

Рис. 2 – Изменение высоты конической части зумпфа

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Шевчук С.П. Повышение надежности и экономичности функционирования мощных водоотливных установок горных предприятий : Дис...докт. техн. наук : 05.15.16. – Киев, 1997. – 390 с.
2. Карелин В.Я. Кавитационные явления в центробежных и осевых насосах. – М. – Л. : Машгиз, 1963. – 256 с.
3. Животовский А.С., Смойловская Л.А. Техническая механика гидросмесей и грунтовые насосы. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.
4. Покровская В.Н. Трубопроводный транспорт в горной промышленности. – М.: Недра, 1985. – 191 с.
5. Джарнешивили А.Г. Системы трубопроводного транспорта горно-обогатительных предприятий. – М.: Недра, 1986. – 384 с.
6. Нурак Г.А. Процессы и технологии гидромеханизации открытых горных работ. – М.: Недра, 1985. – 583 с.

УДК 621.833:534.14

В.В. Смирнов

МОДЕЛЬ ВОЗБУЖДЕНИЯ КОЛЕБАНИЙ В ПРИВОДЕ БАРАБАННОЙ МЕЛЬНИЦЫ ПРИ ДЕФЕКТНОМ ЗУБЧАТОМ ВЕНЦЕ

Виконано фізико-математичну ідеалізацію і запропоновано динамічну модель зубчатої передачі приводу барабанного млину. Наведено математичну модель вимушених коливань, які обумовлені дефектами виготовлення та монтажу зубчатого вінця.

Для измельчения полезных ископаемых на обогатительных фабриках применяют как основное технологическое оборудование барабанные мельницы различных типов [1]. Одно из направлений их совершенствования связано с

созданием машины большой единичной мощности. Это встречает серьезные препятствия в виде повышенных требований к надежности и долговечности узлов барабанных мельниц. Конструктивно барабанная мельница любого типа состоит из барабана и привода. Частью привода является зубчатая пара, состоящая из подвенцовой шестерни и зубчатого венца, смонтированного на корпусе барабана. Дефектный зубчатый венец обуславливает повышенную виброактивность зубчатого привода и, как следствие, снижается его надежность и срок службы. Актуальность работ по составлению математического описания колебаний в приводе барабанных мельниц объясняется наличием значительного числа подобных агрегатов в обогащательной промышленности, а также существенным влиянием режима работы зубчатого привода на экономичность и надежность функционирования технологического оборудования.

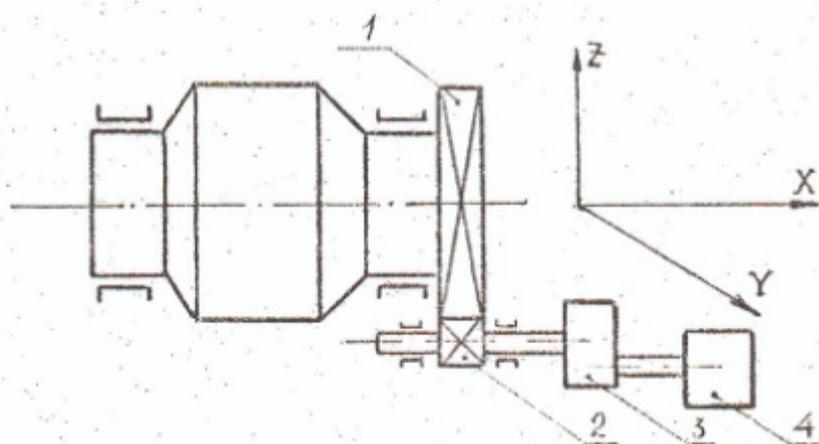
Построение математической модели начинается с физико-математической идеализации объекта исследования. Физическая идеализация предполагает выделение объекта в пространстве и в координатах его поведения. Место зубчатой передачи в пространстве определяется кинематической схемой привода мельницы (рис. 1) и координатами движения. Количество последних равно числу степеней свободы. Строго говоря, каждая система имеет бесконечно большое число степеней свободы: все массы занимают некоторый конечный объем и в какой-то мере деформируются; все упругие элементы, опоры и крепежные детали также могут деформироваться в различных направлениях; все они обладают распределенной массой. Поэтому при физической идеализации объекта исследования необходимо вводить допущения, представляющие собой компромисс между требуемой или желаемой точностью описания свойств объекта и возможностью как количественной оценки; так и решения получаемых уравнений математической модели.

Предлагается составлять уравнения движения по двум линейным независимым координатам Y и Z , лежащим в плоскости вращения зубчатых колес, и по одной угловой координате φ с центром вращения на оси X (рис. 1).

Крутильные колебания зубчатой передачи вокруг осей Y и Z не рассматриваются ввиду их физической неосуществимости. Движение системы вдоль координаты X не учитывается, так как величина возмущающей силы, действующей вдоль этой координаты, составляет лишь 9,1...11,2 % от максимального значения сил, направленных по учитываемым в уравнениях координатам. Большая жесткость зубчатого венца и шестерни вдоль осей Y и Z по сравнению с жесткостью их соединения дает возможность принять допущение о сосредоточенности параметров зубчатой передачи. Ввиду того, что жесткость соединительных валов и упругих муфт на два и более порядка меньше жесткости зубчатого зацепления, его можно рассматривать изолированно от остальной механической системы.

Выделение объекта моделирования в пространстве координат его поведения состоит в разделении параметров объекта на входные и выходные переменные.

Поскольку задача исследования заключается в снижении виброактивности зубчатой передачи, выходными переменными следует считать параметры вибросигнала. Входными переменными являются естественные факторы, погрешности изготовления, ошибки монтажа и параметры износа.



1 - зубчатый венец; 2 - подвенцовая шестерня;
3 - редуктор; 4 - двигатель.

Рис. 1 Кинематическая схема привода барабанной мельницы:

При математической идеализации объекта исследования принято несколько допущений. Одно из них связано с зависимостью восстанавливающей силы от перемещения. В рассматриваемой задаче восстанавливающей силой $P(y)$ является реакция упругодеформируемой пружины, имитирующей жесткость. Она может быть представлена рядом Тейлора [2]:

$$P(y) = \left[\left(\frac{dP}{dy} \right)_{y=0} y + \frac{1}{2} \left(\frac{d^2P}{d^2y} \right)_{y=0} y^2 + \dots \right] \approx -cy, \quad (1)$$

где $c = \left(\frac{dP}{dy} \right)_{y=0}$ - коэффициент жесткости.

Правая часть уравнения (1) отражает упрощение, состоящее в аппроксимации функции $P(y)$ линейным членом ряда.

Другое допущение связано с учетом сил трения. Эти силы, как правило, не имеют простого математического выражения. Исследованные большей частью экспериментально, они описываются сложными эмпирическими зависимостями. Обычно считают, что сила сопротивления $F_{сопр}$ зависит от скорости перемещения \dot{y} , взятой в первой степени:

$$F_{сопр} = -k\dot{y}, \quad (2)$$

где k - коэффициент демпфирования.

В дальнейшем $F_{\text{сomp}}$ рассчитывается по этой формуле с некоторым уточнением коэффициента демпфирования экспоненциальной зависимостью [3]

$$k(\omega) = k_0 e^{-\alpha\omega}, \quad (3)$$

где ω - частота колебаний.

Кроме того, при выводе диагностических моделей вибросигнала зубчатых передач принята гипотеза Винклера, согласно которой считается, что между контактной нагрузкой и упругой деформацией зубьев колес существует линейная зависимость [4].

Приведенная физико-математическая идеализация находит отражение в динамической модели зубчатой передачи привода мельницы. Она состоит из двух абсолютно жестких зубчатых колес. Одно из них моделирует подвенцовую шестерню, другое - зубчатый венец. Колеса установлены в абсолютно жестких в радиальных направлениях опорах и соединены между собой элементами, имитирующими жесткость и демпфер зацепляющихся пар зубьев. Вращение колес обеспечивают крутящие моменты: M_1 - вращающий момент приводного двигателя и M_2 - момент сопротивления вращающейся части мельницы.

Математическое описание динамической модели выполнено с учетом крутильных (координата φ_i) и поперечных колебаний вдоль линии зацепления.

При выбранном положительном направлении координат φ_i система дифференциальных уравнений, описывающих вынужденные крутильные колебания зубчатых колес, имеет вид:

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\varphi}_1 = -c(t)zr_1 - K(\omega)\dot{z}r_1 + M_1, \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 = c(t)zr_2 + K(\omega)\dot{z}r_2 - M_2, \end{cases} \quad (4)$$

где J_i , r_i и M_i - момент инерции, радиус основной окружности и вращающий момент i -го колеса ($i=1, 2$); $c(t)$, $z = \varphi_1 r_1 - \varphi_2 r_2$ - соответственно жесткость и деформация зубчатого зацепления.

Деформация зацепления может быть разложена на две составляющие и представлена уравнением

$$z = \alpha + P_{\text{cm}}/c_{\text{min}}, \quad (5)$$

где α - переменная колебательного движения; $P_{\text{cm}}/c_{\text{min}}$ - статическая составляющая деформации; $P_{\text{cm}} = M/r_i$; c_{min} - установившееся значение жесткости зацепления.

С учетом последнего выражения система дифференциальных уравнений для крутильных колебаний (4) принимает вид

$$\begin{cases} J_1 \ddot{\phi}_1 = -c(t)\alpha r_1 - K(\omega)z\dot{\alpha} r_1 - M_1 \frac{\Delta c(t)}{c_{\min}}, \\ J_2 \ddot{\phi}_2 = c(t)\alpha r_2 + K(\omega)z\dot{\alpha} r_2 + M_2 \frac{\Delta c(t)}{c_{\min}}, \end{cases} \quad (6)$$

где $\Delta c(t)$ - превышение величины жесткости над установившимся уровнем c_{\min} .

Для описания поперечных колебаний выполнено преобразование системы уравнений (6), приводящее к уравнению вида:

$$m\ddot{\alpha} + K(\omega)\dot{\alpha} + c(t)\alpha = -P_{cm} \frac{\Delta c(t)}{c_{\min}}, \quad (7)$$

где $m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$; $m_i = \frac{J_i}{r_i^2}$.

Выражение, стоящее в правой части уравнения (7), представляет собой описание возмущающей силы $F_c(t)$, возникающей от переменной жесткости зацепления. Разложение $F_c(t)$ в ряд Фурье имеет вид

$$F_c(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{j=1}^{\infty} a_j \cos j[\omega t + \pi(D(\epsilon_\alpha) + D(\epsilon_\beta))] \quad (9)$$

где $a_j = \frac{2P_{cm} P_x c_{yd}}{c_{\min} \pi^2 j^2 \cos \beta} \sin[\pi D(\epsilon_\alpha)j] \sin[\pi D(\epsilon_\beta)j]$; $D(\epsilon_\alpha)$, $D(\epsilon_\beta)$ - дробные части

соответственно осевого и торцевого коэффициентов перекрытия; ρ_x - осевой шаг колес; c_{yd} - удельная жесткость зацепления; β - угол наклона линии зуба на основном цилиндре.

Анализ уравнений (7) и (9) показывает, что в передачах с постоянной жесткостью зацепления возмущающая сила $F_c(t)$ равна нулю. Характерно то, что амплитуда первой гармоники ($j=1$) этой силы составляет 2,5...9,3 % от P_{cm} , причем амплитуда высших гармоник уменьшается пропорционально $1/j^2$. Кроме того, возмущающая сила не зависит от угловой скорости вращения колес и прямо пропорциональна передаваемой нагрузке P_{cm} .

Зубчатый венец барабанной мельницы представляет собой сборную единицу. Его дефекты могут формироваться на этапах изготовления и при монтаже. В любом случае наличие дефектов приводит к отклонению формы зубчатого венца от окружности.

Дефекты изготовления и монтажа обуславливают периодическое с частотой вращения барабана Ω_2 "сближение" зубчатых колес. Это "сближение" представляет собой дополнительную деформацию зацепления и описывается уравнением

$$\delta(t) = \Delta \rho \sin \alpha_r, \quad (10)$$

где $\Delta\rho = r(r-s)\left[(r+s)^2 \cos^2 \Omega_2 t + r^2 \sin^2 \Omega_2 t\right]^{-1/2}$, α_τ - торцевой угол зацепления.

Учет дополнительной деформации $\delta(t)$ позволяет уточнить уравнение (7) и получить модель возбуждения колебаний при дефектном зубчатом венце

$$m\ddot{\alpha} + K(\omega)\dot{\alpha} + c(t)\alpha = -P_{cm} \frac{\Delta c(t)}{c_{\min}} - c(t)\delta(t), \quad (11)$$

Второе слагаемое правой части уравнения (11)

$$F_s(t) = \delta(t)c(t) \quad (12)$$

является описанием возмущающей силы, обусловленной дополнительной деформацией $\delta(t)$ и переменной суммарной жесткостью зацепления $c(t)$. Спектр этой силы отличается от спектра возмущающей силы $F_c(t)$ наличием оборотной частоты Ω_2 вращения зубчатого венца мельницы. Спектры объединяет присутствие частот, равных зубцовой частоте ω и ее высшим гармоникам.

Приведенная математическая модель предназначена для разработки алгоритма диагностирования и определения диагностических параметров контроля качества изготовления и монтажа зубчатого венца привода барабанной мельницы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Олевский В.А. Размольное оборудование обогатительных фабрик.-М.: Госгортехиздат, 1963.- 616с.
2. Иорин Ю.И. Виброметрия.- М.: Машгиз, 1963.- 771с.
3. Анализ вынужденных параметрических колебаний косозубой передачи на ЭВМ / Э.Л. Айрапетов, В.И. Азархов, А.А. Жирнов и др. // Динамические процессы в механизмах в зубчатых передачах.- М., 1986.- С.111-126.

УДК 621.316.9

В.Г.Скосырев

АНАЛИЗ РАБОТОСПОСОБНОСТИ СУЩЕСТВУЮЩИХ СРЕДСТВ ЗАЩИТЫ КАРЬЕРНЫХ СЕТЕЙ

Сформульовані основні вимоги до засобів захисту кар'єрних розподільчих мереж від несиметричних пошкоджень, зроблена їх класифікація, а також представлені результати досліджень їх роботоздатності з урахуванням особливості експлуатації кар'єрних мереж.

Надежная работа релейной защиты от замыканий на землю значительно улучшает условия электробезопасности. Однако ни одно из устройств не может гарантировать благополучного исхода при непосредственном прикосновении человека к токоведущим частям электрических сетей напряжением выше 1000 В. Поэтому основным назначением устройств защитного отключения является обеспечение вторичных критериев электробезопасности и недопущение дальнейшего развития аварии [2,6]. Исходя из этого, к основным требованиям,