya* [Reliability of mining machinery and equipment]. Saint-Petersburg: Sankt-Peterburgskij gosudarstvennyj gornyj institut, 2004. 104 p.

Об авторе

Васильева Мария Александровна (Санкт-Петербург, Россия) – кандидат технических наук, ассистент кафедры горных транспортных машин Национального минерально-сырьевого университета «Горный» (199026, г. Санкт-Петербург, В. О., 21-я линия, 2; e-mail: saturn.sun@mail.ru).

About the author

Vasil'eva Mariya Aleksandrovna (Saint-Petersburg, Russia) – candidate of technical science, assistant of the department of mining transport vehicles, National Mineral and Resources University (199106, Saint-Petersburg, 21st line, 2; e-mail: saturn.sun@mail.ru).

Получено 28.02.2013