

УДК 621.043

В.Ф. Сандалов, А.А. Гагарин

**ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ
БЛОКОУКЛАДЧИКА КОЛЬЦЕВОГО ТИПА
МЕХАНИЗИРОВАННОГО ЩИТА**

Семинар № 20

В нашей стране успешно осуществляются большие работы, направленные на дальнейшее развитие всех видов транспорта. Важное место в комплексе транспортных сооружений занимают тоннели. Одним из основных элементов оборудования тоннелей является проходческий щитовой комплекс. Впервые проходческий щит был применен в Великобритании при сооружении тоннеля под р. Темзой (1825 г.). В нашей стране проходческие щиты применяют с 1932 г.

Проходка ведется без вскрытия городских территорий, не нарушается ритм транспортного движения, отпадает необходимость в сносе зданий, перекладке подземных сооружений, восстановлении дорог и зеленых насаждений. Закрытый способ работ проходческими щитами также дает возможность прокладывать инженерные коммуникации наикратчайшим путем, в любое время независимо от метеорологических условий. По шкале Протодьяконова М.М. проходка тоннелей в городах осуществляется в сложных горно-геологических условиях на глубине до 30 м. в породах крепостью $f < 8$.

В мировой практике широко применяют механизированные проходческие щиты. Подземные работы, связанные с сооружением тоннелей в городских условиях сопровождаются подчас просадкой улиц, домов, трещинами стен, фундаментов, даже провалами. Чтобы решить эту проблему, был спроектирован, разработан и изготовлен проходческий щитовой ком-

плекс «Тоназ». Это — первый в России роторный проходческий щит с герметически закрытой призабойной камерой и устройством для сооружения тоннеля из монолитно-прессованного бетона. С помощью «Тоназа» в сложных горно- и гидро-геологических условиях без применения специальных способов был построен первый в России монолитный бетонный коллекторный тоннель глубокого заложения.

Разрушая известняки с весьма крепкими кремневыми, кварцевыми включениями и валуны, «Тоназ» оставляет после себя уже готовый надежно закрепленный монолитным прессованным бетоном тоннель (диаметром в 4 м) с почти что отполированными стенами, не нарушая нетронутую миллионами лет естественно образованную окружающую породу, при этом никаких дополнительных работ с обделкой коллектора не нужно, можно монтировать трубы, прокладывать различные коммуникации. Однако для него в стартовом стволе был смонтирован бетоноприготовительный узел, целый автоматизированный бетонный мини-завод под землей, так как это обусловлено особыми требованиями к бетонной смеси технологическим регламентом. А это является недостатком, так как необходимо дополнительные затраты на строительство бетоноприготовительного узла.

Поэтому необходимо применять другой проходческий щитовой комплекс «Тоназ – 4М» с блокоукладчиком для сборки тоннеля из железобетонных блоков.

Принцип работы проходческого щита основан на внедрении в забой ножевой части щита, оборудованной горизонтальными перегородками с последующим введением сборной тоннельной обделки и нагнетанием раствора в первое кольцо. Для укладки блоков в кольцо в хвостовой части щита имеется блокоукладчик, состоящий из цевочного колеса, опирающегося на регулируемые катковые опоры, приводимый во вращение от двух гидроприводов эксцентрикового типа. Внутри цевочного колеса закрепляются два кронштейна с гидродомкратами, штоки которых связаны траверсой, имеющей захват с домкратом доводки. Домкраты, расположенные на кронштейнах, производят радиальное перемещение блока при укладке его в блочное кольцо. Применение укладчика кольцевого типа позволяет совмещать процессы разработки и выдачи породы с укладкой блоков.

Для применения проходческого щита необходимо произвести расчет мощности для вращения блокоукладчика.

Необходимые данные: N - вес противовеса, $N = 738$ кг; Q - вес блока, $Q = 1000$ кг; P - вес блокоукладчика, $P = 6980$ кг; D - наружный диаметр блокоукладчика, $D = 456$ см; l_1 - плечо блока, $l_1 = 280$ см; f - коэффициент трения качения цевочного колеса по каткам, $f = 0,05$; l_2 - плечо противовеса, $l_2 = 195,5$ см; k - коэффициент, учитывающий трение колеса о реборду катка, $k = 3$.

Момент сопротивления вращению цевочного колеса:

$$M = M_1 + M_2 - M_3,$$

где M_1 - момент сопротивления вращению, создаваемый весом блока; $M_1 = 53722$ Нм; M_2 - момент сопротивления вращению, создаваемый силой трения при перекатывании цевочного колеса,

$$M_2 = \frac{1}{r}(P + Q) \cdot f \cdot k \cdot \frac{D}{2} = \\ = \frac{1}{10,5} \cdot 7980 \cdot 0,05 \cdot 3 \cdot 228 = 2730 \text{ Нм}$$

где r - радиус кривизны, $r = 10,5$; M_3 - момент сопротивления вращению, создаваемый противовесом,

$$M_3 = N \cdot l_2 = 738 \cdot 195,5 = 14420 \text{ Нм}$$

Отсюда, $M = 42034$ Нм

Максимальный момент передаваемый приводом:

$$M_{пр} = 2100 \text{ Нм}$$

Максимальный момент привода:

$$M_p = 2 \cdot 2100 \cdot 13,78 = 57876 \text{ Нм}$$

где 13,78 – передаточное число цевочного зацепления.

Что удовлетворяет условию.

Вычисляем скорость вращения блокоукладчика, исходя из производительности насосов:

$$2 \cdot 35 = 70 \text{ л/мин}$$

Рабочий объем гидропривода:

$$V = 0,99 \text{ л/об}$$

Скорость вращения звездочки гидропривода:

$$n_{зс} = \frac{70}{0,99 \cdot 2} = 35,35 \text{ об/мин}$$

Скорость вращения блокоукладчика:

$$n = \frac{n_{зс}}{i} = \frac{35,35}{13,78} = 2,56 \text{ об/мин, что}$$

удовлетворяет условию.

Обделка из железобетонных блоков имеет следующие преимущества: облегчаются транспортные и монтажные работы ввиду массы элементов, обеспечиваются удобство и точность сборки обделки благодаря наличию болтовых связей.

Таким образом, применение проходческого щитового комплекса «Топаз – 4М» является более прогрессивным методом в строительстве тоннелей. Проходческий щит с блокоукладчиком для

сборки тоннеля из железобетонных блоков позволяет значительно повысить производительность труда, при этом сокращается объем горно-

подготовительных работ, уменьшаются сроки и подготовка обработки выработки, что приводит к повышению эффективности горного производства.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Тоннели и метрополитены.* Под ред. Докт.техн.наук, проф. В.П.Волкова – М.: Изд-во Транспорт, 1975. – 551 с

2. *Зайков В.И., Берлявский Г.П.* Эксплуатация горных машин и оборудования. - М.: МГТУ, 2000. – 257 с.

3. *Данные* производственной практики. – 30 с.

Коротко об авторах

Сандалов В.Ф. – профессор, доктор технических наук кафедры «Горные машины и оборудование» Московского государственного горного университета

Гагарин А.А. – студент,

кафедра «Горные машины и оборудование», Московский государственный горный университет.



© М.Г. Рахутин, 2006

УДК 622.232.83: 62-82

М.Г. Рахутин

УЧЕТ ВЛИЯНИЯ ИЗМЕНЕНИЯ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕМЕНТОВ ГИДРОПРИВОДА НА ПРОИЗВОДИТЕЛЬНОСТЬ ЗАБОЙНЫХ МАШИН

Семинар № 20

У элементов гидропривода забойного оборудования в процессе эксплуатации происходит изменение величины параметра, характеризующего способность элемента выполнять заданную функцию, что в свою очередь приводит к снижению технической производительности забойных машин и оборудования.

Однако в настоящее время влияние изменения параметра элемента гидропривода забойной машины на ее производительность в расчетных формулах не учитывается. Для ее учета нами предложено использовать понятия «продолжительность условного простоя».

Под продолжительностью условного простоя предлагается понимать разницу между реальным T_r и расчетным (идеальным –

при отсутствии изменения параметра) T_i временем выполнения заданного объема работы - V , возникающую из-за снижения производительности машины вследствие постепенного изменения параметра элемента ее гидропривода.

$$T_{у.пр.} = T_p(Q_p) - T_i(Q_i),$$

где Q_p – средняя производительность машины при выполнении заданного объема работы уменьшавшаяся в процессе эксплуатации вследствие изменения параметра элемента; Q_i – начальная величина производительности (при начальной величине параметра рассматриваемого элемента гидропривода).

Для расчета продолжительности условного простоя необходимо использовать следующие величины:

- начальное значение (величина) параметра машины $P_{Ом}$,
- начальное значение (величина) параметра элемента $P_{Оэ}$,
- скорость изменения параметра машины - ΔP_m ,
- скорость изменения параметра элемента - $\Delta P_э$
- соотношение между величинами начального значения параметра элемента и системы, а также скоростей их изменения – $K_{пер}$,
- коэффициент влияния изменения параметра элемента на «выходной» параметр (например, производительность) машины $K_э$,

Используя представленные коэффициенты, можно выразить величины начальных значений параметра и его скорости изменения для машины через соответствующие значения для элемента следующим образом:

$$P_{Ом} = P_{Оэ} * K_{пер} * K_э$$

$$\Delta P_m = \Delta P_э * K_э * K_{пер}$$

При условии, что величина параметра элемента изменяется в процессе функционирования по зависимости

$$\Delta P_э(T) = P_n * T^n * a,$$

где n и a зависят от вида оборудования и условий эксплуатации,

продолжительность условного простоя можно определить, используя следующее выражение:

$$T_{у.пр} = \frac{V}{(P_{Оэ} - \frac{T^n}{n+1} * \Delta P_э * a) * K_э * K_{пер}} - \frac{V}{P_{Оэ} * K_э * K_{пер}}$$

Использование понятия продолжительности условного простоя позволит обоснованно производить замену элементов гидропривода, так как учитывает ущерб из-за снижения производительности машины и «перерасхода» ее ресурса и технологически связанных с ней машин, вызванных постепенным изменением параметра элементов гидропривода в процессе эксплуатации.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Рахутин М.Г. Модель оптимизации наработка до замен элементов гидропривода, влияющих на производительность. Пятый всероссийский симпозиум по прикладной и промышленной ма-

тематике. Тезисы докладов. «Обзорные прикладной и промышленной математики» т 11. Выпуск 2. 2004 г. – С. 390-391

Коротко об авторах

Рахутин М.Г. – Московский государственный горный университет.

© О.Н. Шагарова, 2006

О.Н. Шагарова

**ГИДРОАБРАЗИВНОЕ ИЗНАШИВАНИЕ
РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ ГИДРОЦИКЛОНА
В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКОГО
СОСТАВА И СОДЕРЖАНИЯ ТВЕРДОЙ ФАЗЫ
В ПЕРЕРАБАТЫВАЕМОЙ ПУЛЬПЕ**

Семинар № 20

Гидроциклоны в схемах обогащения кварцевого песка находят широкое применение. В основном гидроциклоны выполняют операции обесшламливания, но могут применяться и в операциях сгущения.

Кроме применения для осуществления указанных операций, гидроциклоны в технологических линиях обогащения полезных ископаемых используются как классифицирующие аппараты и позволяют решать на высоком технологическом уровне различные задачи при значительном сокращении площадей обогатительных фабрик.

Устройство, принцип действия и область применения гидроциклонов рассмотрены в работах [1, 2, 3, 4]. Из этих работ можно сделать вывод, что гидроциклоны имеют достаточно хорошо отработанную конструкцию, принцип их действия не изменяется в зависимости от области применения.

Известны монографии, в которых обобщены сведения о гидроциклонах применительно к различным отраслям промышленности [5, 6]. В них рассматривается влияние технологических параметров на показатели работы гидроциклона.

Из анализа приведенной литературы можно сделать вывод, что наиболее широкому применению гидроциклонов мешает два их существенных недостатка:

1. Увеличение расхода электроэнергии на классификацию;

2. Проблема низкой долговечности их проточных частей, т.е. патрубков, песковых насадок и сливных патрубков.

Второй недостаток является следствием износа в результате воздействия гидроабразивной пульпы на рабочие поверхности этих элементов гидроциклона в целом.

Характер воздействия зависит от технологических параметров работы гидроциклона и характеристик перерабатываемой пульпы. Основными параметрами, характеризующими пульпу, являются гранулометрический состав и абразивность ее твердой фазы.

Интенсивность изнашивания рабочих поверхностей, приводящая к изменению параметров гидроциклона, зависит как от характера воздействия пульпы, так и от механических характеристик материала, из которого изготовлены рабочие поверхности гидроциклона.

Этот комплекс указанных факторов определяет долговечность гидроциклонов в технологических линиях обогащения полезных ископаемых, в том числе и кварцевого песка.

Для определения влияния гранулометрического состава твердой фазы пульпы на износ одной из проточных частей гидроциклона – пескового насадка, были проведены исследования. Как установлено в ряде работ [1, 3, 7] песковый насадок является самым быстроизнашивающимся конструктивным элементом из проточных частей гидроциклона, в результате износа рабочей поверхности его внутреннего диаметра. В тоже время, стабильность раз-

Удельный массовый износ в зависимости от энергии и гранулометрического состава твердой фазы пульпы

№	Содержание твердой фазы, %	Энергия воздействия Дж/с *10 ⁷	Размер зерна			
			от -2,5 до +1 мм		от -1 до +0,05 мм	
			Массовый износ, г	Удельный массовый износ, г/Дж/с *10 ⁻⁷	Массовый износ, г	Удельный Массовый износ, г/Дж/с *10 ⁻⁷
1	5	10.183	9,6	0,9431	2,2	0,2299
2	10	10.446	17,9	1,7201	6,1	0,5996
3	20	10.927	32,9	3,0112	11,2	1,0340
4	30	11.428	40,2	3,5238	15,5	1,3638
5	40	11.923	48,4	4,0668	16,9	1,4245
6	50	12.416	52,9	4,2687	17,3	1,3950
7	60	12.911	60	4,6554	20,3	1,5700
8	70	13.412	65,2	4,8607	24,1	1,8040
9	80	13.903	69,1	4,9743	26,5	1,9139
10	90	14.404	72,4	5,0386	28,7	1,9982
11	95	14.653	76,3	5,2147	30	2,0563

грузочного отношения гидроциклона, т.е. отношение внутреннего рабочего диаметра пескового насадка к внутреннему рабочему диаметру сливного патрубка является самым важным критерием, влияющим на качественные показатели работы гидроциклона в технологических схемах обогащения полезных ископаемых.

Исследования проводились на установке по методике, описанной в работе [7].

Для исследования кварцевые пески Егорьевского месторождения разделили на три класса:

1. Класс – 2,5 - 1 мм;
2. Класс – 1 – 0,05 мм;
3. Класс – 2,5 – 0,05 мм.

Песковый насадок изготавливался из ст. 3.

Расчет энергии воздействия на рабочий диаметр пескового насадка проводился по методике описанной в работе [7]. Содержание твердой фазы в пульпе определялось исходя из соотношения $\frac{T}{Ж} = 0,2$;

0.3; 0.4; 0.5; 0.6; 0.7; 0.8; 0.9; 1. Результаты исследований представлены в таблице.

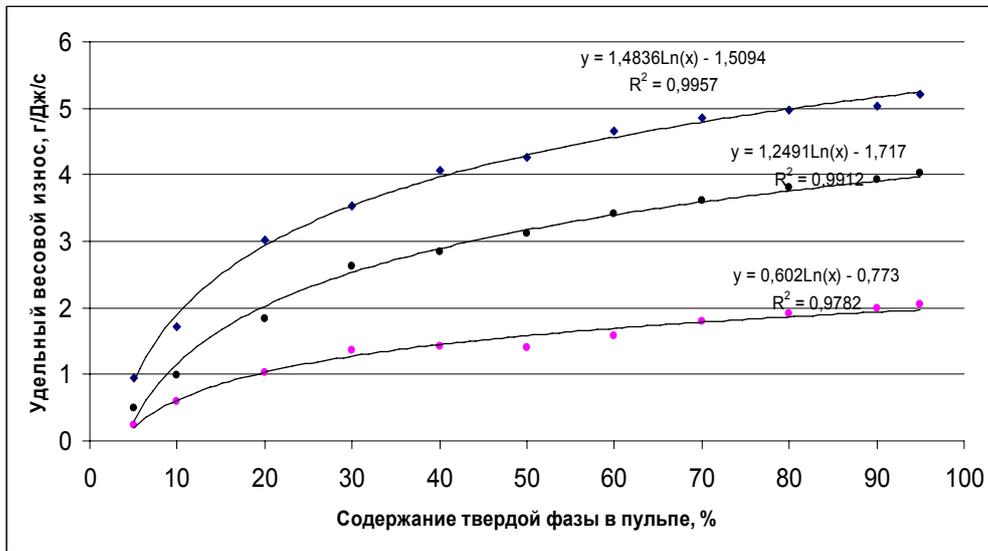
На рисунке приведены зависимости износа пескового насадка от содержания твердой фазы пульпы и ее гранулометрического состава.

Данные хорошо описываются логарифмической зависимостью, например, для крупной фракции, вариация содержания твердой фазы в пульпе почти на 99 % определяет вариацию удельного массового износа, а для мелкой фракции – 98 %.

Обработка данных исследований, представленных в таблице, показывает, что зависимость удельного массового износа от содержания твердой фазы в перерабатываемой пульпе для гранулометрического состава «от +2,5 до +1 мм» описывается уравнением:

$$Y_{\text{срб}} = 1,4836 \cdot \ln(T_{\phi}) - 1,5094 \quad (1)$$

где $Y_{\text{срб}}$ - удельный массовый износ пескового насадка, изготовленного из ст.3 при воздействии гидроабразивной пульпы гранулометрическим составом «от +2,5 до



Зависимость удельного массового износа пескового насадка от содержания твердой фазы пульпы и ее гранулометрического состава: 1 – для гранулометрического состава «от -2,5 до +1 мм»; 2 – для смешанной пульпы вскрышных пород; 3 – для гранулометрического состава «от -1 до +0,05 мм».

+1 мм», $\frac{e}{Дж / с}$; T_{ϕ} - содержание твердой фазы в пульпе, %.

Зависимость удельного массового износа от содержания твердой фазы в перерабатываемой пульпе для гранулометрического состава «от -1 до -0,05 мм» описывается уравнением:

$$Y_{св} = 0,602 \cdot \ln(T_{\phi}) - 0,773, \quad (2)$$

где $Y_{св}$ - удельный массовый износ пескового насадка, изготовленного из ст.3 при воздействии гидроабразивной пульпы гранулометрическим составом «от -1 до -0,05 мм», $\frac{e}{Дж / с}$; T_{ϕ} - содержание твердой фазы в пульпе, %.

Зависимость удельного массового износа от содержания твердой фазы в перерабатываемой пульпе для смешанного гранулометрического состава описывается уравнением:

$$Y_{св} = 1,2491 \cdot \ln(T_{\phi}) - 1,717 \quad (3)$$

где $Y_{св}$ - удельный массовый износ пескового насадка, изготовленного из ст.3 при воздействии гидроабразивной пульпы со смешанным гранулометрическим составом, $\frac{e}{Дж / с}$; T_{ϕ} - содержание твердой фазы в пульпе, %.

Анализируя характер представленных зависимостей можно сделать вывод, что с увеличением содержания твердой фазы в перерабатываемой пульпе, удельный массовый износ возрастает, но достигнув определенной величины будет оставаться постоянным, несмотря на увеличения содержания твердой фазы в пульпе.

Подобный характер зависимости удельного массового изнашивания можно объяснить только тем, что количество твердой фазы в пульпе настолько возросло, что данный процесс стал подчиняться закономерностям абразивного изнашивания.

Кроме того, из рисунка видно, что величина интенсивности изнашивания резко

возрастает в области содержания твердого вещества в пульпе от 5 % до 30 %, т.е. соприкосновение зерен крупного размера с

рабочей поверхностью в этой области приводит к наиболее интенсивному изнашиванию.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Поваров А.И.* Гидроциклоны на обогатительных фабриках, М.; Недра, 1978г.
2. *Курумчин Х.А.* Практика внедрения гидроциклонов в цветной металлургии Ц.И.Н.Т.И., Алма-Ата, 1958 г.
3. *Пекина Н.С.* Повышение износостойкости горно-обогатительного оборудования, М., Недра, 1992.
4. *Олевский В.А.* Конструкции и расчет механических классификаторов и гидроциклонов. – М.; ГНТИ, 1960.
5. *Применение гидроциклонов на обогатительных фабриках.* Сб. статей под редакцией Поварова А.И. – «Труды института Механобр», вып. 130, 1961, 186 с.
6. *Шестов Р.Н.* Гидроциклоны, Л.; «Машиностроение», 1976г., с.80.
7. *Шагарова О.Н.* «Обоснование и выбор способов повышения долговечности оборудования технологических линий производства кварцевого песка», дисс. на соискание уч. ст. к.т.н., М., МГГУ, 2005.

Коротко об авторах

Шагарова О.Н. – Московский государственный горный университет.

ДИССЕРТАЦИИ

ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ

<i>Автор</i>	<i>Название работы</i>	<i>Специальность</i>	<i>Ученая степень</i>
ИРКУТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ			
ГИЛИЕВ Анатолий Владимирович	Научно-технические основы создания специализированных буровых инструментов и технологий их применения на карьерах	05.05.06	д.т.н.
ГЕРАСИМОВА Татьяна Александровна	Исследование и совершенствования методов проектных расчетов несущих конструкций экскаваторов	05.05.06	к.т.н.



© В.Г. Кудрявцев, 2006

УДК 622.232.3

В.Г. Кудрявцев

Выемка полезного ископаемого из массива при открытом способе разработки может осуществляться с использованием различного добычного оборудования, среди которого весьма существенную часть занимают одноковшовые экскаваторы. Однако область их применения ограничивается прочностными свойствами разрабатываемой породы. При пределе прочности породы на сжатие $\sigma_{сж} \geq 20$ МПа требуется проведение буровзрывных работ, которые отрицательно влияют на экологическую обстановку (выброс пыли, газов, сейсмическое воздействие) и приводят к простою выемочно-погрузочного оборудования. Кроме того, в некоторых случаях проведение буровзрывных работ может оказаться недопустимым. Выходом из подобных ситуаций может быть использование экскаваторов с ковшем активного действия (рис. 1).

Применение ковшей активного действия (рис. 2) с установленными в кожухах передней стенки пневмомолотами (рис. 3) позволяет получить в импульсе на лезвии ударного зуба усилия до 4500 кН и более [1]. Эти значения на порядок превышают показатели современных гидравлических экскаваторов аналогичного класса и позволяют значительно расширить технологические возможности и область применения одноковшовых карьерных экскаваторов-мехлопат.

В табл. 1 представлены некоторые характеристики горных пород (по данным геологических служб карьеров) и значения средней эксплуатационной производи-

тельности экскаваторов на карьерах, где проводились исследования экспериментальных образцов ковшей активного действия (Антоновское рудоуправление и Жайремский ГОК) или эксплуатировались первые экскаваторы ЭКГ-5В.

В последних вариантах ковша активного действия экскаватора ЭКГ-5В применялись пневмомолоты, основные характеристики которых приведены в табл. 2.

Энергетические характеристики указанных пневмомолотов являются недостаточными. Результаты проведенных экспериментальных исследований и опыта эксплуатации экскаваторов ЭКГ-5В [2] показывают, что для эффективной разработки горных пород прочностью от 80 до 100 МПа удельная энергия удара на лезвиях ударных зубьев должна быть повышена ориентировочно до 20.0–25.0 кДж/м. В [3] отмечается, что при таких значениях удельной энергии удара и использовании качественных современных сталей еще могут быть обеспечены приемлемые удельные нагрузки и удовлетворительный срок службы ударных зубьев (50–70 тыс. м³ горной массы до их предельного износа).

В то же время для обеспечения скорости копания ковша активного действия, равной 0.9–1.1 м/с, что соответствует номинальной скорости подъема ковша экскаваторов ЭКГ-5А и ЭКГ-12, частота ударов в применяемых ударных устройствах должна составлять 8–12 Гц [2].

Рекомендуемые энергетические параметры ударных устройств ковшей



Рис. 1. Общий вид экскаватора ЭЖ-5В



активного действия для разработки пород повышенной крепости приведены в табл. 3. Обоснование требуемых энергетических параметров приводится в [3].

Рис. 2. Общий вид ковша активного действия экскаватора ЭЖ-5В

Наиболее пригодны для использования в экскаваторных ковшах активного действия пневмомолоты с золотниковой, беззолотниковой и комбинированной системами воздухораспределения. Упоминания пневмомолотов большой мощности (порядка 15 кВт и более) с другими типами воздухораспределения в литературе не встречаются.

Пневматические ударные машины с золотниковым распределением (рис. 4) помимо трущейся пары ствол - ударник содержат пару трения золотник - золотниковая коробка. И если требования, предъявляемые к точности изготовления и качеству трущихся поверхностей ствола и ударника являются одинаковыми для машин одного типоразмера, то для золотника

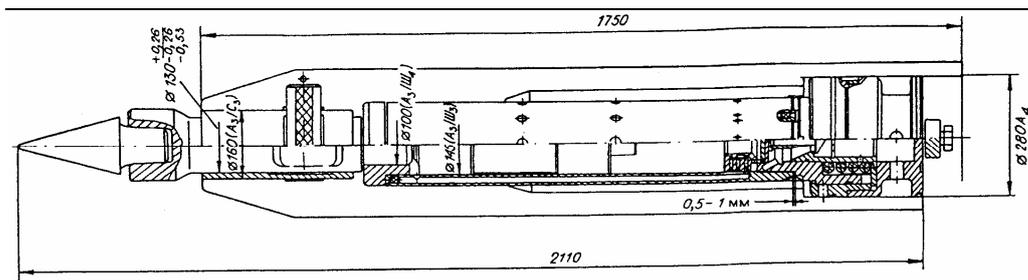


Рис. 3. Пневмомолот ПК 1700 в трубчатом кожухе

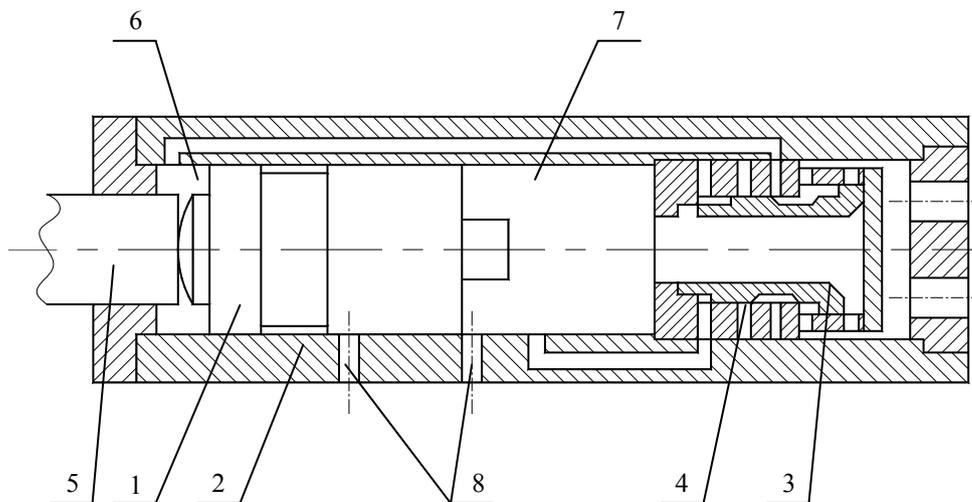


Рис. 4. Схема пневмоударной машины с золотниковой системой воздухораспределения: 1 – ударник, 2 – ствол, 3 – золотник, 4 – золотниковая коробка, 5 – инструмент, 6 – камера обратного хода, 7 – камера рабочего хода, 8 – выхлопные каналы.

и золотниковой коробки требования по точности и качеству довольно высоки. Кроме того, золотниковые машины имеют в стенках ствола протяженные каналы для подвода сжатого воздуха к рабочим камерам. Процесс глубокого сверления, которым выполняются эти каналы, связан с определенными технологическими трудностями, а существенная протяженность и небольшая площадь поперечного сечения каналов создают предпосылки к увеличению сопротивления всего воздухоподводящего тракта.

Наиболее простыми по своей конструкции являются пневматические ударные машины с беззолотниковым распределением (рис. 5). Единственной рабочей парой трения у них является сопряжение ударника со стволом. Однако, для подвода энергоносителя к рабочим камерам также необходимы каналы в стволе, и тогда проявляются недостатки, присущие золотниковым машинам, или каналы в ударнике, что также является негативным моментом. Кроме того, поскольку управление впуском и выхлопом энергоносителя осуществляется самим ударником, величина габаритов

ритного хода последнего определяется
расположением отсечных

Таблица 2
**Основные характеристики пневмомолотов ковша
 активного действия экскаватора ЭЖ-5В**

Параметр	Пневмомолот	
	ПК1700	ПК 2/12М1
Воздухораспределение	золотниковое	комбинированное
Рабочее давление, МПа	0,6	0,6
Энергия удара, Дж	1700	2060
Частота ударов, с ⁻¹	6,5	6,5
Мощность, кВт	11,05	13,33

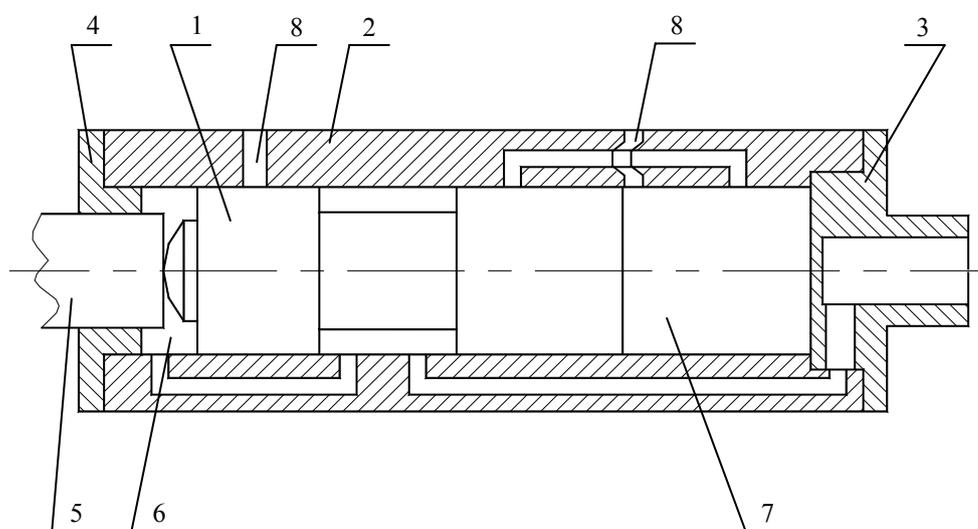


Рис. 5. Схема пневмоударной машины с беззолотниковой системой воздухораспределения: 1 – ударник, 2 – ствол, 3 – задняя гайка, 4 – бокса, 5 – инструмент, 6 – камера обратного хода, 7 – камера рабочего хода, 8 – выхлопные каналы

кромки. По этой причине получение большого габаритного хода, а, следовательно, и высокой энергии удара затруднено. Еще одним недостатком пневматических ударных машин с беззолотниковым воздухораспределением является большое противодействие в рабочих камерах, что создает тенденцию к уменьшению энергии удара. Снижение противодействия возможно

за счет увеличения «паразитного» объема рабочих камер, но в этом случае падает экономичность машины и ухудшаются ее удельные показатели.

Главным недостатком машин с клапанным распределением (рис. 6) является наличие непроизводительного расхода сжатого воздуха, обусловленного ситуациями, когда в момент перекидки клапана магистраль через рабочую камеру напрямую сообщается с атмосферой. В связи с этим происходит снижение экономичности машины (удельный расход энергоносителя порядка 1,5 м³/мин×кВт).

Указанный недостаток можно уменьшить, применив комбинированную систему воздухораспределения: для камеры рабочего хода – клапанную, для

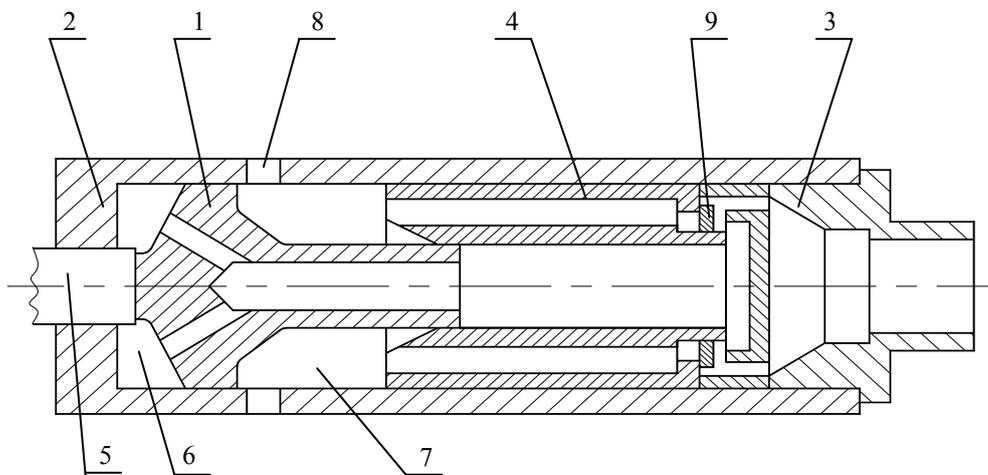


Рис. 6. Схема пневмударной машины с клапанной системой воздухораспределения: 1 – ударник, 2 – ствол, 3 – задняя гайка, 4 – букаса, 5 – инструмент, 6 – камера обратного хода, 7 – камера рабочего хода, 8 – выхлопные каналы, 9 – клапан

камеры холостого хода – беззолотниковую. Отличительной особенностью этой схемы является наличие дополнительного канала разрядки, связывающего камеру рабочего хода с атмосферой при обратном ходе ударника (рис. 7). Это позволяет существенно снизить противодействие в камере рабочего хода и, следовательно, уменьшить необходимый импульс для обратного хода ударника, т.е. взвести ударник меньшим количеством сжатого воздуха. Данное обстоятельство создает благоприятные предпосылки для снижения как абсолютного, так и удельного расхода энергоносителя, т.е. для повышения экономичности машины.

Как видно, пневмомолоты, выполненные по разным схемам, отличаются степенью сложности и технологичностью конструкции. Для решения вопроса о выборе той или иной схемы воздухораспределения необходимо сравнить технические ха-

рактеристики пневмомолотов, достижимые в одинаковых условиях.

Для сопоставления параметров пневмомолотов различных типов необходимо сравнить их технические характеристики, достижимые в одинаковых условиях. Ниже приведены основные расчетные зависимости для определения энергетических параметров пневмомолотов. Их вывод приводится в [4].

1) Уравнение движения ударника

$$\frac{dv}{dt} = \frac{p_1 S_1 - p_2 S_2 \pm mg}{m},$$

где p_1 и p_2 – давления, S_1 и S_2 – площади со стороны камеры рабочего и холостого хода соответственно, m – масса ударника, g – ускорение свободного падения.

2) Уравнение изменения давления в рабочей камере

$$\frac{dp}{dt} = \frac{k}{x} \times \left[\frac{G RT}{S} - p \frac{dx}{dt} \right],$$

где k – показатель адиабаты, G – массовый расход воздуха, поступающего в рабочую камеру, R – газовая постоянная, T – температура воздуха в камере.

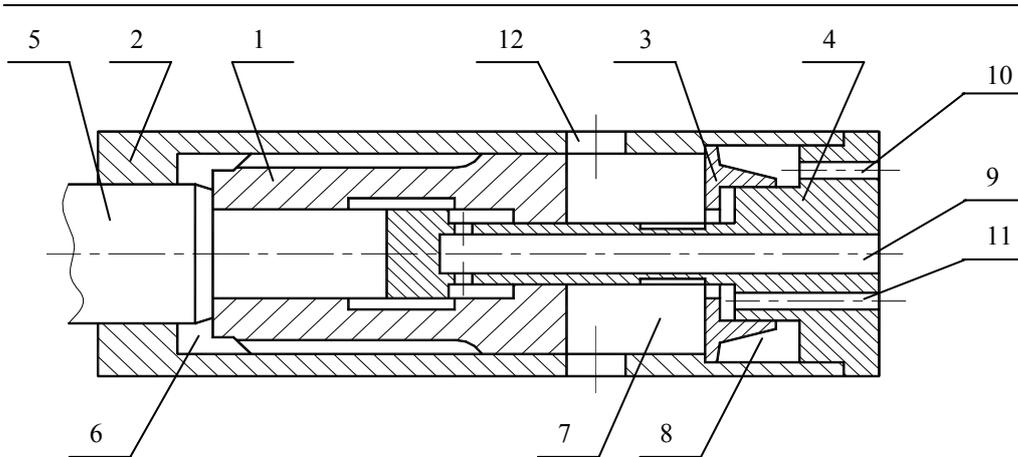


Рис. 7. Схема пневмоударной машины с комбинированной системой воздухораспределения: 1 – ударник, 2 – ствол, 3 – клапан, 4 – клапанная коробка, 5 – инструмент, 6 – камера обратного хода, 7 – камера рабочего хода, 8 – надклапанная камера, 9 – канал подвода сжатого воздуха в камеру обратного хода, 10 – канал подвода сжатого воздуха в надклапанную камеру, 11 – канал разрядки камеры прямого хода, 12 – выхлопные окна

3) Уравнение расхода через воздухопроводящий канал в рабочую камеру (здесь и далее индекс «2» относится к камере холостого хода, индекс «0» – к магистрали)

$$r \times f \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sqrt{\frac{2gk}{k+1} p_0 \gamma_0},$$

при $P_2/P_0 \leq 0,5282$,

$$\frac{dG_{0-2}}{dt} =$$

$$r \times f \sqrt{\frac{2gk}{k-1} p_0 \gamma_0 (\sigma_{0-2}^{\frac{2}{k}} - \sigma_{0-2}^{\frac{k+1}{k}})}$$

при $P_2/P_0 > 0,5282$,

где r – коэффициент расхода, f – площадь поперечного сечения впускного канала, p_0 – давление воздуха в магистрали, γ_0 – удельный вес воздуха в магистрали, σ_{0-2} – отношение давления в камере к давлению в магистрали.

4) Уравнение изменения отношения давлений в камере и магистрали

$$\frac{d\sigma_{0-2}}{dt} = \frac{1}{p_f} \times \frac{dp_2}{dt};$$

5) Уравнение изменения температуры T в рабочей камере

$$\frac{dT_2}{dt} = \frac{2\mu}{3RM} \times (\Pi_0 G_0 - p_2 S_2 \frac{dx}{dt} - \Pi_2 G_2) - \frac{(G_0 - G_2) \times T_2}{M},$$

де μ – молярная масса газа, M – масса газа, Π – количество энергии в одном килограмме газа.

6) Уравнения количества энергии в одном килограмме воздуха:

поступающего из магистрали в камеру

$$\Pi_0 = \frac{3RT_0}{2\mu},$$

истекающего из камеры (с утечками)

$$\frac{d\Pi_2}{dt} = \frac{3R}{2\mu} \times \frac{dT_2}{dt};$$

7) Уравнение координаты ударника

$$\frac{dx}{dt} = v, \text{ где } v = v_0 + \left(\frac{dv}{dt} \times t^2 \right) / 2.$$

В приведенных уравнениях движение ударника увязывается с термодинамическими параметрами газа в рабочих камерах, что позволяет получить расчетные результаты близкие к реальным. В табл. 4 приведены результаты расчета пневмомолотов для ЭКГ-5В при давлении 0,6 МПа.

Таблица 4
**Энергетические параметры пневмомолотов
при давлении 0,6 МПа**

Параметры	Система воздухораспределения		
	комбинированная с разрядно-питающим клапаном	золотнико-вая	беззолотни-ковая
Энергия удара, Дж	2438	2533	2333
Частота, с ⁻¹	6,5	5,9	5,45
Мощность, кВт	15,847	14,94	12,7
Расход воздуха:			
стендовый*, м ³ /мин	16,675	13,34	13,97
удельный, ³ /мин×кВт	1,05	0,9	1,1

* здесь и далее под стендовым расходом понимается расход воздуха пневмомолотом при его непрерывной работе

Таблица 5
**Энергетические параметры пневмомолотов
при давлении 1,2 МПа**

Параметры	Система воздухораспределения		
	комбинирован-ная	золотниковая	беззолотнико-вая
Энергия удара, Дж	3356	3113	3211
Частота, с ⁻¹	11	12	12
Мощность, кВт	36,9	40	38,5
Погонная энергия на лезвии зуба, Дж/см	152,5	141,5	146
Расход воздуха:			
стендовый, м ³ /мин	46,11	36,1	38,63
удельный, м ³ /мин×кВт	1,25	0,97	1

Из приведенной таблицы видно, что наибольшую мощность в заданных габаритах обеспечивает комбинированная схема с разрядно-питающим клапаном. Однако, расход сжатого воздуха, как стендовый, так и удельный, при использовании этой схемы получается несколько выше, чем у машины с золотниковой схемой воздухораспределения. Максимальная энергия удара может быть получена при золотниковой, а наибольшая частота – при комбинированной схеме. Максимально достижимая мощность молотов не превышает 16 кВт, а частота не

превышает 6,5 Гц, что недостаточно для эффективной работы экскаватора. В связи с этим были проведены расчеты для выбранных схем пневмоударных машин на повышенном давлении (1,2 МПа). Результаты расчетов приведены в табл. 5.

Из табл. 5 видно, что наиболее экономичной, как и при давлении 0,6 МПа, является машина с золотниковой системой воздухораспределения дающая наибольшую мощность. Но в то же время энергия удара для этой машины является наименьшей среди рассматриваемых вариантов.

Таким образом, по результатам анализа конструктивных и технологических особенностей, а также по результатам расчетов, можно отметить следующее:

- наиболее простыми по своей конструкции являются пневмоударные машины с беззолотниковым воздухомраспределением, но для них характерны низкие технико-экономические показатели;

- клапанные машины, несмотря на относительную простоту конструкции, имеют весьма существенный недостаток в виде повышенного расхода сжатого воздуха, что потребует установки на поворотной платформе экскаватора компрессора с большей подачей и ресивера большей емкости. Это обстоятельство приве-

дет к увеличению габаритов всей поворотной платформы, массы экскаватора, и, как следствие, к удорожанию всей базовой машины;

- золотниковые машины позволяют получить высокие технико-экономические параметры, но являются довольно сложными, как в конструктивном, так и в технологическом отношении;

- по обобщенному критерию «конструктивная сложность – технологичность – достижимые показатели» можно рекомендовать пневмомолоты с комбинированной системой воздухомраспределения, несмотря на более высокий удельный расход энергоносителя.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Зайцев Г.Д., Ческидов В.И., Маттис А.Р., Лабутин В.Н. Безвзрывная технология добычи полезных ископаемых: Состояние и перспективы. Ч. III: Техника для открытых горных работ // ФТПРПИ. – 2004. – №3 .

2. Маттис А. Р., Кузнецов В. И., Васильев Е. И и др. Экскаваторы с ковшом активного действия. Опыт создания, перспективы применения. – Новосибирск: Наука, Сиб. изд. фирма РАН, 1996.

3. Маттис А.Р., Лабутин В.Н., Ческидов В.И. и др. Обоснование мощности ударных устройств и оценка технических возможностей экскаватора с ковшом активного действия ЭЖГ-5В // ФТПРПИ. – 2005. – № 5.

4. Кудрявцев В.Г. Моделирование работы ударной части пневмомолота с учетом термодинамических процессов в рабочих камерах // Горный информационно-аналитический бюллетень. – 2004. - № 2.

Коротко об авторах

Кудрявцев В.Г. – ИГД СО РАН.

ДИССЕРТАЦИИ

ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ

Автор	Название работы	Специальность	Ученая степень
КУЗБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ			

ЛОБУР Ирина Анатольевна	Исследование и моделирование электропотребления на угольных шахтах Кузбасса	05.09.03	к.т.н.
-------------------------------	---	----------	--------

© Р.М. Бабаев, 2006

УДК 622.23.02:51

Р.М. Бабаев

**ПРОГНОЗИРОВАНИЕ ГРАНУЛОМЕТРИЧЕСКОГО
СОСТАВА ПРОДУКТА ДРОБЛЕНИЯ КОНУСНЫХ
ИНЕРЦИОННЫХ ДРОБИЛОК**

Семинар № 20

Процессы переработки минерального сырья, в особенности циклы дробления и измельчения, являются самыми энергоемкими и дорогостоящими в горно-обогатительной промышленности: затраты обогатительных фабрик на дробление и измельчение составляют 45-55 % от капитальных и до 60 % от эксплуатационных затрат. К основным направлениям, позволяющим снизить эти затраты, следует отнести интенсификацию процессов дробления и измельчения материалов путем оптимизации режимов работы оборудования, а также разработку и внедрение в производство нового высокоэффективного оборудования.

Одним из аппаратов нового поколения дробильного оборудования является разработанная в институте «Механообр» конусная инерционная дробилка (рис. 1) [1]. Ряд особенностей ее конструкции, при реализации разрушения материала в слое, позволяет не только получить более высокие, чем у эксцентриковых дробилок, технологические показатели, но и облегчить эксплуатацию, допуская, например, пуск под нагрузкой, работу под завалом и возможность «подстройки» при изменении механических свойств дробимого материала.

Конусные инерционные дробилки за счет возможности изменения в каждом конкретном случае их режимных парамет-

ров, таких как статический момент дебаланса, его частота вращения, двойной кольцевой зазор, позволяют получать продукт дробления в широком диапазоне крупности и гранулометрического состава, а при выборе рационального сочетания этих параметров – продукт наиболее полно отвечающий требованиям заказчика.

Разработкой теории конусных инерционных дробилок и совершенствованием их конструкций занимались: И.И. Блехман, Л.П. Зарогатский, Б.Г. Иванов, Н.А. Иванов, Я.М. Кацман, А.К. Рундквист, К.А. Рундквист, А.Н. Сафронов, В.А. Черкасский и др. Однако существующие модели КИД [2, 4] дают возможность только приблизительно, на основе полуэмпирических зависимостей, оценить гранулометрический состав продукта дробления, что не позволяет осуществить обоснованный выбор режимных параметров дробилки на стадии проектирования для получения продукта дробления требуемой крупности.

Таким образом, задача разработки механико-математической модели КИД, позволяющей на основе соотношений теории фрактального разрушения горных пород и теории виброперемещения описать преобразование гранулометрического состава материала в камере дробления конусной инерционной дробилки, является весьма актуальной.

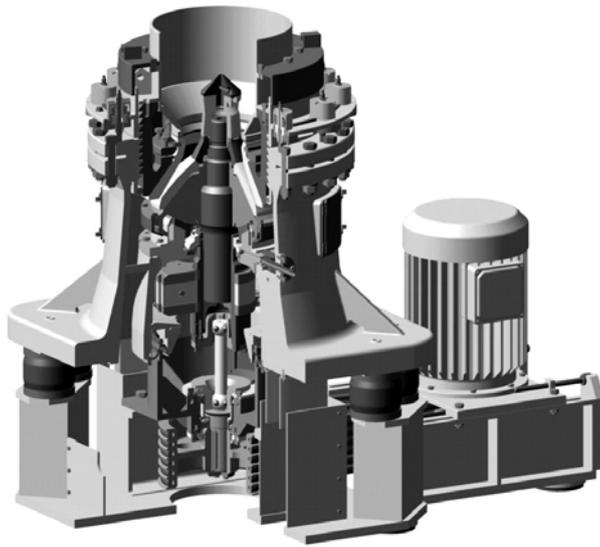


Рис. 1. Конусная инерционная дробилка

крупность; x – крупность кусков, принадлежащих к рас-

сматриваемому классу, которые подверглись дроблению к тому моменту, когда плотность упругой энергии достигла значения A ; x' – крупность кусков большего размера, в результате разрушения которых произошло пополнение рассматриваемого класса; x_0 – максимальная крупность кусков; $\zeta_0(\eta)$ – исходный гра-

Для рассмотрения единичного акта нагружения слоя руды между двумя плоскостями, при котором происходит разрушение кусков, воспользуемся положениями кинетической теории разрушения хрупких природных материалов [3].

Состояние сжатого слоя характеризуется плотностью энергии упругих деформаций A , которая в процессе нагружения изменяется от нуля до некоторой конечной величины. Эволюция гранулометрического состава в процессе нагружения может быть описана уравнением, полученным в результате решения кинетического уравнения Кремера-Колмогорова:

$$\zeta(\eta, y) = (1 - K(y\eta^{H^2}))\zeta_0(\eta) + \eta^\beta (\beta + 1) \int_\eta^1 \zeta_0(\eta') K(y\eta'^{H^2}) \cdot U\left(\frac{\eta}{\eta'}, y\eta'^{H^2}\right) \times \frac{d\eta'}{\eta'^{(\beta+1)}} \quad (1)$$

Здесь $y = \frac{Ax_0^{H^2}}{b^H}$ – безразмерная плотность упругой энергии; H – показатель Херста ($H = 3 - D$); D – фрактальная размерность руды; b, β – постоянные, зависящие от свойств дробимой руды; $\eta = x / x_0$, $\eta' = x' / x_0$ – безразмерная

нулометрический состав руды; $K(y\eta^{H^2})$ – функция отбора; $\frac{\eta^\beta (\beta + 1)}{\eta'^{(\beta+1)}} \cdot U\left(\frac{\eta}{\eta'}, y\eta'^{H^2}\right)$ – функция дробления.

Функция отбора может быть интерпретирована как вероятность разрушения частицы размером x в ходе нагружения до плотности упругой энергии A .

В то же время функция дробления может быть истолкована как условная вероятность разрушения куска размером x в интервале изменения плотности энергий от A до $A + dA$ при условии, что кусок этого размера сохранился неразрушенным при плотности энергии A .

Уравнение (1) в принципе дает решение гранулометрической задачи, если известна плотность упругой энергии A

$$A = \frac{E\varepsilon^2}{2}, \quad (2)$$

где E – эффективный модуль упругости материала; ε – относительная деформация слоя материала.

Алгоритм механико-технологического расчета выглядит следующим образом: для определения параметров работы дроб-

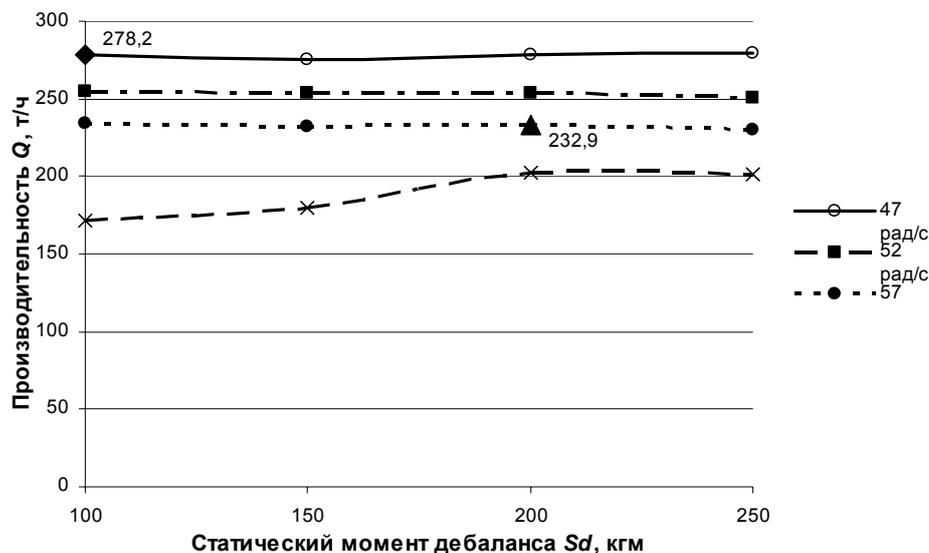


Рис. 2. Зависимость производительности от статического момента и частоты вращения дебаланса ($2S = 90$ мм)

билки, прежде всего, находятся ее кинематические параметры:

- угол нутации конуса (амплитуда качаний нижней кромки конуса);
- угол сдвига фаз прецессии конуса и вращения дебаланса, т.е. фактически - «угол опережения дебалансом конуса», который физически связан с трением качения конуса по слою дробимой руды.

Для этого решается (итерационным методом) задача о динамическом равновесии конуса под действием инерционных сил, реакции сжимаемого слоя и реакции в сферической опоре конуса. На каждой итерации при некоторых задаваемых итерационным процессом кинематических параметрах рассматривается задача виброперемещения частицы, моделирующей слой, в ряде сечений. Это определяет средние скорости (т.е. пропускные способности) и относительные деформации слоя, по которым вычисляется дробящее усилие.

После того, как задача определения кинематики дробилки решена, определены соответствующие найденным кинематическим параметрам деформации по сечени-

ям, подбирается плотность упругой энергии, соответствующая известной деформации. После чего решается задача определения гранулометрического состава дробимой руды.

Когда деформации и средние скорости движения за период известны, определяется "история деформирования слоя" линейной интерполяцией между сечениями. Для каждого зажатия, с использованием уравнения (1), определяется грансостав, который будет исходным для следующего зажатия.

С учетом приведенных соотношений была разработана механико-математическая модель конусной инерционной дробилки и программное обеспечение для имитационного моделирования рабочих процессов КИД.

На основе предложенной модели был проведен численный эксперимент с целью научно обоснованного выбора конструктивных и режимных параметров новой в типоразмерном ряду конусной инерционной дробилки КИД-1500 при дроблении габбро-диабазы для получения щебня с максимально возможным выходом задан-

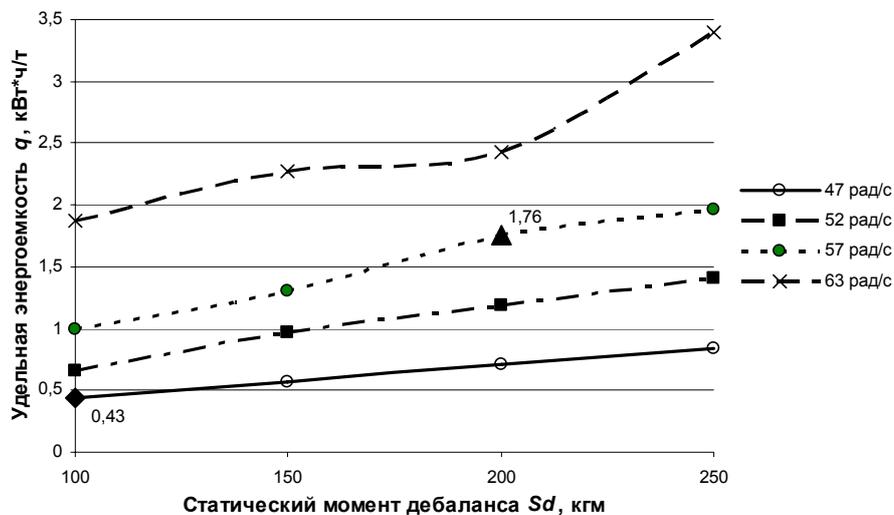


Рис. 3. Зависимость удельной энергоёмкости процесса дробления q от статического момента и частоты вращения дебаланса ($2S = 90$ мм)

ного класса $-40+20$ мм при удовлетворительной производительности и минимальной энергоёмкости.

Результаты расчетов представлены в виде графиков производительности Q , т/ч (рис. 2); энергоёмкости процесса дробления $q = P/Q$, кВт·ч/т (P – потребляемая мощность, кВт) (рис. 3); выхода щебня заданного класса $-40+20$ мм γ_{-40+20} , % (рис. 4).

Исходя из полученных зависимостей выхода заданного класса $-40+20$ мм от значений режимных параметров дробилки КИД-1500 на основе разработанной методики был осуществлен выбор их рационального сочетания.

Решение вопроса о рациональном выборе режимных параметров дробилки зависит от конкретных требований: снижение крупности дробленого продукта, повышение выхода отдельных классов зачастую достигается ценой снижения других показателей – падает производительность дробилки, растет энергоёмкость процесса дробления, поэтому решение должно носить комплексный характер. Расчеты показали, что максимальный выход заданного клас-

са $-40+20$ мм происходит при работе дробилки с размером разгрузочного зазора $2S = 90$ мм. Таким образом, будем рассматривать выход данного класса в зависимости от частоты вращения дебаланса и его статического момента при размере кольцевого зазора 90 мм (рис. 4).

На рис. 4 треугольником отмечен максимальный выход класса $-40+20$ мм, равный 72,9%, полученный при $\omega = 57$ рад/с и $S_d = 200$ кгм. Производительность при этом сочетании параметров дробилки будет $Q = 232,9$ т/ч (отмечена треугольником на рис. 2), и удельная энергоёмкость $q = 1,76$ кВт·ч/т (рис. 3), потребляемая мощность $P = 409,1$ кВт. Проектная мощность электродвигателя дробилки КИД-1500 равна 250 кВт, что позволяет нам сделать вывод о невозможности работы дробилки в этом режиме.

На рис. 2 видно, что максимальная производительность достигается при минимальной частоте вращения дебаланса, а минимальная энергоёмкость процесса дробления получается при минимальном значении статического момента дебаланса (рис. 3).

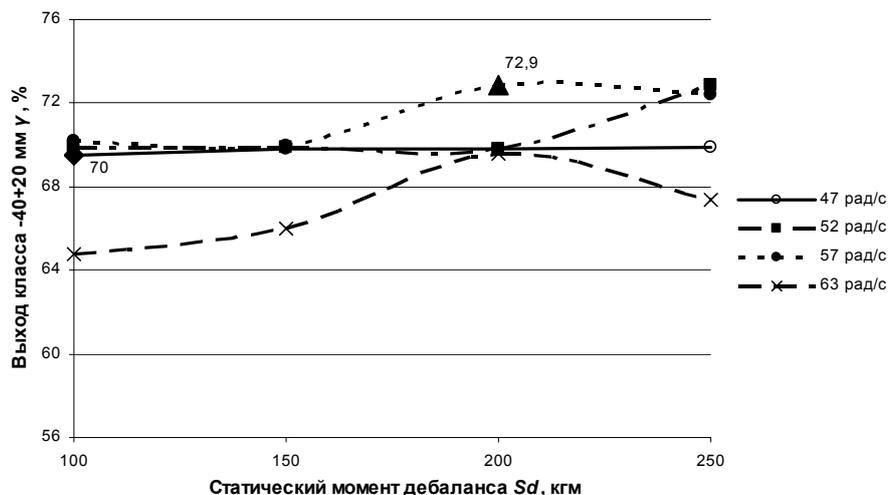


Рис. 4. Зависимость выхода класса $-40+20$ мм от статического момента и частоты вращения дебаланса ($2S = 90$ мм)

Результатом анализа данных моделирования стал выбор рационального сочетания режимных параметров дробилки КИД-1500 при дроблении габбро-диабазы для получения щебня заданного класса $-40+20$ мм: двойной кольцевой зазор $2S = 90$ мм; частота вращения дебаланса $\omega = 47$ рад/с; статический момент дебаланса $S_d = 100$ кгм. При этом технологические показатели дробления будут следующие: производительность $Q = 278,2$

т/ч; удельная энергоёмкость $q = 0,43$ кВт·ч/т; выход щебня заданного класса $-40+20$ мм $\gamma_{-40+20} = 70\%$.

Предложенная механико-математическая модель используется в НПК «Механобр-техника» при проектировании камер дробления и выборе режимных параметров конусных инерционных дробилок для получения заданных технологических характеристик продукта дробления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Вайсберг Л.А. Вибрационные дробилки. Основы расчета, проектирования и технологического применения / Л.А. Вайсберг, Л.П. Зарогатский, В.Я. Туркин. - СПб.: Изд-во ВСЕГЕИ, 2004. - 306 с.
2. Кацман Я.М. Механико-технологическая модель и оптимизация параметров конусной инерционной дробилки: Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук: 05.05.06. - Ленинград, 1985. - 20 с.
3. Кремер Е.Б. Кинетическая теория разрушения хрупких природных материалов: фак- тальный подход / Е.Б. Кремер, И.И. Блехман, Л.Г. Титова и др. // Обогащение руд, 1998. - № 1. - С. 3-8.
4. Яхкин Л.В. Закономерности разрушения хрупких материалов в слое и управление крупностью и грансоставом продуктов дробления посредством оптимизации процесса дезинтеграции в камере дробления конусных инерционных дробилок: Автореф. дис. на соиск. учен. степени канд. техн. наук: 05.15.08. - Ленинград, 1987. - 20 с.

Коротко об авторах

Бабаев Р.М. – кандидат технических наук, ст. инженер-конструктор НПК «Механобр-техника».

УДК 622.233.52

С.Г. Фролов

**ДИНАМИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ
ПНЕВМОУДАРНЫХ МАШИН**

Семинар № 20

Поступление энергоносителя в рабочие камеры пневмоударной машины имеет дискретный характер. В результате этого воздушный столб в воздухоподводящем шланге испытывает периодические возмущения и движется по направлению к пневмоударнику толчками с образованием волновых колебаний давления.

Поведение элемента потока при наполнении камеры согласно законам механики может быть описано уравнением:

$$Sdp = m ((dV/dt) + V(dV/dx)),$$

где S – площадь сечения воздухопровода; p – давление сжатого воздуха; V – скорость потока; dV/dt – ускорение частиц энергоносителя в сечении воздухопровода; $V(dV/dx)$ – ускорение элемента массы вследствие движения со скоростью V в поле с градиентом скорости (dV/dx); m – масса элемента потока,

$$m = \rho S dx,$$

где ρ – плотность среды.

Элементарная работа, затраченная на разгон частиц энергоносителя и преодоление сопротивлений в реальном потоке при наполнении камеры, будет:

$$dA = V_k dp = V_k \rho dx (dV/dt) + V_k \rho V dV + dR, \quad (1)$$

где V_k – объем камеры пневмоударника; dR – элементарная работа, потребная на преодоление сопротивлений потоку энергоносителя в трубопроводе и системе воздухораспределения.

Проинтегрировав выражение (1) и обозначив кинетическую энергию потока знаком K , получим:

$$A = V_k(p_0 - p_1) = K + R,$$

где p_0 – давление сжатого воздуха в сети; p_1 – давление сжатого воздуха в камере пневмоударника в момент выпуска сжатого воздуха из сети.

Согласно гидродинамическому уравнению Бернулли полное суммарное давление в потоке:

$$p_0 = p_d + p_{ст},$$

где p_d – динамическое давление или напор потока; $p_{ст}$ – статическое давление.

Ускорение потока энергоносителя происходит до тех пор, пока не уравниются суммарные давления в трубопроводе и камере:

$$p_d + p_{ст} = p_{d1} + p_{ст1}.$$

Кинетическая энергия потока в этот момент, определяемая выражением:

$$K = V_k(p_0 - p_1) - R, \quad (2)$$

вследствие инерции потока вызывает дальнейшее повышение давления в камере до величины ($p_{max} > p_0$).

По аналогии с выражением (2) для этой фазы превращения кинетической энергии потока в потенциальную энергию сжатого воздуха в камере можно написать

$$K = V_k(p_{max} - p_0) - R. \quad (3)$$

Приравняв правые части выражений (2) и (3), получим

$$p_{max} = 2p_0 - p_1 - (2R/V_k).$$

Проведенный анализ показывает, что если сопротивление потоку энергоносителя

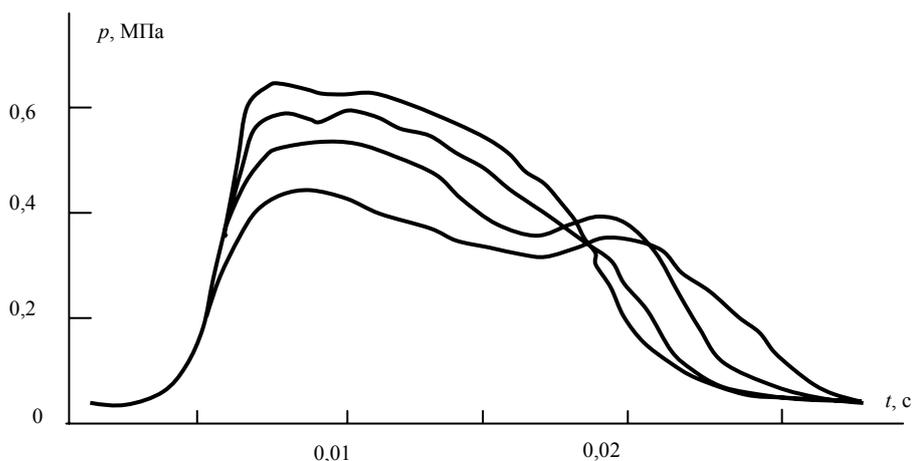


Рис. 1. Импульсные диаграммы пневмоударника

ля в трубопроводе и системе воздухораспределения не превышает кинетической энергии движущегося воздуха, возможно повышение давления в камере пневмоударника до величины ($p_{\max} > p_0$).

После того, как кинетическая энергия потока будет израсходована на повышение давления в камере до p_{\max} , вследствие образовавшейся разницы давлений начинается обратное перемещение энергоносителя из камеры в воздухопровод. Из-за особенностей рабочего цикла пневмоударных машин поступление энергоносителя в камеры начинается еще до того, как поршень достигнет крайнего положения. Поэтому образованию обратного потока способствует сокращение объема камеры в результате продолжающегося перемещения поршня.

Формирование обратного потока энергоносителя сопровождается накоплением кинетической энергии, которая по аналогии с прямым потоком вызывает снижение давления в камере пневмоударника ниже сетевого. После этого цикл повторяется.

В результате в системе «камера пневмоударника – воздухопровод» появляются сложные волновые колебания давления, которые, как показали экспериментальные исследования, могут оказывать сильное

влияние на параметры пневмоударной машины.

На рис. 1 приведены импульсные диаграммы прямого хода пневмоударной машины с беззолотниковым воздухораспределением, снятые при давлениях энергоносителя 0,4–0,6 МПа. Результаты измерений приведены в таблице.

Как видно на осциллограмме, за время прямого хода поршня при давлении 4 ати образуется две волны давления. Первая приходится на момент остановки поршня в крайнем положении, а вторая – на заключительную часть прямого хода поршня. При давлении энергоносителя в сети 0,5 МПа время прямого хода поршня сокращается, вследствие чего вторая волна давления не успевает сформироваться полностью, и камера отсекается от сети в момент формирования гребня волны. Это и будет оптимальный случай для данной машины, так как большая часть хода происходит под максимальным давлением в камере.

Совсем другое наблюдается при сетевом давлении 0,6 МПа. Как видно на рис. 1, вторая волна давления не успевает образоваться, так как под действием высокого давления энергоносителя в начале прямого хода поршень развивает высо-

Динамическая характеристика ударника

№	Давление p_0 в сети, МПа	Среднее давление $p_{ср}$ в камере, МПа	Разность $p_0 - p_{ср}$, МПа	Энергия удара, Дж	Частота ударов, Гц	Мощность пневмоударника, кВт	Увеличение мощности с давлением, кВт
1	0,40	0,29	0,11	98,1	19,8	1,95	-
2	0,45	0,35	0,10	117,8	20,3	2,39	0,44
3	0,50	0,41	0,09	137,2	21,3	2,94	0,55
4	0,55	0,425	0,125	142,2	22,4	3,18	0,24
5	0,60	0,43	0,17	143,0	23,2	3,32	0,14

кую скорость, и время хода значительно сокращается. Точка перегиба кривой давления, соответствующая началу следующей волны, приходится на момент, в который камера пневмоударника отсекается от сети. В результате большая часть прямого хода совершается при пониженном давлении сжатого воздуха и, несмотря на высокое начальное давление в камере, среднее давление за время хода поршня получается сравнительно низким (см. таблицу).

На рис. 2 приведены экспериментальные данные, полученные путем замера параметров пневмоударных машин. На график нанесены средние значения параметров, найденные по четырем параллельным измерениям. Размах отклонений измеряемых величин не превышал 10 %, отклонение их среднего значения от математического ожидания было определено с доверительной вероятностью 0,95 в 1,7 %.

Приведенные данные позволяют сделать вывод, что волновые колебания давления могут достигать значительных величин и оказывать существенное влияние на частоту, энергию удара и мощность пневмоударной машины. Влияние волновых колебаний давления на рабочий цикл пневмоударника заметно снижается, если между камерой и воздухопроводом имеется демпфер, который гасит эти колебания.

Типичным демпфером является клапан при клапанном воздухораспределении, поэтому на импульсных диаграммах клапанных пневмоударных машин волновые колебания давления в камерах выражены слабо. Однако нужно заметить, что волновые колебания давления в системе не следует рассматривать как вредное явление. При частоте пневмоударной машины, приблизительно равной частоте волновых колебаний давления, первая волна давления, максимум которой выше сетевого давления, может распространиться на большую часть импульса прямого хода и позволит значительно повысить среднее давление в камере. Для расчета вероятной частоты волновых колебаний давления можно пользоваться следующей формулой [1]:

$$Z = \mu \cdot f \cdot [n \cdot p_0 \cdot \gamma_0 \cdot (2/(n+1))^{(n+1)/(n-1)}]^{0,5} / [4VC(p_0 - p_1)g],$$

где C – коэффициент, равный плотности энергоносителя при атмосферном давлении; μ – коэффициент расхода; f – коэффициент сопротивления потоку; n – показатель политропы; γ_0 – удельный вес энергоносителя при сетевом давлении; g – ускорение силы тяжести.

Формула выводится из уравнения секундного расхода при надкритическом истечении сжатого воздуха в камеру.

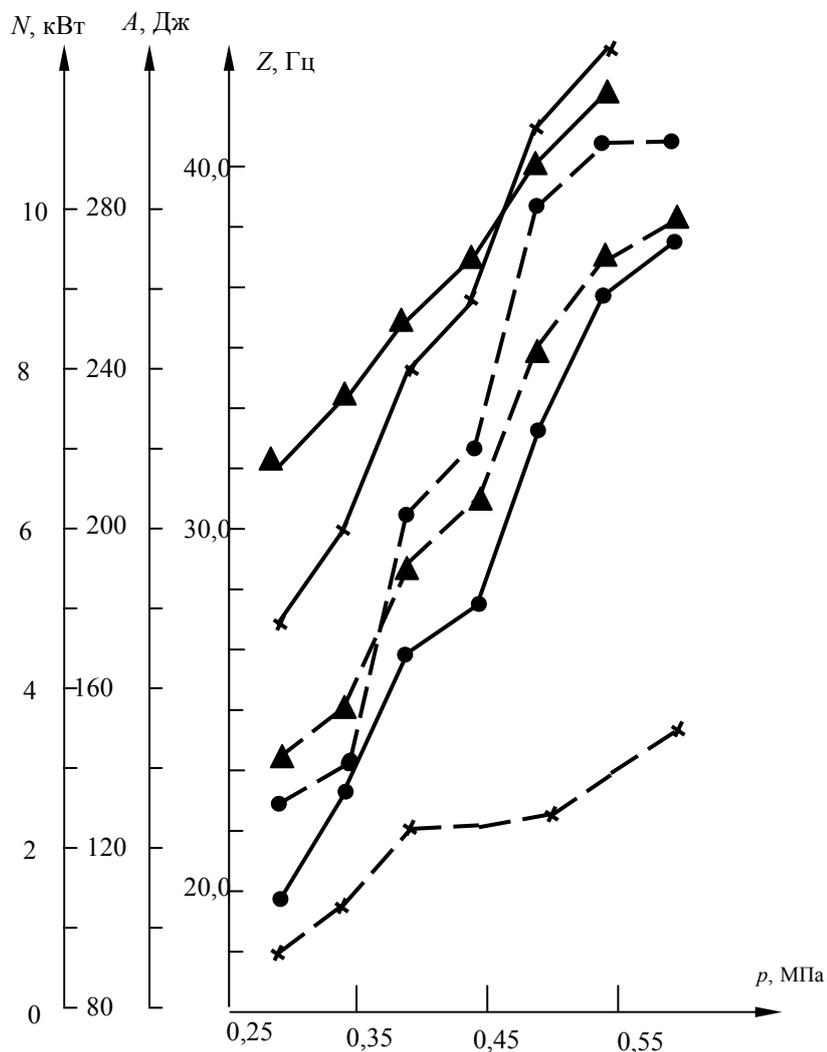


Рис. 2. Влияние волновых колебаний давления на частоту, энергию удара и мощность пневмоударной машины при изменении давления в сети:

— параметры выносной бурильной машины,
 --- параметры погружного пневмоударника:
 ▲ - мощность, ● энергия удара, ★ частота ударов

Экспериментальные исследования пневмоударников подтвердили правильность найденных выражений, поэтому они могут использоваться при проекторочных расчетах. Расчет скорости потока и значений коэффициентов μ и f произво-

дится по общеизвестным методикам. После изготовления опытных образцов пневмоударных машин параметры волновых колебаний давления должны быть уточнены во время доводочных работ. При этом должен применяться воздухо-

провод (материал, диаметр и длина), с которым пневмоударник будет использоваться в промышленности. Иначе значения частоты, энергии ударов и мощности пневмоударной машины, замеренные в лаборатории и получаемые в промышленных условиях, могут резко отличаться друг от друга. Аналогичное требование должно выполняться и по отношению к сетевому давлению. Пневмоударные машины доводятся, как правило, при оптимальном давлении, поэтому при давлении, большем или меньшем оптимального, резко снижаются относительные характеристики их параметров и коэффициент полезного использования сетевого давления.

Анализ результатов исследований показывает, что мощность, энергия удара и частота пневмоударных машин возрастают не прямо пропорционально повышению сетевого давления, а ступенями. Характер и размеры последних определяются амплитудой и частотой волновых колебаний давления, возникающих в камерах вследствие дискретного поступления сжатого воздуха в пневмоударник.

Для получения максимальной мощности при определенном сетевом давлении (при проектировании и доводке пневмоударных машин) необходимо учитывать параметры волновых колебаний давления в рабочих камерах.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Холзунов А.Г. Основы расчета пневматических приводов. – М.: Машиностроение, 1964.

Коротко об авторах

Фролов С.Г. – кандидат технических наук, профессор Уральский государственный горный университет.

ДИССЕРТАЦИИ

ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ

<i>Автор</i>	<i>Название работы</i>	<i>Специальность</i>	<i>Ученая степень</i>
БАЙКАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ			
ЭКОНОМИКИ И ПРАВА			
САЛТАНОВ Алексей Михайлович	Устойчивое развитие территории с интенсивной моноресурсной специализацией	08.00.05	к.э.н.



© П.И. ПахомовЮ, Т.Ю. Каплина,

УДК 622.271.656.13

*П.И. Пахомов, Т.Ю. Каплина***АВТОМАТИЧЕСКОЕ ВЗВЕШИВАНИЕ
ГОРНОЙ МАССЫ ПЕРЕВОЗИМОЙ КАРЬЕРНЫМ
АВТОТРАНСПОРТОМ**

Семинар № 20

Существуют различные способы взвешивания горной массы перевозимой карьерным автотранспортом, в том числе и автоматические. Предлагается способ взвешивания горной массы в движении карьерного автотранспорта. Этот способ является автоматическим и имеет ряд отличительных преимуществ по отношению к другим способам:

1. Автосамосвал не тратит время на остановку, а затем на разгон, чтобы произвести взвешивание, если это стационарный весовой пункт.

2. Снижается расход топлива.

3. Количество выхлопных газов уменьшается за счет равномерного движения автопоезда, что, в свою очередь, благотворно влияет на экологию.

4. При наличии встроенного весового датчика в верхние полости гидropодвесок автосамосвала БелАЗ – 548А [8], решается проблема перегруза автосамосвала, но точность взвешивания зависит от времени успокоения инерциального движения кузова автосамосвала.

Рассмотрим весоизмерительное устройство (В И У), которое позволяет произвести взвешивание горной массы перевозимой карьерным автотранспортом в движении.

Весовое измерительное устройство (ВИУ)

Для автоматического взвешивания горной массы предлагается установить на проезжей части дороги две весоизмерительные платформы. Проезжая с постоянной скоростью автосамосвал касается передними, а затем задними колесами весо-

измерительной платформы со встроенными датчиками. Конструкция платформы рассматривалась в [10]. Весовой датчик представляет собой магнитоупругий преобразователь. Магнитоупругий эффект, лежащий в основе принципа действия магнитоупругих преобразователей (МПУ), устанавливает функциональную зависимость между состоянием ферромагнитного материала и механическим напряжением в нем. Конструкции и электрические схемы магнитоупругих преобразователей разнообразны [15, 16].

Рассмотрим основные виды конструкций магнитоупругих преобразователей. На рис. 1 схематично показаны конструкции магнитопроводов преобразователей и их электрические схемы, применяемые для измерения усилий, [15].

На рис. 2 приведены три основных монолитных модуля магнитоанизотропных преобразователей, [16].

Магнитоупругие преобразователи (рис. 1), как дроссельные, так и трансформаторные имеют магнитопровод, шихтованный и обмотки (ω_1 – намагничивающая, ω_2 – измерительная).

Как правило, рассматриваемые преобразователи получают питания от источников с частотой 50 Гц. Для повышения метрологических параметров наиболее широкое применение получили дифференциально - трансформаторные схемы (рис. 1, в, г, д, е) включения двух измерительных обмоток. Конструкция, которая изображена на рис. 1, е, позволяет полу-

чить нулевой выходной сигнал при отсутствии нагрузки.

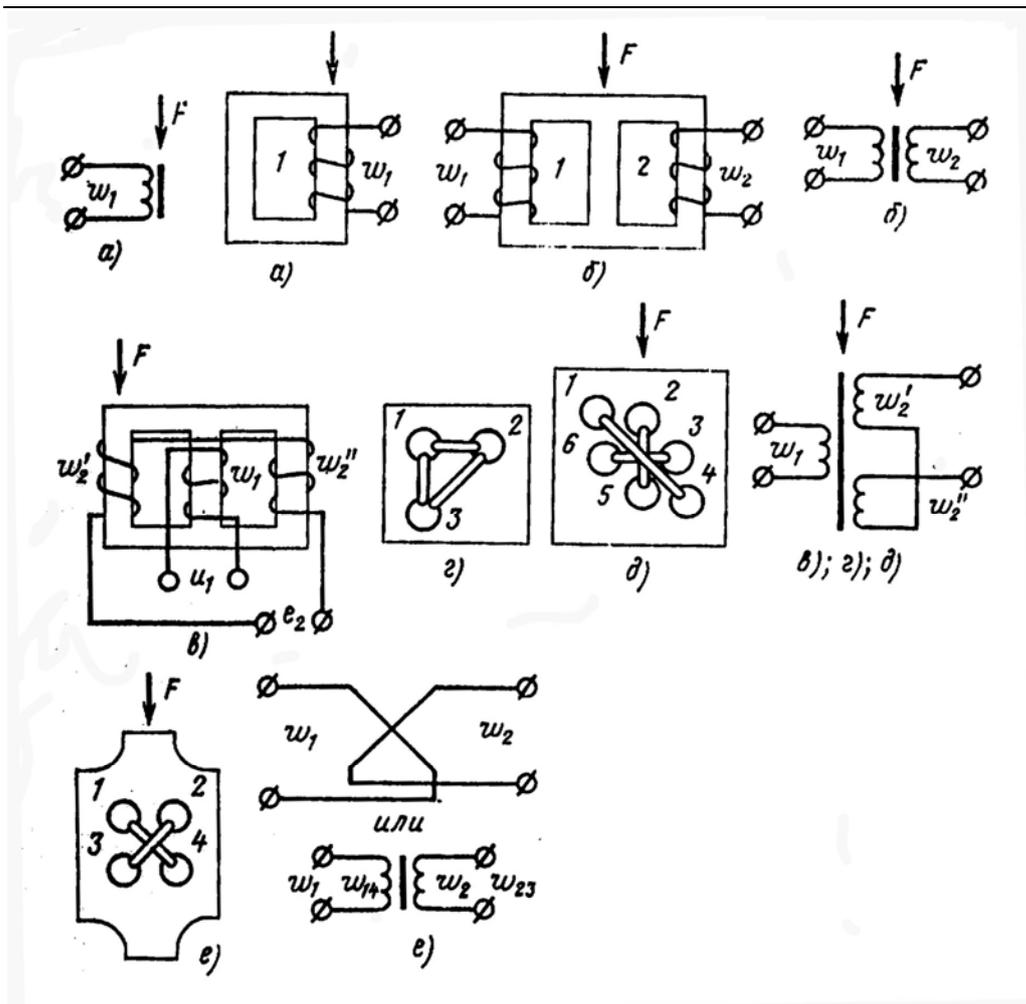


Рис. 1. Конструкции магнитоупругих преобразователей и их электрические схемы: а – дроссельные; б – трансформаторные; в, г, е – дифференциально - трансформаторные по схеме соединения обмоток; д - дифференциально - трансформаторные по характеру распределения магнитного потока (МУП); F – приложенное усилие, кН

Магнитонизотропные монолитные преобразователи (рис. 2) являются частным случаем общего класса магнитоупругих преобразователей и на их основе изготовлены и испытаны магнитоизотропные датчики усилий (МДУ) на 1 тс., 5 тс., 10 тс.
 (1 тс ≈ 10 кН, 5 тс ≈ 50 кН, 10 тс ≈ 100 кН)
 [13].

Преобразователь (рис. 3) с взаимно перпендикулярным расположением обмоток имеет меньшую погрешность от петли гистерезиса и меньшую температурную погрешность по сравнению с дроссельными (одно - обмоточными) и трансформаторными преобразователями [15, 16].

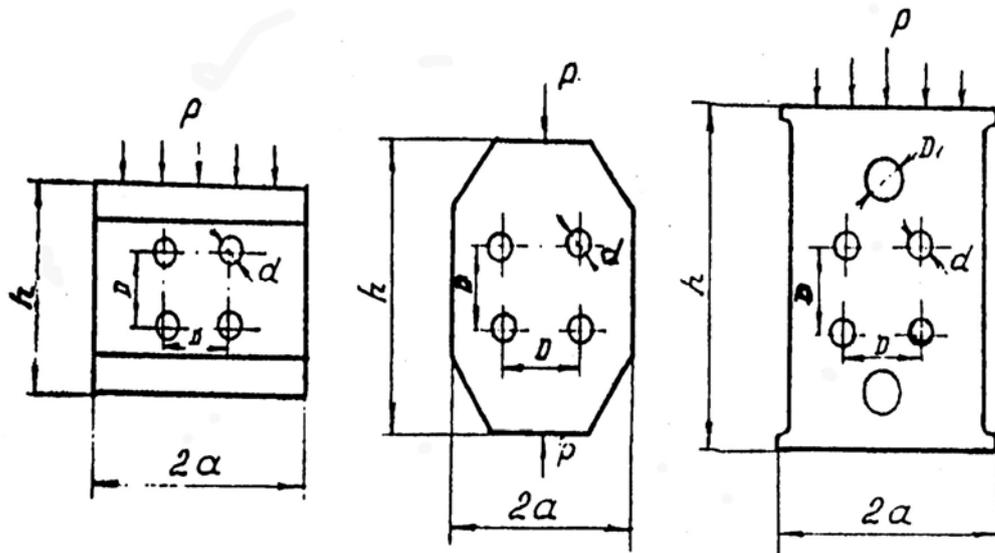


Рис. 2. Модули магнитоанизотропных монолитных преобразователей: а – модуль прямоугольный; б – модуль многогранный; в – модуль рельсообразный; Р – приложенная нагрузка, кг.

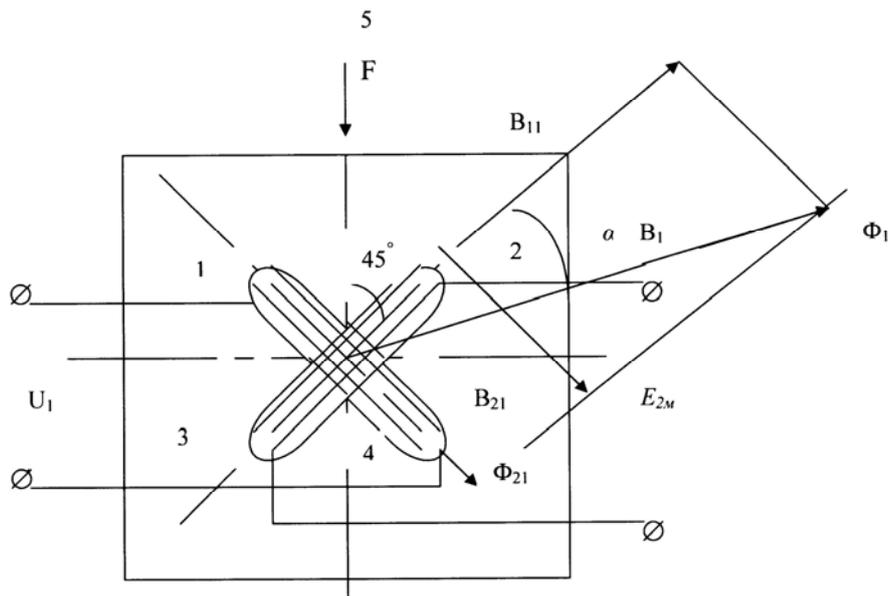


Рис. 3. Магнитоупругий преобразователь с взаимно перпендикулярными обмотками: U_1 – входное напряжение, В; E_{2M} – выходная ЭДС, В; B_1, B_{21} – входная, выходная магнитные индукции, Тл; Φ_1, Φ_{21} – входной, выходной магнитные потоки, Вб

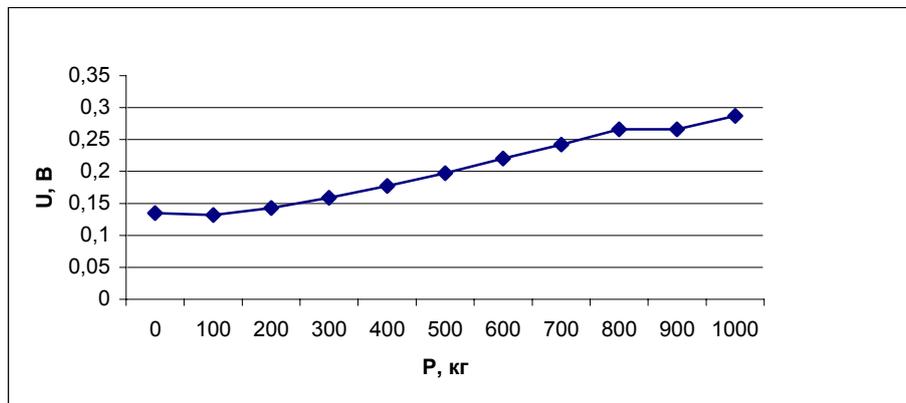


Рис. 4. Градуировочная характеристика МДУ на 1мс: $f = 50$ Гц; $\sim I = 2,25$. А; $\sim U_{\text{вх}} = 1,8$. В

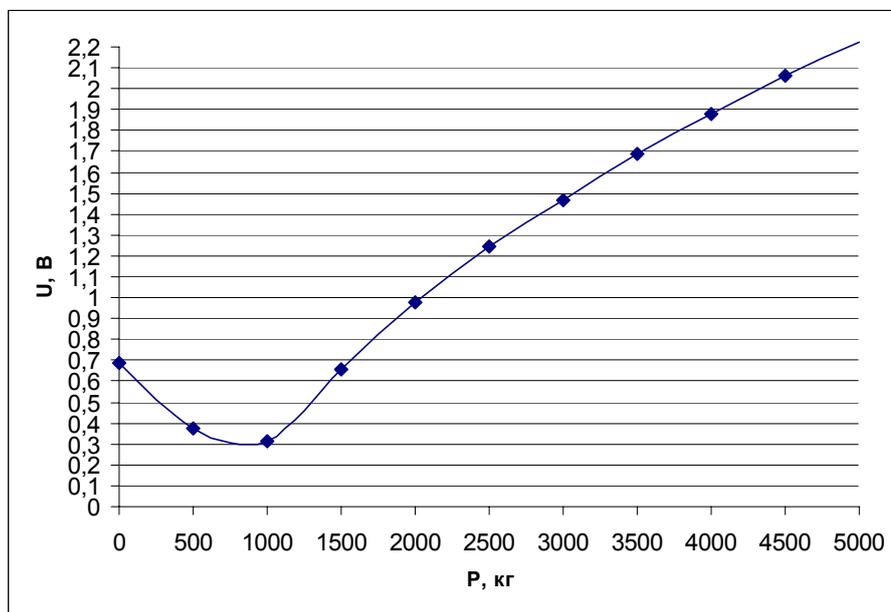


Рис. 5. Градуировочная характеристика МДУ на 5мс: $f = 50$ Гц; $\sim I = 2,25$. А; $\sim U_{\text{вх}} = 3,2$ В

На рис. 4-6 представлены экспериментальные градуировочные характеристики МДУ на 1 тс., 5 тс.. 10 тс. при частоте 50 Гц.

На рис. 7-9 показаны аналогичные характеристики, но уже при частоте 1000 Гц.

Сравнительный анализ графиков МДУ при частоте 50 Гц и при 1000 Гц, показы-

вает что, с увеличением частоты питающего напряжения выходная характеристика приближается к линейной [16]

$$U_{\text{вых.}} = f(P), \quad (1)$$

где $U_{\text{вых.}} = U_2$ - выходное напряжение преобразователя, В; P - приложенная нагрузка, кг.

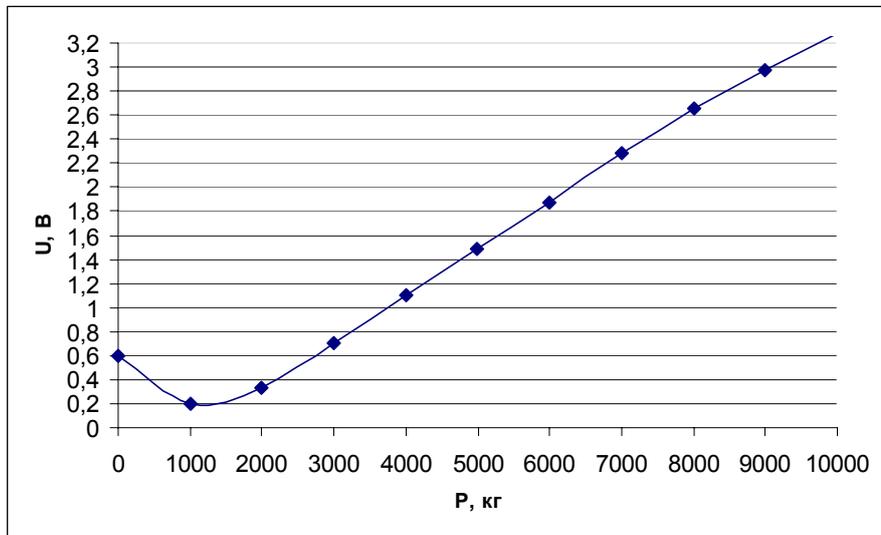


Рис. 6. Градуировочная характеристика МДУ на 10 мс: $f = 50$ Гц; $\sim I = 2,25$ А; $\sim U_{вх} = 4,3$ В

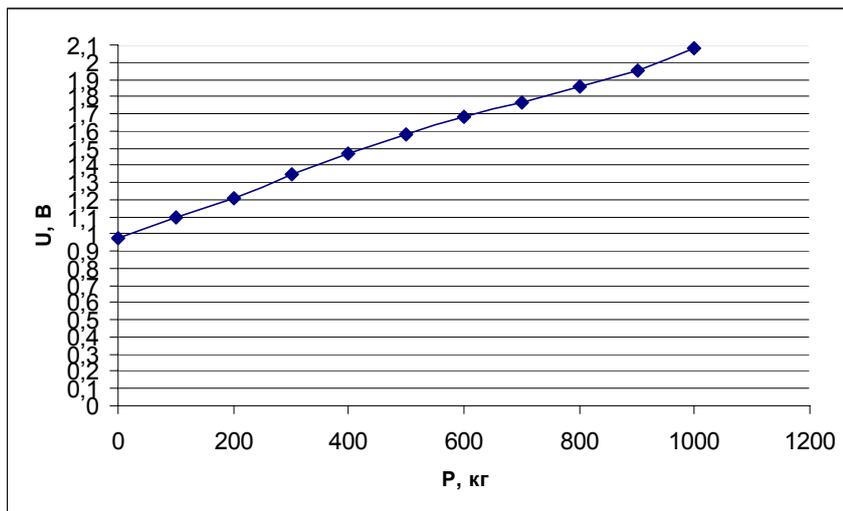


Рис. 7. Градуировочная характеристика МДУ на 1 мс: $f = 1000$ Гц; $\sim U_{вх} = 3,0$ В

При $P=0$, $U_{вх} = U_2 \neq 0$ (рис. 7-9), т. е. нагрузка на МДУ отсутствует, а выходной сигнал имеет определенное значение. Для того чтобы выходной сигнал отсутствовал, его требуется дополнительно компенсировать электронной схемой с ис-

пользованием операционного усилителя (типа К5442, УД 1А (Б), УД 2А (Б).), [13].

К преимуществам и недостаткам шихтованных магнитоупругих преобразователей (ШМП) и монолитных магнитоанізотропных преобразователей (МДУ), относятся:

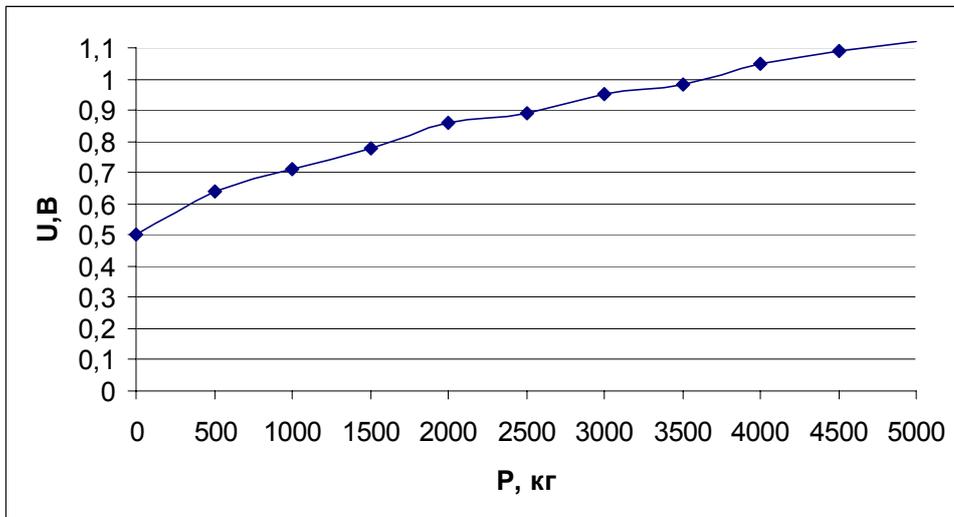


Рис. 8. Градуировочная характеристика МДУ на 5 мс: $f = 1000$ Гц; $\sim U_{вх} = 3,0$ В; $R_{вх} = 5$ Ом

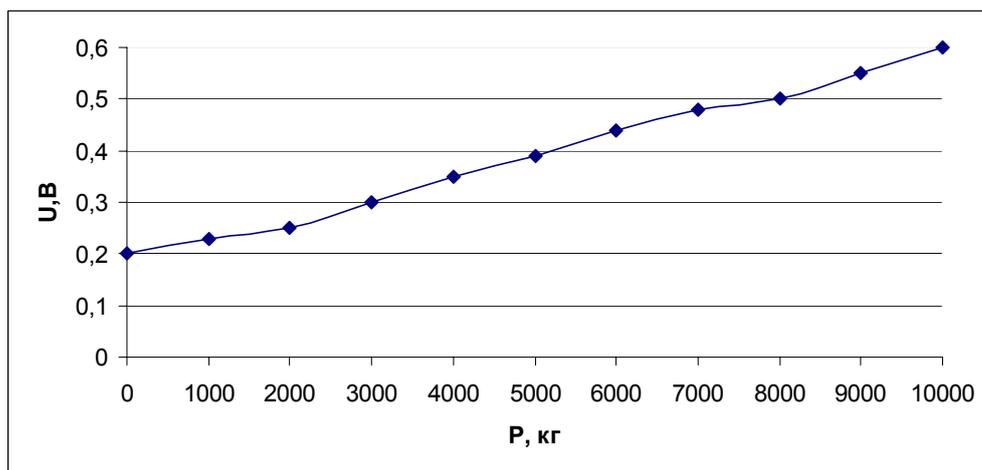


Рис. 9. Градуировочная характеристика МДУ на 10 мс: $f = 1000$ Гц; $\sim U_{вх} = 3,0$ В; $R_{вх} = 5$ Ом

- конструктивное отличие ШМП от МДУ;

- характеристика $U_{ввх} = f(P)$ при частоте 50 Гц для ШМП линейна, при $P=0$ и $U_{ввх} = 0$;

- характеристика $U_{ввх} = f(P)$ при частоте 50 Гц для МДУ не линейна;

- при увеличении частоты больше 50 Гц характеристика ШМП становится нелинейной, возрастает погрешность измерений из-за увеличения петли гистерезиса [9],

$$\Delta U_{ввх} = U_H - U_{сб}, \quad (2)$$

где $\Delta U_{ввх}$ - потери напряжения на петлю гистерезиса, В; U_H - напряжение при на-

грузке модуля преобразователя, В; $U_{сб}$ - напряжение при сбросе нагрузки, В.

- характеристика $U_{вых.} = f(P)$

МДУ нелинейная только при 50 Гц, а при 400 Гц и выше становится линейной, со смещением соответствующим началам координат.

Надежность магнитоанізатропного монолитного преобразователя определяется простотой его конструкции, малым числом достаточно надежных элементов содержащихся в этом преобразователе, и их способностью работать в сложных атмосферных условиях, а также при высоких значениях ударных нагрузок.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Белов К.П. Упругие, тепловые и электрические явления в ферромагнетиках. – М.: ГИТТЛ, 1957. – 427 с.
2. Бозорт Р. Ферромагнетизм. – М.: ИЛ, 1956. – 784с.
3. Васильев М.В. Транспортные процессы и оборудование на карьерах. – М.: «Недра», 1986. – 240 с.
4. Гинсбург В.Б. Магнитоупругие датчики. – М.: Энергия, 1970. – 72 с.
5. Голембо В.А. Схема магнитоупругих датчиков давлений с частотным выходом. – Киев, «Техника», 1969.
6. Головин Г.Н. Электронные усилители. – М: Радио и связь, 1983.
7. Горная энциклопедия т. 1 «Советская энциклопедия» /Под ред. Е. А. Козловский – М.: Недра, 1984.
8. Горный журнал № 11. – М: Недра, 1972.
9. Гуманюк Н.М. Магнитоупругие датчики в автоматике. – Киев: Техника, 1965. – 26 .
10. Единое образовательное пространство XXI века: Материалы международной научно-практической конференции, посвященной 10-летию КРСУ. /Отв. ред. В.И. Нифадьев. – Бишкек: Изд-во КРСУ, 2003. – 275 с.
11. Железородные карьеры. /Под ред. М. В. Васильев, К. В. Штукатуров, А. Ф. Ткачев – М.: Недра, 1989
12. Малинин П.М. Питание радиоаппаратуры от сети. - М.: Энергия, 1970.-120с.
13. Пахомов П.И. Расчет и исследование магнитоанізатропных преобразователей усилителей./Кыргызско-Российский Славянский университет. Методическое руководство к лабораторным и практическим работам. – Бишкек, 2000.
14. Столбун М.И. Магнитоупругий датчик для измерения усилий. //Электричество, 1964. - №1.
15. Твердин Л.М. и др. Автоматические устройства с магнитоупругими преобразователями.- М.: Машиностроение, 1974. – 96 с.
16. Шишкинский В.Н. Магнитоанізатропные монолитные силоизмерители. – М.: Машиностроение, 1982. – 80 с.

Коротко об авторах

Пахомов П.И. – член корр. ИАКР, доктор технических наук,
Каплина Т.Ю. – аспирантка.



УДК 622.002.05

Л.И. Андреева

**ФОРМЫ ОРГАНИЗАЦИИ И СОСТОЯНИЕ
РЕМОНТНОГО ПРОИЗВОДСТВА ГОРНОЙ
ТЕХНИКИ В РОССИИ**

Семинар № 20

Переориентация производства горнодобывающих предприятий (ГДП) на бизнес-деятельность требует новых подходов к организации производства, использованию отечественной и зарубежной техники, новых технологий. В этих условиях возросли масштабы, роль и значение технического обслуживания машин и оборудования, целевой функцией которого является поддержание техники в постоянной готовности к эксплуатации и в обеспечении высокой эффективности ее использования.

Известно, что в мировой экономике наряду с рынками товаров, капитала, рабочей силы существует рынок услуг. Рынок услуг представляет собой сложную систему, основной задачей которой является удовлетворение потребностей предприятий, организаций в услугах, в том числе технического характера – технический сервис.

Что представляет собой технический сервис? Специалисты, обслуживающие технику, используют этот термин, имея в виду набор или комплекс функций по оказанию услуг технического характера. Под высококачественным сервисом, понимается стандартизированный набор функций, характеризующих уровень деятельности конкретной службы, а стандарт качества заключается в гарантированном обеспечении фиксированных параметров работоспособности обслуживаемой техники.

Для менеджмента современных организаций качественный технический сервис рассматривается как обусловленная конкуренцией необходимость. Сервис на

производственном предприятии – это направление деятельности, принципиально ориентированное на максимально возможное удовлетворение потребностей производства на основе согласования целей и интересов (выгоды) всех вовлеченных в процесс оказания технической услуги субъектов. Эффективно управляя сервисной деятельностью, в том числе мотивацией вовлеченного в нее персонала, можно добиться такого уровня качества услуг, который будет восприниматься потребителем, эксплуатирующим технику, главной движущей силой его бизнес-деятельности.

С развитием индустрии услуг сервисная поддержка действующего оборудования приобретает в мировой практике самые разные формы: от предоставления стандартного пакета услуг до осуществления непрерывного сервиса.

Для горнодобывающей отрасли характерно широкое использование машин, оборудования, аппаратов, механизмов и инженерно-технических сооружений. В частности, на угольных разрезах эксплуатируются 1500 экскаваторов и 2500 карьерных автосамосвалов с балансовой стоимостью около 80 млрд. руб.¹

С учетом того, что практически все угольные предприятия находятся в руках собственника, интересна его оценка бизнес-деятельности своего предприятия (рис. 1).

¹ По данным на 2003г.

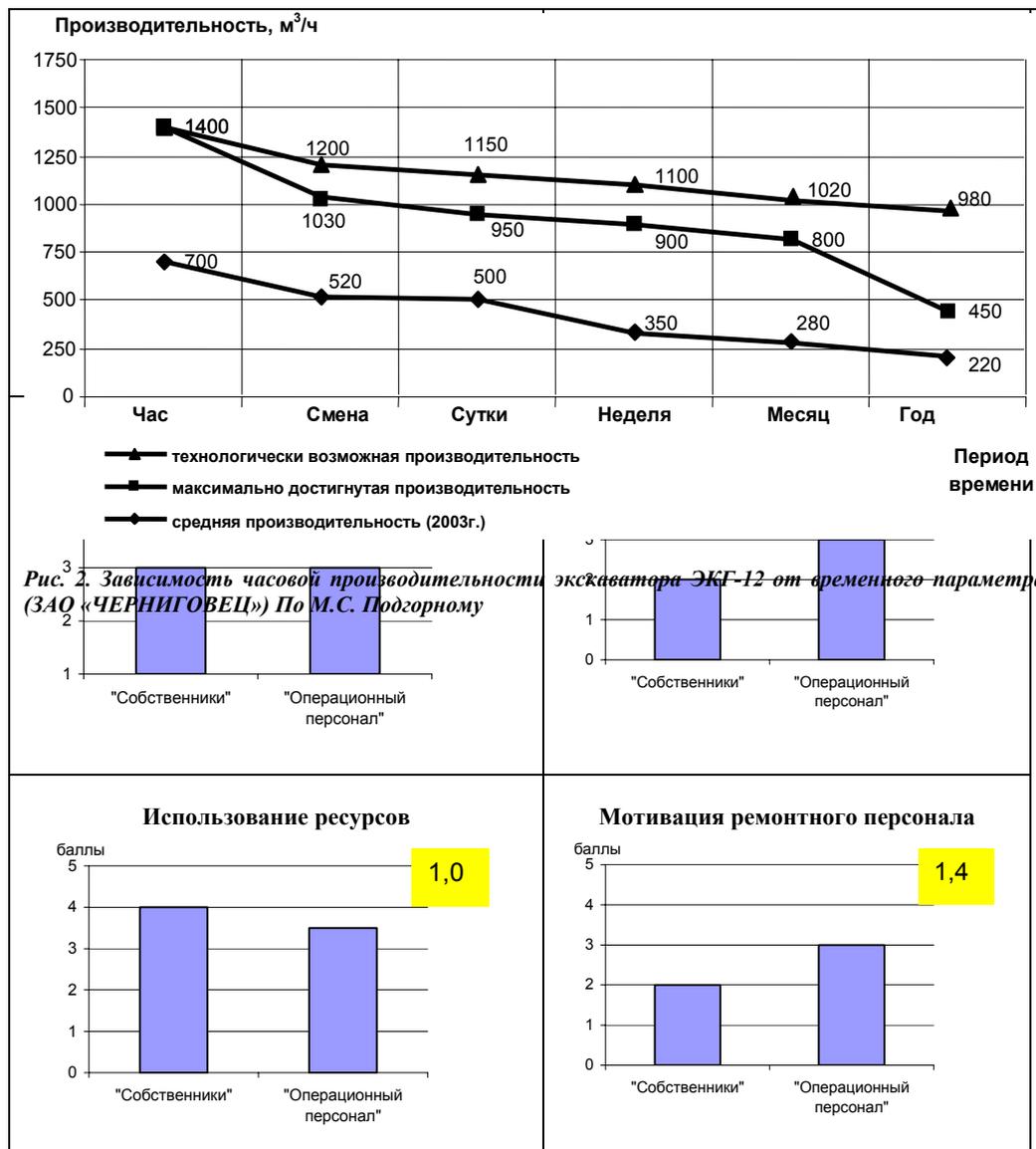


Рис. 1. Оценка качества управления горным бизнесом

Руководители и специалисты угледобывающих и рудных предприятий оценивают свою деятельность как удовлетворительную, а владелец оценивает управление по всем факторам как явно неудовлетворительное, а управление безопасностью, ремонтом и особенно эффективностью как

крайне неудовлетворительное, требующее немедленных, решительных и толковых изменений. Результат принципиального расхождения в оценке – острый конфликт между владельцем и менеджментом угольного бизнеса.

Ужесточение требований собственников горных предприятий основано на результатах деятельности своих предприятий. Непроизводительное время горно-транспортного оборудования при эксплуата-

ции, составляющее 2200-2900 ч от КВФ, низкое качество ремонтов, недоиспользование потенциала горной техники (рис. 2) приводит к снижению эффективности работы предприятия.

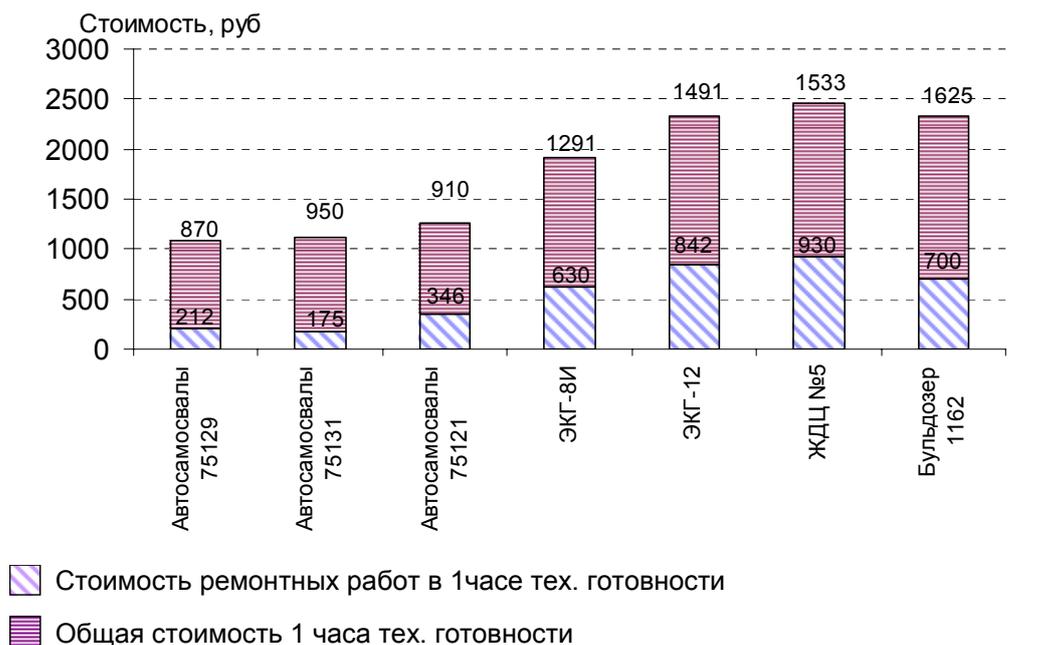


Рис.3. Стоимость 1 ч технической готовности технологических автомобилей «БелАЗ», локомотивов «ОПЭ I», тяжелых бульдозеров «САТ», экскаваторов ОАО «Междуречье» (2004г.)



Рис.4. Срок эксплуатации как объект управления экспертизы промышленной безопасности

Стоимость обслуживания горных машин значительно возросла в силу снижения его технического состояния (рис. 3).

Предприятия-потребители горных машин в условиях конкуренции и возрастания ценности ресурсов для собственников предприятий столкнулись с проблемой обеспечения экономически целесообразного уровня работоспособности оборудования, часть которого (75-80 %) составляет техника со сверхнормативным сроком службы и без остаточной балансовой стоимости.

При высокой изношенности эксплуатационного парка проблему повышения эффективности производства и обеспечения промышленной безопасности невозможно решить массовым обновлением пар-

ка технических устройств, необходим поиск резервов лучшего использования качественных характеристик эксплуатируемой техники, в том числе путем достижения безрисковой работы оборудования, относимого к числу опасных производственных объектов (ОПО).

В этой связи важным стратегическим направлением обеспечения конкурентоспособности отечественных предприятий является эффективное управление избыточной надежностью, которая неизбежно закладывается при единичном и мелкосерийном типах производства уникальных технических устройств большой единичной мощности (рис. 4).

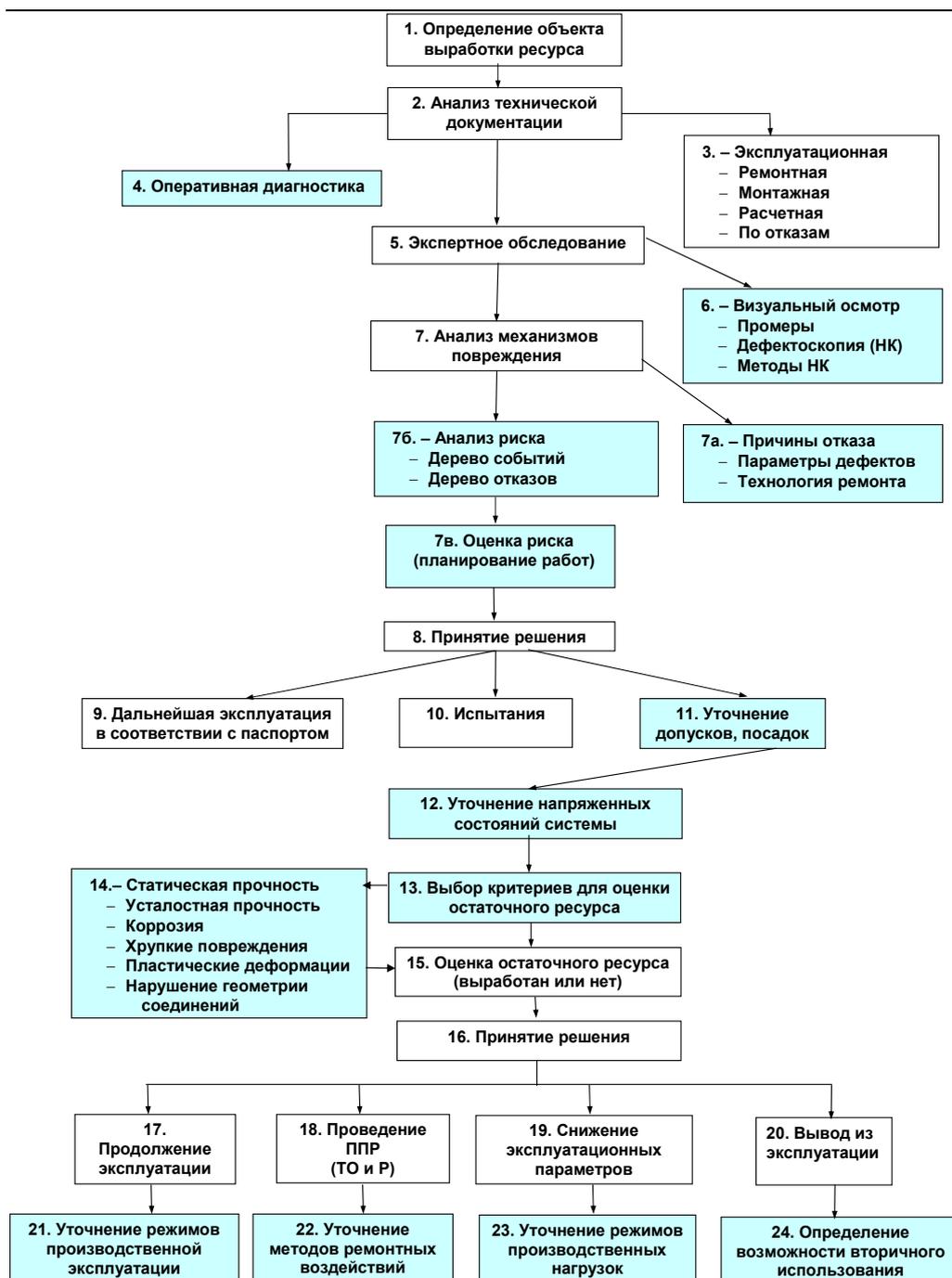


Рис. 5. Схема оценки остаточного ресурса горно-транспортного оборудования

В частности возрастает роль экспертизы промышленной безопасности (ЭПБ), позволяющей продлить нормативный срок эксплуатации оборудования, закладываемый при проектировании техники, а также внедрить прогрессивнее формы его ремонта.

В соответствии с Постановлением правительства №241 от 28.03.2001 и на основе РД 09-102-95 горное оборудование с истекшим сроком эксплуатации должно пройти техническое освидетельствование (рис. 5).

Вторичный рынок горно-транспортного оборудования также набирает обороты. Важнейшим сегментом рынка машиностроения является покупка и продажа подержанной техники – так называемый «вторичный рынок». Спрос на оборудование, бывшее в употреблении, увеличивается с конца 1998 года, и наметившаяся тенденция роста, по-видимому, сохранится еще очень долго.

Помимо этого, интересным является то, что в России в настоящее время формируются новые взаимоотношения между заводом-изготовителем и горным предприятием, эксплуатирующим технику, – предоставление комплекса услуг «Trade-in». Он подразумевает отгрузку экскаватора, прошедшего капитальный ремонт в адрес потребителя, его доставку на разрез и сборку на месте специалистами завода. Экскаватор проходит тестовую наработку в забое при полном режиме нагрузки в течение 72 часов. Заказчик имеет возможность убедиться в полной технической исправности всех его узлов и агрегатов. Демонтаж экскаватора заказчика начинается только после подписания акта сдачи приемки на поставленную заводом технику. Причем демонтированный экскаватор отправляется на «ЗГМ» в зачет стоимости приобретенного оборудования. Потребителям подобное предложение крайне выгодно. С одной стороны, производственный процесс остается непрерывным. С другой стороны, потребитель получает на 90 % новый ЭКГ, а расплачивается за него

техникой, уже отжившей свой век, при этом деньгами он платит только за сам капитальный ремонт.

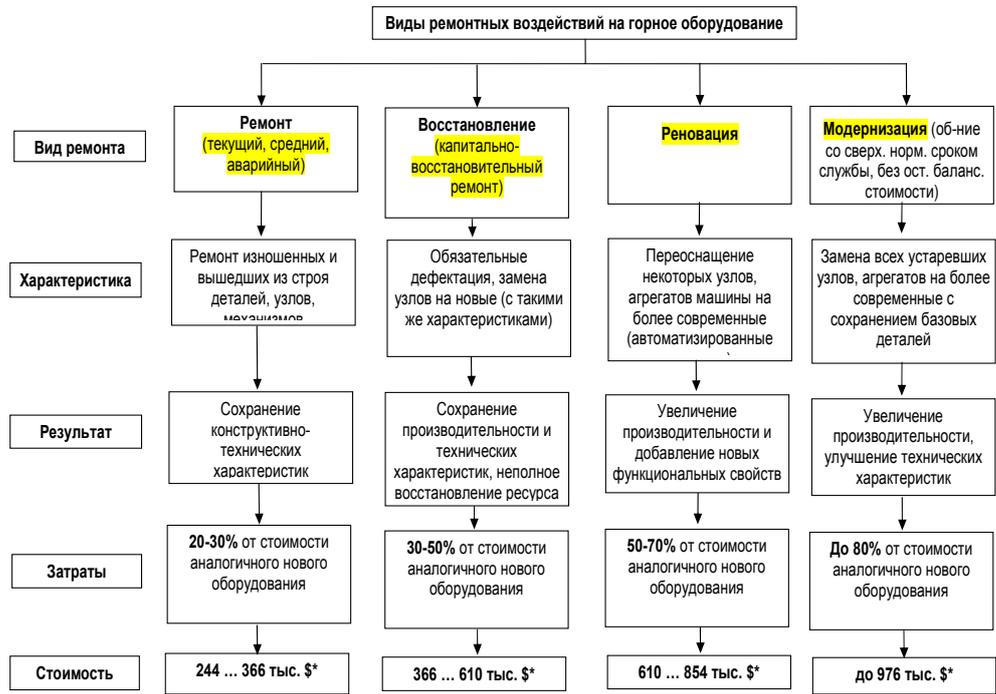
По достижению срока эксплуатации, установленного в нормативной, конструкторской и эксплуатационной документации, стандартах, правилах безопасности, решения относительно дальнейшей эксплуатации оборудования и сооружений принимаются на основе результатов работ по определению возможности продления срока службы - технической диагностики оборудования по фактическому состоянию.

Из анализа теории надежности следует, что продления срока эксплуатации, т.е. восстановление оборудования до состояния, удовлетворяющие первоначальным требованиям безопасности, закладываемым при его создании, технически всегда возможно, но необходимо учитывать экономическую составляющую этого процесса. В частности затраты на доведение оборудования до нормативных требований (рис. 6).

Использование резерва надежности оборудования для продления срока его эксплуатации является частью мероприятий по техническому перевооружению предприятий и формированию на базе ремонтной службы предприятия службы технического сервиса горно-транспортного оборудования.

Возрастание значения технического сервиса горно-транспортного оборудования обусловлено следующими устойчивыми объективными тенденциями:

- усложнением техники и оборудования и вследствие этого появления дополнительных требований к квалификации кадров, ее эксплуатирующих, к качеству проведения ремонтных и обслуживающих работ;
- быстрым моральным старением оборудования, вызванного ускорением научно-технического прогресса, которое приводит к необходимости выполнения «принудительной» модернизации и реновации;



*Расчет стоимости видов ремонта на примере экскаватора ЭКГ-8И:
Стоимость одного килограмма конструктивной массы машины на 2003 г. составляет 3,5 ... 3,8 \$ (без противовеса и рабочей жидкости).
Масса экскаватора - 335 тыс. кг, следовательно, стоимость машины составляет 1170 ... 1275 тыс. \$.
Исходя из этого, стоимость видов ремонта составляет:

Рис. 6. Стоимость ремонта в зависимости от вида ремонтных воздействий

- повышение требований к качеству оборудования вследствие изменений в отношениях между потребителем и производителем;
- эффективность продаж техники формируется не разовой покупкой оборудования, а формированием и поддержанием потребности приобретения оборудования устойчивой в будущем.

Техническим сервисом как сферой деятельности могут заниматься заводы-изготовители техники, предприятия-потребители техники, рудоремонтные заводы, фирмы, специализирующиеся на диагностике технического состояния машин.

Практика показала, что развитие технического сервиса становится важным критерием успешного бизнеса. Горнодобывающее предприятие как потребитель

становится более требовательным к качеству предоставляемых услуг, и определяют их номенклатуру в соответствии со своими потребностями.

В последние годы в условиях стабилизации экономики страны, с приходом нового поколения менеджеров, стали заметны сдвиги в сервисной политике многих горнодобывающих предприятий. Сталкиваясь с жесткой конкуренцией со стороны иностранных фирм, они активно проводят реструктуризацию, продавая активы, ненужные для деловой деятельности, и передавая на сторону часть управленческих и производственных функций: аудит финансовой деятельности, информационное обеспечение, маркетинг, технический сервис.

В связи с этим, востребованной становится идея аутсорсинга. Аутсорсинг – это передача сторонней компании некоторых бизнес-функций или производственных процессов, которые ранее выполнялись на предприятии. Суть аутсорсинга сводится к концентрации всех ресурсов на ключевом виде деятельности, остальные передаются надежному и профессиональному партнеру.

Услуги аутсорсинга популярны во всем мире и получили широкое распространение в различных сферах деятельности, например, таких, как информационные технологии, финансы, юридическое обеспечение, производственные процессы. Мировой рынок аутсорсинга уже превысил 500 млрд. долларов и продолжает расти. По прогнозам экспертов, к 2008 году его объем достигнет 780 млрд. долларов.

Исследования, проведенные специалистами по итогам реализации проектов аутсорсинга, показали следующие положительные результаты:

- снижение издержек производства до 50 %;
- повышение конкурентоспособности продукции до 17 %;
- ускорение роста доходов до 7 %;
- высвобождение ресурсов до 6 %.

Кроме того, имеются аргументы «против» аутсорсинга:

- процесс передачи функций технического сервиса может занять много времени в силу неразвитости отечественного рынка услуг и законодательства, а также высокой степени консервативности управленческих структур и преобладания неэкономических отношений;
- опасность «зависимости» от производителя технических услуг в силу юридически неграмотно оформленных договорных обязательств;

На данный момент нет оснований для того, чтобы утверждать какие аргументы преобладают при принятии решений относительно аутсорсинга. В зарубежной практике основными критериями перехода к

аутсорсингу являются стратегическая позиция компании и ее конкурентное преимущество.

Технический сервис как услуга может предоставляться заводом-изготовителем горной техники (фирменный сервис); предприятием, эксплуатирующим технику (внутрифирменный сервис на базе ремонтного производства); специализированными сервисными организациями.

Иностранцы поставщики горного оборудования, такие как: P&H MinePro Services – группы Harnischfeger Industries, Comatsu, Caterpillar, Marion, традиционно обладают большим опытом предоставления технической поддержки. Они, как правило, давно работают на территории России и обладают хорошим знанием российского рынка; располагают достаточным штатом специалистов, прошедших соответствующее обучение и обладающих высокой квалификацией в области оказания локальной технической поддержки. Техническая поддержка горных машин осуществляется через сеть авторизованных сервис-центров.

Формирование внутрифирменного сервиса на базе ремонтного производства предприятия, эксплуатирующего технику, требует изменения отношений внутри энерго-механической службы и ее с другими структурными подразделениями предприятия.

В завершение отмечу, что рынок технических услуг для горного оборудования находится в стадии формирования, когда владельцы предприятия и его специалисты определяются с формой организации технического сервиса (фирменный, внутрифирменный или на основе аутсорсинга). Предприятиям с высоким уровнем механизации производства надо решать: развивать собственную сервисную инфраструктуру или нет?

Новейшая техника на ГДП в ближайшем будущем не будет рассматриваться как ключевое конкурентное преимущество

во. В силу этого выигрывает тот, кто первым определится в выборе сервисной стратегии обеспечения работоспособности эксплуатируемой техники, которая будет уникальна для каждого предприятия.

Переход к системе обслуживания технологического оборудования на основе реализации сервисной стратегии требует преодоления важного барьера, которым является принятая на предприятии систе-

ма ППР, обезличивающая отношения между ремонтным и горным производствами. Чтобы это изменить, нужно отойти от традиционных моделей ведения дел, что очень непросто, а времени на долгую реорганизацию нет. Поэтому необходимо постоянно экспериментировать, совершенствовать рабочие процессы и методы управления ими.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. *Андреева Л.И.* Методы формирования технического сервиса горно-транспортного оборудования на горнодобывающем предприятии. – Челябинск: НТЦ-НИИОГР, 2004. – 210 с.

2. *Андреева Л.И.* Формирование системы обслуживания горной техники как самостоятельного бизнеса// Горные машины и автоматика. – 2004. - №4.

3. *Андреева Л.И.* О системе внутрифирменного технического сервиса горно-тран-

спортного оборудования// Горные машины и автоматика. – 2004. - №10.

4. *Методическое* положение о планово-предупредительных ремонтах горного оборудования для открытых горных работ на основе технической диагностики/ Л.И. Андреева, О.В. Поскотинов, И.В. Стрелкова и др.; НТЦ-НИИОГР. – Челябинск, 2002. – 56 с.

Коротко об авторах

Андреева Л.И. – доктор технических наук, зав. отделом технологии и организации ремонта горно-транспортного оборудования ОАО НТЦ-НИИОГР, г. Челябинск.

ДИССЕРТАЦИИ

ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ

Автор	Название работы	Специальность	Ученая степень
КУЗБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ			
ПУТЯТИН Алексей Николаевич	Оценка долговечности металлоконструкций шагающих экскаваторов при разработке взорванных пород на резервах Кузбасса	05.05.06	к.т.н.