

УДК 622: 658.513

*П.И. Пахомов, Т.В. Лядышева*

**МЕТОДИКА РАСЧЕТА СТАТИЧЕСКИХ  
НАГРУЗОК БАРАБАНЫХ ПОДЪЕМНЫХ  
МАШИН**

Семинар № 20

Для обеспечения безопасности работы лифта, долговечности тяговых канатов и канатоведущего органа натяжения всех канатов, на которых подвешены кабины и противовес, должно быть равномерным. Это достигается регулировкой тяг, с помощью которых подвешивается противовес. Однако определить усилие натяжения в каждом канате визуально, по характерным признакам в местах их крепления без контрольно-измерительной аппаратуры не представляется возможным. Неравномерное натяжение ветвей канатов приводит к ускоренному (прогрессирующему) износу ручьев канатоведущих шкивов, а также к значительной перегрузке отдельных ветвей тяговых канатов. Поэтому в процессе эксплуатации необходимо систематически контролировать равномерность натяжения тяговых канатов.

В пассажирских и грузопассажирских лифтах, преимущественно используют гибкий подвес кабины и противовеса на стальных проволочных канатах. При работе лебедки канаты наматываются на барабан или огибают канатоведущий шкив. При этом в канате возникают напряжения растяжения от веса кабины с грузом и противовеса, а при огибании барабана или шкива дополнительно возникают напряжения изгибов.

Основными напряжениями, возникающими в стенке оболочки барабана от навивки витков каната, являются напряжения сжатия. Напряжения кручения от

передачи оболочкой крутящего момента слишком малы и ими можно, пренебречь, а напряжения изгиба от натяжения каната необходимо учитывать только при очень длинных оболочках, когда  $\frac{B}{D} > 3-4$ , где  $B$  - длина и  $D$  - диаметр оболочки [1].

Под влиянием сжимающего воздействия витков каната оболочку барабана в свободном пролете можно рассматривать как трубу, находящуюся под внешним, равномерным давлением  $q_6 = \frac{T}{R}$ . Это давление, отнесенное к шагу навивки каната, определяется [1]  $P_6 = \frac{q_6}{t} = \frac{T}{Rt}$ , Па.

Напряжение сжатия

$$\sigma_{сжс} = \frac{T}{\delta t} = \frac{P_6}{\delta} R, \quad (1)$$

где  $T$  - расчетное натяжение каната, определяемое по формуле [1]

$$T_{пд} = T_{ст.пд} + X_{пд} + m_{пд} \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad (2)$$

$$T_{оп} = T_{ст.оп} - X_{оп} - m_{оп} \frac{d^2 x}{dt^2}, \quad (3)$$

где  $T_{\text{пд.}}$  и  $T_{\text{оп.}}$  - суммарное натяжение всех поднимающихся и опускающихся ветвей канатов на движущем шкиве;  $T_{\text{ст.пд.}}$  и  $T_{\text{ст.оп.}}$  - статические натяжения поднимающихся и опускающихся ветвей канатов;  $X_{\text{пд.}}$  и  $X_{\text{оп.}}$  - вредные сопротивления движению поступательных частей подъемника;  $m_{\text{пд.}}$  и  $m_{\text{оп.}}$  - массы поступательно движущихся частей подъемника;  $\frac{d^2x}{dt^2}$  - ускорение движения соуда и противовеса.

$t = d + l_3$  - шаг навивки каната на оболочку;  $\delta$  - толщина оболочки;  $l_3$  - зазор между витками каната;  $d$  - диаметр каната.

Формула (1) может быть применена для абсолютно жестких барабанов. В действительности навитый на упругий барабан виток каната сжимает его оболочку, уменьшая ее диаметр в зоне навивки. Каждый последующий виток оказывает воздействие на ранее навитые витки и общая нагрузка стенки барабана уменьшается. Уменьшение нагрузки барабана учитывается поправочным коэффициентом  $\alpha_n$ , тогда напряжение в стенке барабана

$$\sigma_{\text{сж.}} = \alpha_n \frac{T}{t_{\delta}} = \alpha_n \frac{P_{\delta} R}{\delta}, \quad (4)$$

Как показали исследования [1], коэффициент  $\alpha_n$  в свою очередь зависит от толщины стенки барабана и числа слоев каната, навитых на барабан.

При однослойной навивке каната

$$\alpha_1 = \frac{1}{1 + 0,5 \frac{E_k S_{\text{нп.}}}{E_{\text{об.}} \delta t}}, \quad (5)$$

Подставляя выражение (5) в (4) и решая относительно  $\delta$ , получим толщину стенки оболочки при однослойной навивке

$$\delta = \frac{T + 0,5 \frac{E_k S_{\text{нп.}}}{E_{\text{об.}}} [\sigma_{\text{сж.}}]}{[\sigma_{\text{сж.}}] t}, \quad (6)$$

где  $\sigma_{\text{сж.}}$  - допустимое напряжение сжатия, Па, (для серого чугуна  $\sigma_{\text{сж.}} = 980,67 * 10^5$  Па, стального литья  $\sigma_{\text{сж.}} = 1176,79 * 10^5$  Па, стали марки Ст3  $\sigma_{\text{сж.}} = 1569,06 * 10^5$  Па);  $E_k = (10,8 - 14,7) * 10^{10}$  - модуль упругости каната, Па;  $E_{\text{об.}} = E_{\text{ст.}} = 19,6 * 10^{10}$  - модуль упругости стальной оболочки, Па;  $E_{\text{об.}} = E_c = 14,7 * 10^{10}$  - модуль упругости чугуна на сжатие, Па;  $S_{\text{нп.}}$  - площадь поперечного сечения проволок в канате,  $\text{м}^2$  (устанавливается по ГОСТу для выработанного каната).

При многослойной навивке каната на барабан происходит дополнительное снижение его натяжения из-за сжатия оболочки и поперечной деформации навитого каната под влиянием навивки последующих слоев. Толщина оболочки барабана при навивке  $n$  слоев каната

$$\delta = \alpha_n \frac{T}{[\sigma_{\text{сж.}}] t}, \quad (7)$$

Коэффициент  $\alpha_n$  можно найти по следующей приближенной формуле [3]

$$\alpha_n = \sum_{i=1}^n \frac{1}{1 + \lambda_k [0,5 + (n-1) * (1 + 0,5 \mu_n)]}, \quad (8)$$

где  $\mu_n = k * [2 + \lambda_k (n-1)]$ ;

$$k = \frac{E_{\text{об.}} d^2 \xi_k}{R^2 E_{\text{н.к.}}};$$

Тип лебедки	Линейная скорость каната на канатоведущем шкиве, барабане (при номинальной скорости движения кабины), м/с.	Коэффициент запаса прочности, К	
		Вид лифта	
		В котором допускается транспортировать людей	В котором не допускается транспортировать людей
Барабанная	До 0,63	9	8
С канатоведущим шкивом	До 1 включения	12	10
	Св. 1 до 2 включений	13	11
	Св. 2 до 4 включений	14	12
	Св. 4 включений	15	13

где  $E_{n.k}$  - модуль поперечного сжатия каната  $E_{n.k} = (1961,3 \dots 2451,6) \cdot 10^5$  Па – для канатов двойной свивки с органическим сердечником;  $E_{n.k} = 5883,9 \cdot 10^5$  Па – для канатов с металлическим сердечником двойной свивки и закрытых;  $\xi_n = \frac{\delta}{d}$  - отношение толщины оболочки к диаметру каната (для чугунных барабанов  $\xi_k = 1 \dots 1,5$ ; для барабанов стального литья  $\xi_k = 0,8 \dots 1$ ; для сварных – из листовой стали  $\xi_k = 0,4 \dots 0,5$ );

$$\lambda_k = \frac{E_k S_{np}}{E_{об} \xi_k dt} - \text{отношение жесткостей}$$

каната и оболочки.

В соответствии с Правилами устройства и безопасной эксплуатации, тяговые канаты должны рассчитываться по формуле [4]

$$\frac{P}{S} \geq K, \quad (9)$$

где  $K$  – коэффициент запаса прочности, принимаемый по таблице;  $P$  - разрывное усилие каната,  $H$  (принимаемое по документу о качестве каната, составленному по результатам испытания).

В случае, когда в сертификате указано суммарное разрывное усилие всех проволок в канате, то значение  $P$  определяется

умножением указанного усилия на коэффициент 0,85.

$S$  расчетное статическое усилие в ветви каната, Н.

Расчетное статическое усилие в ветви каната находится по формулам [4]

- для канатов кабины

$$S = \frac{Q + G_k + G_1 + 0,5G_n}{n} g, \quad (10)$$

- для канатов противовеса

$$S = \frac{G_n + G_1 + 0,5G_n}{n}, \quad (11)$$

где  $Q$  - грузоподъемность лифта, кг;  $G_k$  - масса кабины, кг;  $G_n$  - масса противовеса, кг;  $G_1$  - масса тяговых канатов от точки их сбегания с канатоведущего шкива (барабана, блока), расположенного над шахтой, до места их крепления к кабине (противовесу), при прохождении кабины (противовеса) в самом нижнем положении, кг;  $G_n$  - масса натяжного устройства уравнивающих канатов, кг;  $n$  - число канатов или ветвей каната, на которых подвешена кабина (противовес);  $g$  – ускорение свободного падения, м/с<sup>2</sup>.

Приведенный расчет оболочки на сжатие не учитывает связей, стесняющих ее деформацию как трубы. К связям относятся лобовина и кольца жесткости.

Радиальные деформации лобовины и колец, незначительны, и ими можно пренебречь.

При совместной деформации оболочки и лобовин в местах их сопряжения, оболочка будет работать только на изгиб от краевого момента, возникающего под влиянием сжатия ее витками каната.

Основными причинами интенсивного изнашивания и повреждения канатов яв-

ляются следующие параметры: неправильный выбор конструкции каната, типа и направления свивки, соотношения диаметра каната и диаметров барабана, канатоведущего шкива или блока; нерегулярное смазывание канатов; наличие абразивных частиц на поверхности трения канатов и коррозия отдельных его проволок, а также повышение нагрузки на канат при перегрузке кабины.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Федорова З.М., Лукин И.Ф., Нестеров А.П. «Подъемники». Издательское объединение «Вища школа» 1976.
2. Федосеев В.Н., Гончаров Г.К. Безопасная эксплуатация лифтов, Москва. Стройиздат., 1987.
3. Шевченко Ф.Л. Учет ослабления давления канатов на барабан шахтной подъемной машины при многослойной навивке. Известия вузов. Горный журнал № 3., Свердловск. Издательство « Уральский рабочий». 1972.
4. Правила устройства и безопасности эксплуатации лифтов, Бишкек-1993.

#### Коротко об авторах

Пахомов П.И. – доктор технических наук, профессор, член корр. ИА КР, заведующий кафедрой «Приборостроения» Кыргызско-Российского Славянского Университета.

Лядышева Т.В. - аспирант Кыргызского Института горного дела и горных технологий.

#### ДИССЕРТАЦИИ

##### ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ

Автор	Название работы	Специальность	Ученая степень
<b>ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ УНИТАРНОЕ ПРЕДПРИЯТИЕ (ФГУП ЦНИЭИуголь)</b>			
СТЕПАНОВ Николай Константинович	Разработка рекомендаций по снижению негативных последствий монополизации угольного рынка при топливоснабжении тепловых электростанций	08.00.05	к.э.н.



УДК 622.232(075.32)

*В.У. Мнацаканян, П.Ф. Бойко*

**ТЕХНОЛОГИЯ ГАЗОТЕРМИЧЕСКОГО  
НАПЫЛЕНИЯ АНТИФРИКЦИОННЫХ  
ПОКРЫТИЙ ДЛЯ ВОССТАНОВЛЕНИЯ  
РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЭКСЦЕНТРИКОВЫХ  
СТАКАНОВ**

Семинар № 20

---

Эксцентрикые стаканы и сферические подшипники являются наиболее нагруженными узлами дробилок крупного, мелкого и среднего дробления. Материал эксцентриков и подшипниковых опор — сталь 30Л. Для обеспечения требуемых условий эксплуатации рабочие поверхности экс-центрика и сферического подшипника в базовом варианте заливают баббитом марок Б83 или Б16.

С целью экономии антифрикционного материала, применяемого для заливки поверхностей скольжения втулок эксцентрика дробилок и сферического подшипника, снижения трудоемкости и повышения качества восстановительных работ, а также для повышения работоспособности реставрируемых деталей, более целесообразным является применение газотермических методов напыления для восстановления размеров и геометрических форм последних.

Необходимость замены технологии заливки баббитового слоя подшипников скольжения на более рациональную технологию нанесения покрытия из соответствующего материала обусловлена низкой работоспособностью и интенсивным износом поверхности скольжения вследствие некачественной заливки баббита.

Опыт применения электродуговой наплавки порошковой проволоки из оловянной бронзы ППБрОС8-21 для восстановления антифрикционного слоя втулок эксцентрика показал, что работоспособность втулок значительно повысилась [1]. Для повышения качества наплавки применяют флюсы, обеспечивающие стабильность горения дуги, получение заданного химического состава и качества наплавляемого слоя. В качестве флюсов используют марки АН-348А, АН-348АМ. Скорость наплавки составляет 16–35 м/час, величина подачи (шаг наплавки) 4–6 мм/об. Однако производственная практика показывает, что втулки, наплавленные бронзой, для повторного использования непригодны, так как при использовании технологии электродуговой наплавки отсутствует возможность регенерации детали. Это обусловлено, в первую очередь, со значительным тепловым эффектом, возникающим при наплавке, в результате которого структура и свойства материала поверхности основы претерпевают необратимые изменения.

В связи с этим наиболее эффективным методом восстановления работоспособности втулок эксцентрика и сферического подшипника является газотермическое напыление антифрикционного материала [2]. Важной особенностью данно-

го метода является возможность многократного его применения для одной и той же детали в случае полной выработки нанесенного покрытия.

Внутренние и наружные поверхности эксцентрикового стакана и рабочую поверхность сферической опоры восстанавливают путем газопламенного напыления баббитового покрытия. Данная ремонтная технология применяется взамен первоначальной заливки баббитового слоя.

Сущность газопламенного напыления порошкового материала заключается в том, что напыляемый порошок, подаваемый через центральное отверстие горелки, расплавляется пламенем горючего газа. Расплавленные частицы наплавляемого металла подхватываются струей сжатого воздуха и транспортируются на восстанавливаемую поверхность. Давление сжатого воздуха (транспортирующего газа) составляет 0,6–0,8 МПа. Дистанция напыления, определяющая расстояние от сопла горелки до напыляемой поверхности, составляет 150–170 мм. В качестве горючего газа используют смесь ацетилена с кислородом, который также подается под давлением 0,8 МПа.

Напыляемый материал подается в виде порошка из накопителя по специальным каналам. Состав напыляемого материала идентичен баббитам, применяемым при заливке, в частности, Б16 и Б83.

Перед нанесением покрытия, согласно разработанной технологии, выполняется предварительная подготовка поверхностей восстанавливаемых деталей: механическая обработка, обезжиривание и нанесение подслоя.

Восстанавливаемые поверхности эксцентрикового стакана обрабатываются на специальном технологическом модуле, который позволяет получить на цилиндрической части кольцевые канавки или поверхность типа «рваная резьба», а после нанесения покрытия выполнить отделочную обработку.

Для сферической опоры такая подготовка может осуществляться на крупном

токарно-карусельном станке при условии демонтажа многотонной опоры. В этом случае по программе, задаваемой устройством ЧПУ станка, осуществляется точение по всей рабочей поверхности сферического подшипника.

Непосредственно перед нанесением покрытия выполняют обезжиривание восстанавливаемых поверхностей с помощью уайт-спирита или тетрахлорэтилена. Затем на подготовленную базу напыляют газопламенным методом баббитовое покрытие толщиной до 12–15 мм. Нанесение баббитового покрытия происходит в автоматическом режиме с использованием встраиваемого на станок манипулятора, на котором монтируется горелка с подводом горючего и транспортирующего газов и напыляемого порошкового материала.

Ввиду различия физико-механических свойств материала основы и напыляемого слоя газопламенное напыление баббита осуществляется через подслоя композиционного термореагирующего никель-алюминиевого порошка марки ПТ-НА-01. Предварительное нанесение подслоя обеспечивает достаточно прочное сцепление покрытия с материалом основы в пределах 25–30 МПа.

При восстановлении сферической опоры скорость вращения чаши составляет порядка 10–14 м/мин и поддерживается постоянной за счет изменения частоты вращения плаш-шайбы при смещении горелки в радиальном направлении. Величина радиальной подачи горелки составляет 2–4 мм/об и может изменяться в зависимости от технологических параметров процесса напыления и требуемой толщины покрытия. При необходимости выполняют восстановление локального участка изношенной поверхности сферической опоры.

После нанесения покрытия для достижения требуемых показателей качества отремонтированных поверхностей выполняют отделочную механическую лезвийную обработку баббитового слоя.

Опыт эксплуатации эксцентриковых стаканов и сферических опор дробильно-измельчительного оборудования показал, что применение баббитового слоя, полученного напылением, обеспечивает более высокие эксплуатационные свойства подшипниковых опор по сравнению с перво-

начальной технологией получения антифрикционного слоя заливкой. Кроме того, технология создания газотермического покрытия на поверхности эксцентрикового стакана позволяет уменьшить толщину баббитового слоя до 5-6 мм.

---

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Донченко А.С., Донченко В.А. Справочник механика рудо-обогащительной фабрики. М.: Недра, 1975, 556 с.

2. Мнацаканян В.У., Бойко П.Ф. Восстановление работоспособности эксцентриковых стаканов

путем газотермического напыления антифрикционных покрытий. «Производство. Технология. Экология» Сб. научных трудов № 8, том. 3. М., МГТУ «Станкин», 2005 г.

---

#### Коротко об авторах

Мнацаканян В.У. – кандидат технических наук, доцент МГТУ им. Косыгина,  
Бойко П.Ф. – главный механик ОАО «Стойленский ГОК».



---

© Е.И. Сизова, 2006

УДК 622:647.2

*Е.И. Сизова*

### **ПОВЫШЕНИЕ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ШАРОШЕЧНЫХ ДОЛОТ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ ТЕХНОЛОГИИ ЗАПРЕССОВКИ ТВЕРДОГО СПЛАВА**

Семинар № 20

**П**роведенные многочисленные сравнительные испытания отечественных и зарубежных шарошечных долот показали превосходство последних по долговечности и износостойкости. Такие испытания проводились на карьерах «Мурунтау» и на разрезе «Сибиргинский» в южном Кузбассе. По полученным при ис-

пытаниях данным причиной более 30 % преждевременного выхода из строя шарошечных долот явилось выпадение твердого сплава и разрушением твердосплавных вставок. Анализируя методы повышения долговечности шарошечных долот, мы пришли к выводу, что в первую оче-





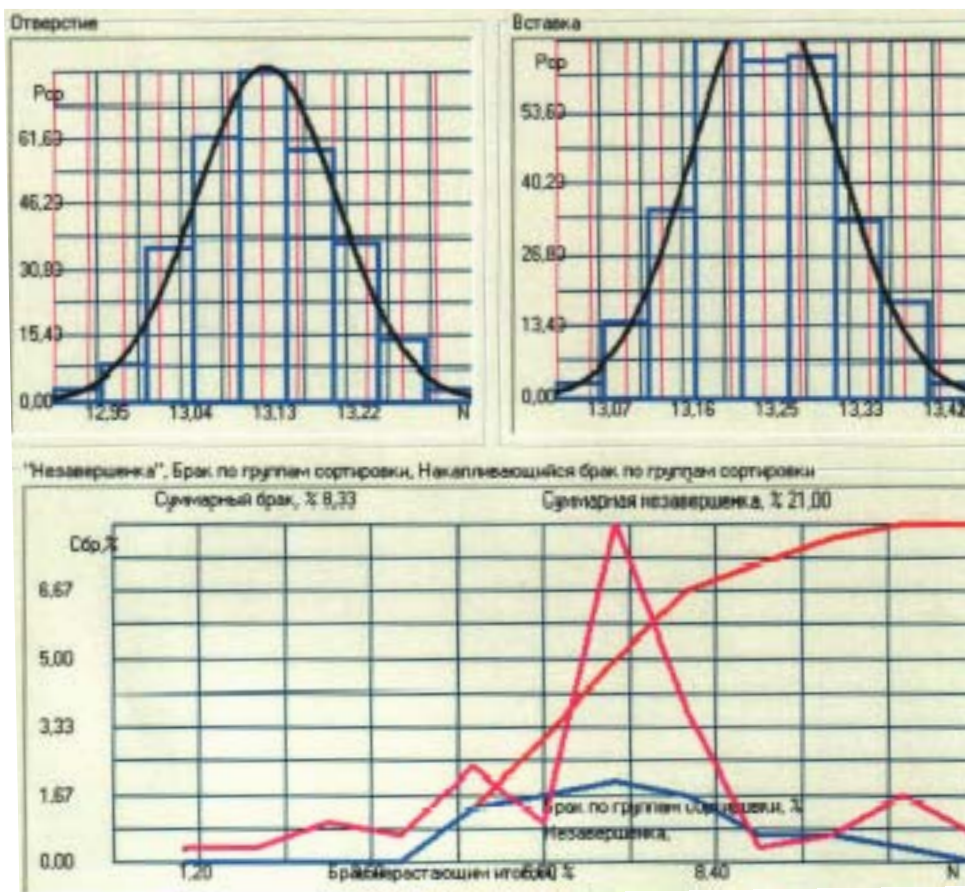


Рис. 2. Количество групп сортировки - 2

Группы формируются по следующим исходным данным:

- поле допуска отверстия;
- поле допуска твердого сплава;
- нижнее предельное отклонение отверстия;
- средняя величина зазора;
- верхнее предельное значение зазора;
- нижнее предельное значение зазора;
- номинальный размер.

Проведены исследования посадочных отверстий и твердосплавных вставок. Они показали существенный разброс, как раз-

меров отверстий, так и размеров твердосплавных вставок и их значительное несоответствие.

Результаты определения размеров в партии из трехсот отверстий и вставок приведены на рис. 2 для количества групп сортировки – 2, а на рис. 3 для количества групп сортировки – 12.

Анализ полученных результатов при двух группах селективной сборки показывает, что суммарный брак составляет 31,1 %, а суммарное количество незавершенного сборочного процесса - 8%. При количестве групп сортировки – 12 суммарный брак сокращается до 8%, но растет количество незавершенной продукции.

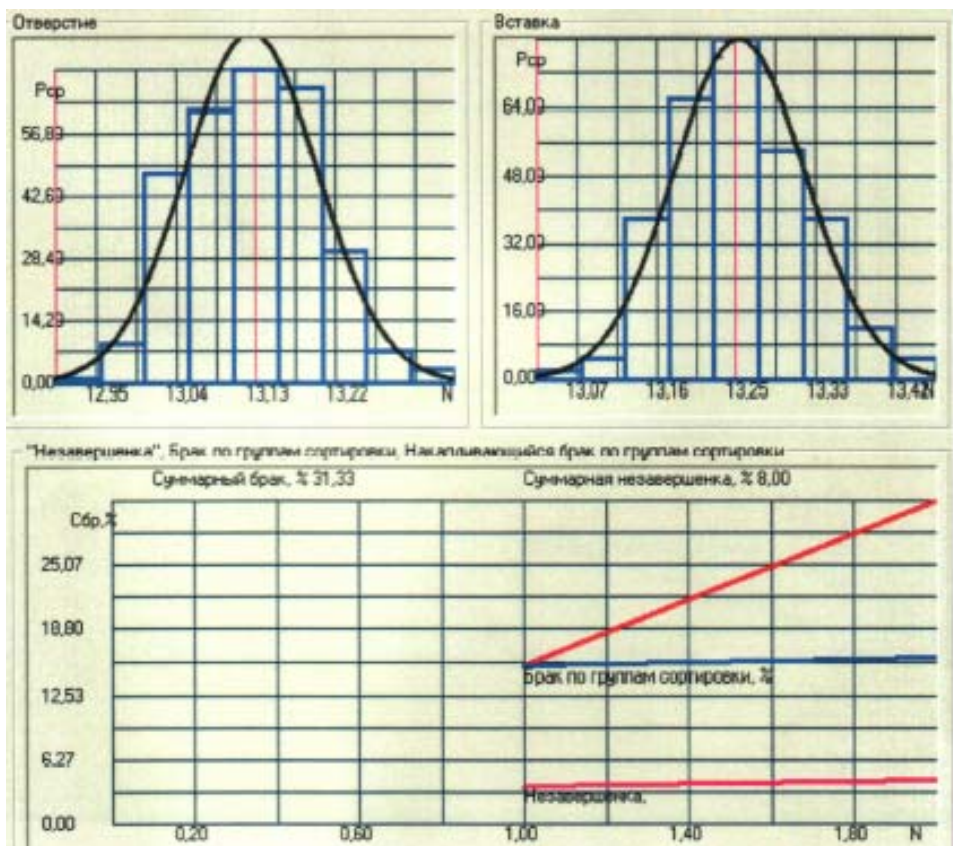


Рис. 3. Количество групп сортировки - 12

Под суммарным браком мы понимаем количество соединений, натяг в которых меньше минимально необходимого в 90 мкм. Суммарное незавершенное производство – количество соединений, нешедших пару.

Таким образом, показано, что при увеличении количества групп селективной отборки необходимый натяг можно увеличить до 92%, но при этом резко возрастает количество незавершенного производства – до 21% от всей партии.

Для оптимизации количества групп и установления их соответствия при селективной сборке мы можем только изменить размеры отверстий, так как твердосплавные вставки поставляются уже определенных размеров и их селективная подгонка

требует создания целой новой станочной линии с обработкой поверхности твердосплавом способом центрования между тремя шлифующими валками.

Используемое в настоящее время бесцентровое шлифование твердосплавных вставок не дает требуемых результатов. Поэтому единственной возможностью оптимизации натяга остаётся способ получения соответствующих параметров посадки посредством сортировки на размеры, как твердосплавных вставок, так и посадочных отверстий.

Отверстия получаются сверлением державки с твердостью HRC 38-42 сверлами фирмы «Митцубиси».

Полученные результаты приведены на рис. 1.

Совмещение результатов измерений всех твердосплавных вставок и посадочных отверстий дает возможность провести селективную сборку, но технологически этот процесс является очень трудоемким. Поэтому нами рассматривались также вопросы горячей запрессовки твердосплава с использованием нагрева в ТВЧ и возмож-

ностью применения различных анаэробных композитов.

Оба этих технологических решения существенно сокращают трудоемкость изготовления долот. Оптимальный вариант может быть выбран после проведения соответствующего количества экспериментальных работ для получения статистически значимых результатов.

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Жидовцев Н.А., Кершенбаум В.Я. Долговечность шарошечных долот. – М.: 1992.
2. Катковник В.Я., Совинко А.И. Основы теории селективной сборки. – Л.: Политехника, 1991. – 203 с., ил.
3. Радкевич Я.М., Тимирязев В.А., Схиртладзе А.Г. Расчет припусков и межпереходных размеров в технологии машиностроения. – М.: Станкин, 1998. – 393 с.
4. Радкевич Я.М., Схиртладзе А.Г., Лактионов Б.И. Метрология, стандартизация и сертификация. Учебник для вузов. – М.: Издательство Московского государственного горного университета, 2003. – 788 с., ил.

#### Коротко об авторах

Сизова Е.И. – Московский государственный горный университет.

#### ДИССЕРТАЦИИ

##### ТЕКУЩАЯ ИНФОРМАЦИЯ О ЗАЩИТАХ ДИССЕРТАЦИЙ ПО ГОРНОМУ ДЕЛУ И СМЕЖНЫМ ВОПРОСАМ

Автор	Название работы	Специальность	Ученая степень
<b>УРАЛЬСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ</b>			
СЛАВИКОВСКАЯ Юлия Олеговна	Комплексная оценка экологического фактора при разработке месторождений полезных ископаемых	08.00.05	к.э.н.
<b>КУЗБАССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ</b>			
ДЕМИДОВ Владимир Иванович	Обоснование параметров и разработка метода технического диагностирования гидрооборудования механизированных крепей	05.05.06	к.т.н.



© 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

**Г**идроциклоны 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

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

№	Содержание твердой фазы, %	Энергия воздействия Дж/с*10 <sup>7</sup>	Размер зерна			
			от -2,5 до +1 мм		от -1 до +0,05 мм	
			Массовый износ, г	Удельный массовый износ, г/Дж/с *10 <sup>-7</sup>	Массовый износ, г	Удельный массовый износ, г/Дж/с *10 <sup>-7</sup>
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

рабочей поверхности его внутреннего диаметра. В тоже время, стабильность разгрузочного 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.

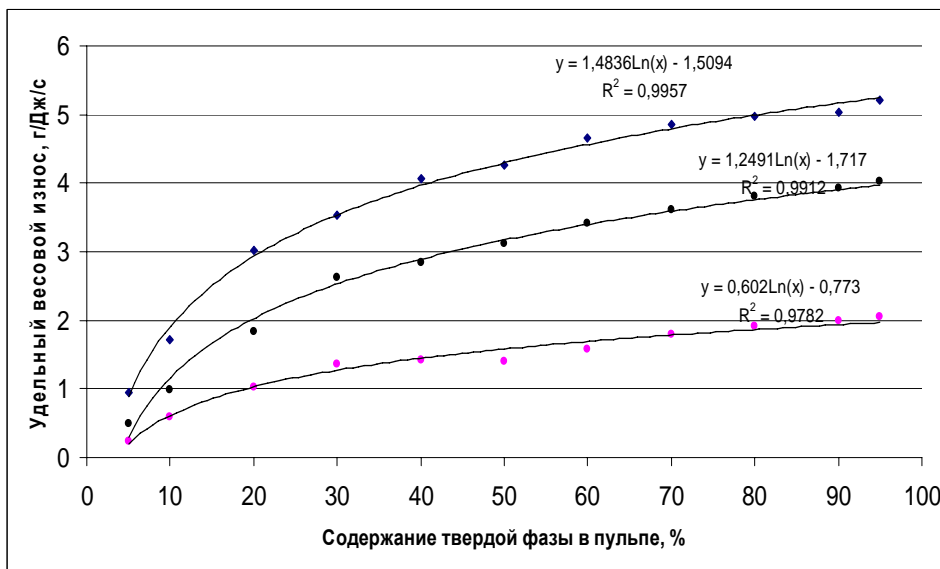
На рисунке приведены зависимости износа пескового насадка от содержания твердой фазы пульпы и ее гранулометрического состава.

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 табл. 3.2., показывает, что зависимость удельного массового износа от содержания твердой фазы в перерабатываемой пульпе для гранулометрического состава «от +2,5 до +1 мм» описывается уравнением:

$$Y_{сгв} = 1,4836 * Ln(T_{ф}) - 1,5094 \quad (1)$$

где  $Y_{сгв}$  - 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»,  $\frac{e}{Дж / с}$ ;  $T_{\phi}$  - 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:

$$Y_{сгв} = 0,602 * Ln(T_{\phi}) - 0,773 \quad (2)$$

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

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

$$Y_{сгв} = 1,2491 * Ln(T_{\phi}) - 1,717 \quad (3)$$

где  $Y_{сгв}$  - удельный массовый износ пескового насадка, изготовленного из ст.3 при воздействии гидроабразивной пульпы со смешанным гранулометрическим составом,  $\frac{e}{Дж / с}$ ;  $T_{\phi}$  - 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, 1978.
2. *Курумчин Х.А.* Практика внедрения гидроциклонов в цветной металлургии Ц.И.Н.Т.И., Алма-Ата, 1958.
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 Поворова А.И. – «Труды института Механобр», вып. 130, 1961, 186 с.
6. *Шестов Р.Н.* Гидроциклоны, – Л.: Машиностроение, 1976., 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., МГТУ, 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>
<b>САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ГОРНЫЙ ИНСТИТУТ им. Г.В. ПЛЕХАНОВА</b>			
БАБАЕВ Рустам Михайлович	Обоснование рациональных параметров конусной инерционной дробилки для получения заданного гранулометрического состава продукта дробления	05.05.06	к.т.н.
ЗАДКОВ Денис Александрович	Обоснование рациональных динамических параметров гидропривода механизма резания выемочного модуля	05.02.06	к.т.н.
КУТЯЙКИНА Мария Николаевна	Организация гидрогеоэкологического мониторинга при ликвидации шахт на месторождениях горючих сланцев	25.00.07	к.г.-мн.н.

УДК 621.65

*М.А. Криворучко***ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДОВ СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛИЗА ПРИ ВИБРАЦИОННОЙ ДИАГНОСТИКЕ ВАЛОВ ПОГРУЖНЫХ НАСОСОВ**

Семинар № 20

**Н**овое поколение систем мониторинга и диагностики вращающегося оборудования отличается от существующих тремя основными свойствами.

Первое - использование для глубокой диагностики только сигнала вибрации без привлечения таких параметров машин и их узлов, как температура, давление, спектральный состав смазки и других. Это обусловлено тем, что при больших затратах на измерение и анализ этих параметров результаты, в основном, дублируют информацию, получаемую при анализе вибрации.

Второе - обязательные для глубокой диагностики измерение и анализ высокочастотной вибрации основных узлов машин, которая в наибольшей степени изменяет свои свойства при наличии дефектов в стадии зарождения.

Третье - автоматическая постановка диагноза после каждого измерения вибрации с идентификацией всех дефектов, без чего невозможен переход от вибрационного мониторинга к мониторингу дефектов.

Таким образом, основные изменения в новых системах относятся только к глубокой диагностике машин, что определяет преимущество в развитии систем мониторинга и диагностики. Существующие системы мониторинга состояния вращающегося оборудования с использованием датчиков вибрации и других физических величин могут просто дополняться новыми средствами глубокой диагностики машин и их узлов.

Рассмотрим получивший широкое распространение благодаря относительной простоте и эффективности метод спектрального анализа.

На первых этапах развития вибрационной диагностики спектральный анализ огибающей вибрации использовался для определения частот и амплитуд гармонических составляющих, имеющих близкие частоты, не позволяющие разделить эти составляющие в спектре сигнала вибрации из-за ограниченной разрешающей способности анализаторов. Для этого обе составляющие выделялись из сигнала вибрации полосовым фильтром, затем детектировались с помощью линейного детектора, и только после этого проводился спектральный анализ низкочастотной части полученного сигнала биений. К сожалению, случаи с биением двух близких гармонических составляющих и амплитудной модуляцией одной гармонической составляющей малой частотой дают при таком анализе одинаковые результаты. На рис.1 приведена форма сигналов с аддитивными (1) и мультипликативными (2) составляющими вида

$$x(t) = A_1 \cos(\omega_1 t + \varphi_1) + A_2 \cos(\omega_2 t + \varphi_2) \quad (1)$$

$$x(t) = A [1 + m \cos(\Omega t + \varphi)] \cos \omega t \quad (2)$$

Там же приведены совпадающая форма огибающей этих сигналов, а также спектры сигналов, в которых присутствует разное количество составляющих, и спек-



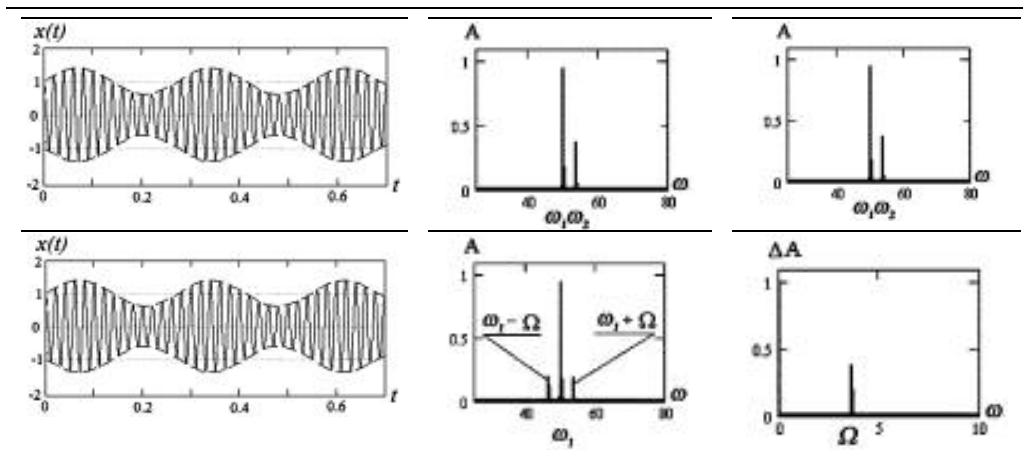


Рис. 1. Форма вибрации в виде сумм двух гармонических составляющих и одной гармонической составляющей, модулированной по амплитуде малой частотой (а), их спектры (б), и спектры огибающей (в)

тры огибающей этих сигналов, которые совпадают между собой.

Качественный сдвиг в использовании методов спектрального анализа огибающей случайной вибрации произошел после того, как российские специалисты стали его использовать для анализа вибрации, возбуждаемой силами механического, аэродинамического и гидродинамического трения.

Для спектрального анализа огибающей в этом случае необходимо последовательно выделить из сигнала составляющие вибрации в интересующей полосе частот, сформировать их огибающую и выполнить спектральный анализ сформированного сигнала. Поскольку огибающая сигнала вибрации отображает процесс флуктуаций его мощности во времени, в выделенную часть сигнала не должны попадать сопоставимые по мощности составляющие разной природы. Выполнение этого требования является сложной практической задачей. При выборе полосы частот сигнала, выделяемой для последующего формирования огибающей, спектральная плотность сигнала в пределах этой полосы не должна слишком сильно (более 10 раз) изменяться. На рис. 2 приведен спектр сигнала вибрации подшипникового узла машины,

где показаны полосы частот, рекомендуемые для формирования огибающей

Формирование огибающей выделенной части сигнала может осуществляться электронным устройством в виде линейного детектора огибающей и фильтра низких частот, а при цифровом анализе сигналов – соответствующей модификацией преобразования Гильберта.

Во многих практических случаях высокочастотная случайная вибрация измеряется пьезоэлектрическим датчиком виброускорения не в линейных, а в логарифмических единицах. Соответственно и спектры огибающей вибрации часто измеряются в децибелах, а глубина модуляции случайной вибрации определяется по разности уровней гармонической составляющей спектра огибающей и среднего уровня случайной составляющей в соответствии с выражением

$$m = \sqrt{(10^{0,1 \Delta \alpha} - 1) \frac{\Delta \alpha_1}{\Delta \alpha_2}} \quad (3)$$

Для исключения возможных ошибок при анализе огибающей случайной вибрации необходимо перед измерением убедиться в том, что в полосе частот фильтра детектора огибающей нет интенсивных

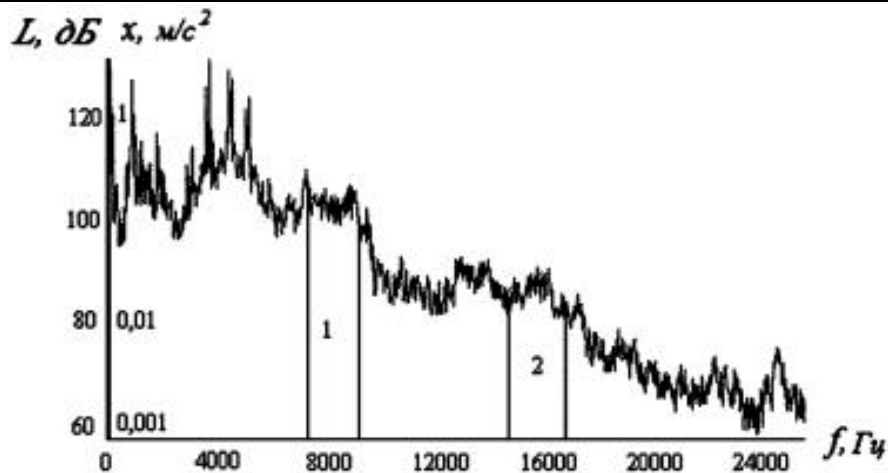


Рис. 2. Спектр вибрации подшипникового узла с указанными на нем рекомендуемыми полосами частот (1,2) фильтра детектора огибающей

гармонических или узкополосных случайных составляющих и нет сильного спада (подъема) спектральной плотности исследуемой случайной вибрации (см. рис.2). Если в спектре сигнала вибрации невозможно выделить полосу частот, удовлетворяющую этим требованиям, необходимо принять специальные меры по разделению гармонических и случайных составляющих, чаще всего по подавлению гармонических составляющих в сигнале вибрации.

Следующий метод построения огибающей основан на преобразовании Гильберта, устанавливающем во временной и частотной областях связь между вещественной и мнимой частями одностороннего сигнала, определяемого при  $t \geq 0$  и равно нулю при  $t < 0$ .

Сопряженный по Гильберту сигнал  $H\{x(t)\}$  определяется выражением

$$H\{x(t)\} = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^{\infty} x(\tau) \frac{1}{t-\tau} d\tau \quad (4)$$

где  $\tau$  – независимая переменная,  $x(t)$  и  $H\{x(t)\}$  являются вещественными сиг-

налами, а огибающая сигнала определяется выражением

$$y(t) = \sqrt{x^2(t) + H\{x(t)\}^2} \quad (5)$$

Интеграл (4) или соответствующая ему сумма для дискретного сигнала рассчитывается достаточно сложно, поэтому вместо него в дискретном виде часто используется прямое и обратное преобразование Фурье (FFT-преобразование).

Таким образом, в дискретном виде более удобно строить сопряженный по Гильберту сигнал в соответствии с выражением

$$H\{x(t)\} = F\{x\} \cdot j \cdot F^{-1}\{x\} \quad (6)$$

где  $F$  и  $F^{-1}$  – соответственно прямое и обратное FFT-преобразование.

Как уже отмечалось, перед формированием огибающей случайной вибрации необходимо выделить случайные составляющие из измеряемого сигнала полосовым фильтром. Поскольку фильтр ограничивает частотный диапазон сигнала, нет необходимости проводить полное FFT-преобразование сигнала. Так как при фильтрации обычно формируется свертка

сигнала с импульсной характеристикой  $h(t)$  фильтра, можно построить вторую, сопряженную по Гильберту импульсную характеристику  $H\{h(t)\}$  и делать параллельно две свертки сигнала. В этом случае огибающая сигнала в любой момент времени рассчитывается по формуле (5) из определяемых этими свертками значений сигналов на выходе двух фильтров в тот же момент времени.

Наконец, для того чтобы работать не с полосовыми фильтрами, а с более простыми фильтрами низких частот, достаточно дискретный отрезок сигнала после антиалайзингового фильтра умножить на  $\cos 2\pi f_0 t$ , что соответствует переносу сигнала в частотной области на частоту  $f_0$ .

В этом случае центральная частота фильтра  $f_0$  соответствует  $f_0 = 0$  в преобразованном сигнале и импульсные характеристики фильтров  $h(t)$  и  $H\{h(t)\}$  существенно упрощаются.

Исследования возможностей объединения основных из существующих методов диагностики роторов по высокочастотной вибрации показали, что такая задача может быть успешно решена даже в существующих системах диагностики, обеспечивающих спектральный анализ вибрации и огибающей ее высокочастотных составляющих, выделяемых полосовыми фильтрами.

В то же время, для достижения высокой достоверности получаемых результатов диагностики в сложных условиях работы диагностируемых машин и (или) по однократным измерениям вибрации, в алгоритмы мониторинга и диагностики должны быть включены данные измерений спектров низкочастотной и среднечастотной вибрации, а также ее интегральные (общие) уровни.

---

#### СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барков А.В., Баркова Н.А., Азовцев А.Ю. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации. Рекомендации для пользователей систем диагностики. Издательство СПбГМТУ, Санкт-Петербург, 2000.
2. Материалы с сайта ассоциации ВАСТ <http://www.vibrotek.com/>
3. Материалы с информационного портала <http://www.prostoev.net>

---

#### Коротко об авторах

Криворучко М.А. – магистр, Московский государственный горный университет.

