

боток разработаны требования по созданию металлических консольных верхняков.

2. Предложены конструкции металлических консольных верхняков, проведены их лабораторные и промышленные испытания. Выдвижные консольные верхняки рекомендованы к серийному выпуску.

3. Для снижения травматизма от обвалов и обрушений на концевых участках очистных выработок рекомендуется применение консольных выдвижных и фрикционных верхняков, для чего необходимо организовать их серийное производство и поставку шахтам.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кузьменко Н.С. Промышленные испытания экспериментальной партии верхняков ВВ-30// Горные машины и автоматика.-М.: ЦНИЭИуголь – 1982. - №1. – С. 3-6.
2. Пугаченко А.Н., Наружный Б.М., Кузьменко Н.С. Об испытании верхняков для стоек повышенного сопротивления// Уголь Украины. – 1982. - №7. – С. 8-9.
3. Худяков А.Н., Кузьменко Н.С. Вероятностная оценка обрушений пород кровли на участках изгиба конвейера// Уголь Украины. – 1979. - №12. – С. 12-13.
4. Управление горным давлением при разработке угольных пластов./ Аносов О.С., Кузьменко Н.С., Кудравец Г.В., Шаповал Н.А., Воскобоев Ф.Н. – Донецк: Донбасс, 1990. – 304 с.
5. Кузьменко Н.С. Безопасность и надежность поддержания кровли в лавах с индивидуальной крепью// Способы и средства создания безопасных и здоровых условий труда в угольных шахтах: Сб. научн. тр./ МакНИИ.-Макеевка. – 2005. – С. 106-110.

УДК 622.685: 531.8

Асс. С.Д. Приходченко (НГУ)

ЗАВИСИМОСТЬ СПЕКТРА ПОТРЕБЛЯЕМОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ НАСОСА ОТ ФИЗИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ МЕХАНИЗМА

У статті доведено залежність спектру споживаємої потужності електродвигуна насосу від фізичних параметрів механізму. Доведено транзитивність перетворення методів віброакустичної діагностики в методи енергодіагностики.

DEPENDENCE OF PUMP ELECTRIC MOTOR POWER CONSUMPTION SPECTRUM ON PHYSICAL PARAMETERS OF THE MECHANISM

In article dependence of the electric motor power consumption spectrum on physical parameters of the pump is proved. It is proved transitivity of transformation of methods of vibration-acoustic diagnostics in methods energy power diagnostics.

В настоящее время, в условиях постоянного удорожания энергоносителей, на любом производстве возникает проблема снижения энергозатрат. Такая экономия возможна путем внедрения новых более экономичных агрегатов, или путем установки на агрегаты старого образца систем, повышающих экономичность. В большой мере вышесказанное относится к горнометаллургическому производству, которое в Украине в 2001 году потребляло 29,9% всей электроэнергии потребляемой внутри страны [1].

Как показано в работе [2], от 40% до 70% себестоимости переработки ми-

нерального сырья приходится на системы транспортирования предприятий горно-обогатительной отрасли. Таким образом, задача снижения энергозатрат при транспортировании материалов внутри предприятия является одной из наиболее важных задач современного горно-обогатительного предприятия в частности, и Украины в целом.

Мониторинг эксплуатационных характеристик насосов[3] способен дать экономию потребляемой энергии от 9 до 21%, где верхний предел обусловлен конструктивными доработками насосных механизмов, а нижний – обусловлен своевременным и полным обслуживанием насосных агрегатов.

Основными направлениями повышения КПД насосного оборудования являются [3]:

1. Разработка новых конструкций насосов, оптимизированных под транспортируемую жидкость.
2. Выбор системы оптимальных режимов работы насосов, дающих наименьшие затраты электроэнергии.
3. Применение регулируемого привода двигателей насосов.
4. Улучшение обработки покрытий рабочих областей насосов.
5. Совершенствование системы обслуживания и ремонта насосов.
6. Сочетания вышеперечисленных методов.

Применительно к ситуации, сложившейся на большинстве горно-обогатительных комбинатов (наличие большого количества неавтоматизированных и не выработавших ресурс насосов), направление автоматизации насосов систем гидротранспорта являются наиболее энергетически и экономически оправданным.

Основными направлениями диагностики и управления производственным гидротранспортом на сегодняшний день являются [4]:

1. Управление гидротранспортом на основе контроля рабочих процессов двигателя гидротранспортного насоса;
2. Управление гидротранспортом в зависимости от смежных технологических комплексов;
3. Управление гидротранспортом в зависимости от контроля виброакустических параметров.

Однако, как показал проведенный анализ литературы [4-8], в промышленном использовании для управления системами гидротранспорта в настоящее время применяются методы на основе контроля виброакустических параметров и управление гидротранспортом в зависимости от смежных технологических комплексов.

Методы ваттmetroграфической диагностики, начало разработки которых пришлось на 1960-е годы [9], в то время не приобрели распространенности по причине низкой точности диагностики и необходимости использования быстродействующего вычислительного оборудования, недоступного в то время. Однако в настоящее время, когда теория контроля за состоянием насосных агрегатов по параметрам виброакустической диагностики приобрела необходимую точность, а вычислительное оборудование необходимой мощности

стало широко доступным, имеет смысл совершенствование метода ваттметрографической диагностики в аспекте применения методов контроля виброакустической диагностики в ваттметрографической диагностике, иначе называемой энергетической диагностикой.

Основной предпосылкой технологий энергетической диагностики электромеханических агрегатов является положение о возможности разработки и практической реализации методов выделения и оценки информативных параметров технического состояния диагностируемого объекта по характеристикам энергопотребления данного объекта [10]. Поскольку датчики, характеризующие энергопотребление электрических двигателей, имеют гораздо более широкое распространение, нежели датчики иных сигналов, то применение системы контроля энергетических данных будет связано с меньшими затратами на разработку и внедрение такой системы.

В настоящее время публикации по вопросу энергодиагностики не столь распространены, как исследования методов контроля горных агрегатов средствами виброакустической диагностики. Поэтому было бы желательно перенести современные методы контроля виброакустической диагностики на основу методов энергодиагностики. Так, основываясь на работах [5, 6] можно применить методы диагностики и контроля деталей насоса, заключающиеся в контроле определенных частей спектра вибрационных сигналов. Применяв результаты работы [7], можно уменьшить вибрацию гидродинамического происхождения за счет предложенного в ней метода контроля и управления; а применив результаты работы [8], можно добиться своевременного оповещения о возможных неполадках в механизме центробежного насоса системы гидротранспорта, что приведет к сокращению времени простоев оборудования из-за ремонтных работ.

Причиной возникновения вибраций являются возмущающие силы, которые возникают при работе машин. Их источниками могут быть движущиеся возвратно-поступательные детали, в поршневых двигателях, компрессорах, виброуплотнителях бетонных и асфальтобетонных смесей, пневматических молотах и других виброинструментах и машинах. Возмущающие силы возникают также при вращении неуравновешенных масс, например, роторов электрических машин, паровых и газовых турбин, а также при вращении любых деталей, в которых может появиться дисбаланс или из-за неточности изготовления, или из-за конструктивных особенностей машины.

Причиной возникновения вибраций являются возмущающие силы, которые возникают при работе машин. Их источниками могут быть движущиеся возвратно-поступательные детали, например, в поршневых двигателях, компрессорах, виброуплотнителях бетонных и асфальтобетонных смесей, пневматических молотах и других виброинструментах и машинах. Возмущающие силы возникают также при вращении неуравновешенных масс: роторов электрических машин, паровых и газовых турбин, а также при вращении любых деталей, в которых может появиться дисбаланс или из-за неточности изготовления, или из-за конструктивных особенностей машины.

Частота вынужденных колебаний гидротранспортной системы определяется частотой возмущающей силы. Если возмущающая сила возникает из-за вращения неуравновешенной массы с угловой скоростью ω , то частота вынужденных колебаний равна ω , при этом вибрационное смещение агрегата изменяется по гармоническому закону $y = y_m \sin \omega t$, где y - смещение агрегата, м; y_m - амплитуда смещения, м; ω - частота вынужденных колебаний, Гц; t - время, с.

Амплитуда колебаний системы в установившемся режиме

$$Y_m = \frac{1F_m}{1 - (\omega/p)^2 C} = \frac{\mu F_m}{C} \quad (1)$$

где F_m - амплитуда возмущающей силы; μ - коэффициент передачи (отношение силы, передающейся через пружины на основание, к амплитуде возмущающей силы); C - жесткость амортизаторов; p - собственная частота колебаний; ω - угловая скорость вращения.

Собственная частота колебаний определяется по формуле

$$p = \sqrt{\frac{C(m_1 + m_2)}{m_1 m_2}} \quad (2)$$

где m_1 - масса отдельного узла, m_2 - масса всего агрегата в целом.

Физической основой метода энергодиагностики является закон сохранения энергии. Так, можно доказать, что затраченная электродвигателем горного агрегата мощность полностью коррелирует с вибрацией, созданной механической частью этого агрегата. Рассматривая это положение, примем для простоты систему, состоящую из тела A массой m , закрепленного на невесомой и негибкой оси длиной l , перпендикулярно оси вращения электродвигателя O . Такая система будет генерировать механическую вибрацию с частотой, равной частоте вращения тела вокруг оси O . Рассчитаем зависимость затрачиваемой электроэнергии от физических параметров механизма.

По закону сохранения энергии $P_э = N_m / \eta$, где $P_э$ - затраченная электрическая мощность, N_m - затраченная механическая мощность, η - КПД двигателя.

Как известно, угловая скорость $\omega = \frac{\varphi}{t}$. Тогда, угловое расстояние $\varphi = \omega \cdot t$. При отклонении оси l (ОА) (рис. 1), сила, устремляющая тело массой m в точку равновесия будет равна $F_1 = mg \cos(\alpha)$. Изменение α во времени $\alpha = \omega \cdot t + \psi$, где ψ - начальный угол отклонения тела m от оси ОУ.

Момент вращения тела массой m

$$M = F_1 l = mgl \cos(\omega \cdot t + \psi) \quad (3)$$

При этом, чтобы тело вращалось в нужном направлении, сила F (рис. 1б) должна быть больше, чем сила F_1 .

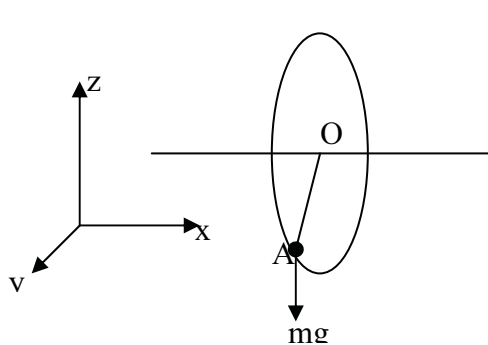


Рис. 1а. Вид системы в трехмерном пространстве.

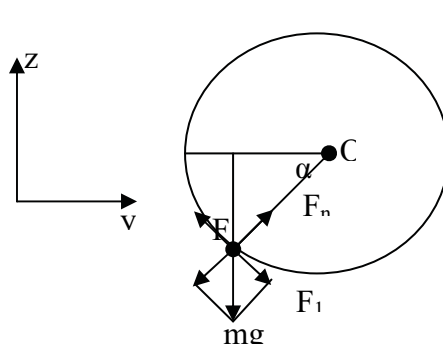


Рис. 1б. Вид системы сбоку.

Работа по перемещению тела по окружности

$$A = M\varphi \quad (4)$$

Мощность, затрачиваемая на передвижение тела

$$N = A/t \quad (5)$$

Исходя из (3-4), работа, выраженная через вышеперечисленные переменные равна

$$A = M\varphi = M\omega \cdot t = mgl \cos(\omega \cdot t + \varphi)\omega \cdot t \quad (6)$$

Следовательно, механическая мощность, затрачиваемая на вращение тела массой m

$$N_m = mgl \cos(\omega \cdot t + \varphi)\omega \quad (7)$$

Отсюда электрическая мощность, затрачиваемая на вращение тела массой m

$$P_e = \frac{mgl \cos(\omega \cdot t + \varphi)\omega}{\eta} \quad (8)$$

Используя такие свойства преобразования Фурье [11], как свойство линейности, свойство сдвига сигнала во времени и свойство подобия, легко доказать полную идентичность спектров сигнала вибрации и сигнала, снимаемого с ваттметра электродвигателя центробежного насоса системы гидротранспорта.

Отсюда очевидно, что затраченная электродвигателем агрегата мощность полностью коррелирует с созданной механической частью этого агрегата вибрацией, что подтверждает полную совместимость и транзитивность преобразования методов виброакустического контроля в методы контроля по элек-

троэнергетическим параметрам.

Модель в данном примере была упрощена для простоты доказательства зависимости спектра потребляемой мощности электродвигателя насоса от физических параметров механизма. В реальных условиях необходимы внесения дополнительных, уточняющих модель конкретного горного агрегата, корректив, как, например, для барабанной мельницы [12].

Необходимо учитывать тот факт, что в процессе эксплуатации любого горного агрегата, в том числе и шламового насоса, происходит износ деталей механизма, приводящих если не к выходу из строя, то к изменению физических параметров объекта. Например, в результате стирания вала привода может измениться его центр масс, что приведет к изменению характера вибрации. Поэтому необходимо вносить надлежащие коррективы в существующую модель объекта по мере работы горного агрегата.

Исходя из вышесказанного, зная основные конструктивные параметры изучаемого агрегата, можно определить основные составляющие спектра мгновенной мощности. Так, зная соотношение диаметров вала двигателя и роликов подшипников качения, можно определить частоту вращения этих роликов. Частота эта, как показано выше, отобразится на спектре величиной, равной отношению диаметра вала к диаметру ролика. При наличии в системе некоей зубчатой передачи в спектр обязательно войдут частоты, являющиеся производной от сцепления-расцепления зубцов шестерней данной передачи. Так, например, в работе [13] показано влияние несоосности валов горного агрегата на расход потребляемой электроэнергии и затраты электроэнергии на вращение соединительной межваловой муфты, что доказывает правильность вышеизложенного.

Таким образом, можно считать доказанным тот факт, что методы вибродиагностики, применяемые в настоящее время в промышленности, полностью совместимы с методами энергодиагностики. Это дает возможность значительно упростить существующие системы контроля за состоянием горных агрегатов путем внедрения методов энергодиагностики, используя при этом существующие контрольные приборы (такие как вольтметры и амперметры), и не используя при этом специальных систем контроля вибрационных сигналов.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Сайт Энерго.Net – <http://energo.net.ua>
2. Кириченко Е. А., Чеберячко И.М., Шворак В.Г., Евтеев В.В. Определение проектных параметров гидротранспортной установки на базе экономико-математической модели. // Геотехнічна механіка №62: міжвід. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ: ІГТМ.- 2005. – С. 238-246.
3. Кутуков С.Е., Титов А.Я. Перспективы индивидуального мониторинга насосных агрегатов в системе магистрального транспорта нефти. // Нефтегазовое дело. <http://www.ogbus.ru/>
4. Зікратий С.В. Розробка методу діагностування заглибних електроустановок для видобутку нафти. Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.11.13. Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. - Івано-Франківськ., 2002. – 22 с.
5. Филимонов О.В. Разработка методов и технических средств контроля соосности валов по результатам вибродиагностики насосных агрегатов: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.13. Уфимский гос. нефтяной техн. университет. – Уфа., 2002 – 24 с.
6. Нафиков А.Ф. Выявление дефектов подшипников качения с использованием метода фазовых портретов при вибродиагностике насосных агрегатов: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.13. Уфимский гос.

нефтяной техн. университет. – Уфа., 2004 – 23 с.

7. Перевошиков С.И. Разработка научных основ управления вибрацией гидродинамического происхождения в центробежных насосах магистральных нефтепроводов: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.13. Тюменский гос. нефтегазовый университет. – Тюмень., 2004 – 48 с.

8. Каминский С.Г. Разработка методов вибродиагностирования и восстановления электроприводных нефтепромысловых насосных агрегатов: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.02.13. Уфимский гос. нефтяной техн. университет. – Уфа., 2004 – 24 с.

9. Ровінський В.А. Вдосконалення ватметрографічних методів діагностування штангових глибинно-насосних установок для видобутку нафти та розробка технічних засобів для їх реалізації: Автореф. дис... канд. техн. наук: 05.11.13. Івано-Франківський національний технічний університет нафти і газу. – Івано-Франківськ., 2003. – 19 с.

10. Дудля М.А., Мещеряков Л.І. Діагностування та проектування бурових машин і механізмів. – Дніпропетровськ: НГУ, 2004. – 448 с.

11. Сато Ю., Обработка сигналов. Первое знакомство. /Пер. с яп.: под ред. Ёсифуми Амэмия. – М.: Изд. дом «Додэка-XXI». - 2002. – 176 с.

12. Букин С.Л., Машиниченко А.Г. К расчету основных динамических параметров горизонтальной вибрационной мельницы нового типа. // Геотехнічна механіка. Міжвід. зб. наук. праць. – Дніпропетровськ, 2005. – №56. – С. 238-246.

13. Логвиненко В.И., Грядущий Б.А., Чехлатый Н.А., Мялковский В.И. Методы и технические средства контроля соосности валов. // Уголь Украины., 2005. – № 9. – С. 32-35.

УДК 519.6

Асп. В.В. Беляева (ДИИТ)

ТРЕХМЕРНАЯ ЧИСЛЕННАЯ МОДЕЛЬ ДЛЯ РАСЧЕТА КАЧЕСТВА ВОЗДУШНОЙ СРЕДЫ В ПРОИЗВОДСТВЕННЫХ ПОМЕЩЕНИЯХ

Розроблено тривимірну чисельну модель розрахунку вентиляції приміщень після аварійного токсичного газу. Модель базується на чисельному інтегруванні рівнянь потенційного руху повітря та переносу домішки. Розрахунок здійснюється з використанням неявних різницевих схем. Наводяться результати обчислювального експерименту.

THE 3D NUMERICAL MODEL TO CALCULATE AIR QUALITY IN INDUSTRIAL ROOMS

The 3D numerical model to calculate the ventilation of the room after accident toxic gas ejection was developed. The model is based on the numerical integration of the equations of potential flow and admixture transfer. The implicit difference schemes are used. The results of numerical experiments are presented.

Залповые аварийные выбросы загрязняющих веществ в производственных помещениях – явление достаточно частое на предприятиях различного профиля. Поэтому на предприятиях особое внимание уделяется определению оптимальных параметров аварийной вентиляции (АВ), задачей которой является быстрое снижение уровня загазованности в помещении и создание таких воздушных потоков, которые позволили бы избежать образования в помещении зон, где локальная концентрация может находиться в интервале пределов воспламенения, что может вызвать пожар или взрыв. Для расчета процесса вентиляции помещений в случае аварийных выбросов широко применяются аналитические модели [4]. Однако эти модели не позволяют рассчитать неравномерность распределения концентрации загрязнителя в помещении, а также не учитывают положения приточно-вытяжных отверстий вентиляции. **Целью**