

- 1) разработку математических моделей для задач технической диагностики технологического оборудования;
- 2) обоснование применения и выбор метода исследования;
- 3) разработку алгоритма, проектирование и реализацию программного обеспечения МТК;
- 4) определение стратегии проведения имитационного моделирования;
- 5) собственно моделирование и анализ результатов.

Ее практическое применение позволяет выработать комплекс мероприятий по решению проблемы повышения надежности технологического оборудования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Крюков Д.К. Усовершенствование размольного оборудования горнообогатительных предприятий. - М.: Недра, 1966. - 171 с.
2. Самойленко А.М., Ронто Н.И. Численно-аналитические методы исследования периодических решений. - Киев: Вища школа, 1976. - 184 с.
3. Марюта А.Н., Смирнов В.В. Модель параметрического возбуждения колебаний в зубчатых передачах барабанных мельниц для задач технической диагностики // Горная электромеханика и автоматика. - Киев. - 1981. - вып.38. - с. 60-64.

УДК 621.833:534.14

В.В. Смирнов

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ КОЛЕБАНИЙ В ПРИВОДЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ДЛЯ ЗАДАЧ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ И АВТОМАТИЧЕСКОГО УПРАВЛЕНИЯ

Зубчатая передача является составной и наименее надежной частью привода технологического оборудования на обогатительных фабриках ГОКов. С одной стороны, она представляет собой объект технической диагностики (ТД), а с другой – элемент канала передачи технологической информации, используемой в АСУ процессом измельчения.

Как элемент информационного канала, зубчатая передача обладает фильтрующими свойствами и, кроме того, вносит характерные ей помехи в передаваемый и преобразуемый ею информационный сигнал, влияя таким образом на эффективность АСУ. Анализ зубчатой передачи как объекта АСУ выявляет три группы проблем – задачи ТД качества изготовления, качества монтажа и оценки состояния в эксплуатационный период.

Решение каждой из задач ТД начинается с формирования понятия «работоспособного» состояния. Оно играет роль точки отсчета и характеризуется множеством допустимых состояний. Выход за его пределы – признак неисправности объекта ТД. Понятие «работоспособного» состояния объекта является различным для указанных выше групп задач технической диагностики. Наиболее узкое, простое понятие «работоспособного» состояния для задач ТД качества изготовления. Наиболее широкое – для задач ТД в ходе эксплуатации передачи. Причем это понятие неразрывно связано с понятиями «работоспособных» состояний предыдущих задач диагностики, включая их как составные части. Кроме того, их связывает физическая природа возникновения возмущающих сил.

Сравнение источников возбуждения механических колебаний, проведенное в предположении «работоспособного» состояния передачи мельницы, показывает определяющую роль естественных факторов, обусловленных особенностями процесса зацепления зубчатых колес. Действие этих факторов заключается в силовом и параметрическом возбуждении колебаний. Первое из них проявляется в ударах, входящих в зацепление пар зубьев, второе – в изменении жесткости зацепления по его фазам [1].

Предлагаемая динамическая модель передачи барабанной мельницы 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 обеспечивается статическими крутящими моментами: M_1 – вращающим моментом приводного двигателя и M_2 – моментом сопротивления вращающейся части мельницы.

Система дифференциальных уравнений, описывающая крутильные φ вынужденные колебания зубчатых колес, имеет вид

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 = -C(t)Zr_1 - K(\omega)\dot{Z}r_1 + M_1 - F(t)r_1 \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = C(t)Zr_2 + K(\omega)\dot{Z}r_2 - M_2 + F(t)r_2 \end{cases}, \quad (1)$$

где I_i , r_i и M_i — соответственно момент инерции, радиус основной окружности и вращающий момент i -го зубчатого колеса ($i = 1, 2$); $C(t)$ — жесткость зацепления; $K(\omega)$ — коэффициент демпфирования; $Z = \varphi_1 r_1 - \varphi_2 r_2$ — деформации зубчатого зацепления; $F(t)$ — функция ударного возбуждения колебаний.

Деформация зацепления имеет две составляющие и описывается уравнением

$$Z = \alpha + Z_0, \quad (2)$$

где α — переменная колебательного движения; $Z_0 = P_{ст}/C_{min}$ — статическая составляющая деформации; $P_{ст} = M_i/r_i$; C_{min} — установившееся значение жесткости зацепления.

С учетом выражения (2) система уравнений (1) приводится к следующему виду

$$\begin{cases} I_1 \ddot{\varphi}_1 = -C(t)\alpha r_1 - K(\omega)\dot{\alpha} r_1 - M_1 \frac{\Delta C(t)}{C_{min}} - F(t)r_1 \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = C(t)\alpha r_2 + K(\omega)\dot{\alpha} r_2 + M_2 \frac{\Delta C(t)}{C_{min}} + F(t)r_2 \end{cases}, \quad (2)$$

где $\Delta C(t)$ — превышение величины жесткости над установившимся уровнем C_{min} .

Вычитая из первого уравнения системы (2) второе, получим уравнение, описывающее вынужденные поперечные колебания зубчатых колес вдоль линии зацепления,

$$m\ddot{\alpha} + K(\omega)\dot{\alpha} + C(t)\alpha = -P_{ст} \frac{\Delta C(t)}{C_{min}} - F(t), \quad (3)$$

где $m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$, $m_i = \frac{I_i}{r_i^2}$ — приведенная к основной окружности масса зубчатого колеса ($i = 1, 2$).

Первое слагаемое правой части уравнения (3) представляет собой описание возмущающей силы, обусловленной периодически изменяющейся жесткостью зацепления,

$$F(t)_c = -\frac{\Delta C(t)}{C_{\min}} P_c \quad (4)$$

Разложение выражения (4) в ряд Фурье имеет вид

$$F_c(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{j=1}^{\infty} a_j \cos j[\omega t + \pi(D(\varepsilon_\alpha) + D(\varepsilon_\beta))], \quad (5)$$

где $a_j = \frac{2P_c h C_{y\delta}}{C_{\min} \pi^2 j^2 \cos \beta} \sin[\pi D(\varepsilon_\alpha)j] \sin[\pi D(\varepsilon_\beta)j]$; $C_{y\delta}$ — удельная жесткость зацепления; β — угол наклона линии зуба; ε_α и ε_β — коэффициенты соответственно торцевого и осевого перекрытия; $D(\varepsilon_\alpha)$ и $D(\varepsilon_\beta)$ — их дробные части; h — осевой шаг зубчатых колес; $\omega = 2\pi/T$; T — период зацепления зубьев.

Анализ уравнения (5) показывает, что в передачах с постоянной жесткостью зацепления возмущающая сила равна нулю. Характерно, что амплитуда первой гармоники ($j = 1$) силы $F_c(t)$ составляет 2,5 ... 9,3 % от $P_{ст}$, причем амплитуды высших гармоник уменьшаются пропорционально $1/j^2$. Кроме того, видно, что возмущающая сила $F_c(t)$ не зависит от угловой скорости вращения колес.

Силовое ударное возбуждение принципиально отличается от параметрического тем, что не может быть подавлено на конструкторском уровне и поэтому присутствует в любой передаче.

В зависимости от величин погрешности основных шагов Δ и статической деформации Z_0 передача нагрузки между зубьями сопровождается крошечным или срединным ударом. В настоящей работе принято, что функция ударного возбуждения $F(t)$ имеет вид усеченной синусоиды, подобно функции контактной нагрузки при ударе двух упругих сил [2]. Наиболее удобна запись подобной функции с помощью единичных функций Хевисайда:

$$F(t) = F_0 \sin \Omega t [1(t) - 1(t - \tau)], \quad (6)$$

где F_0 — амплитуда ударного возбуждения; τ — длительность его действия; Ω — частота синусоиды импульса.

Интенсивность ударного возбуждения колебаний с различными гармониками S определяется коэффициентами a_s разложения функции (6) в ряд Фурье:

$$F(t) = \frac{F_0}{\pi q} + \sum_{s=1}^{\infty} a_s \cos S \left(\omega t - \frac{\tau}{2} \right), \quad (7)$$

где

$$a_s = \frac{2qF_0}{\pi(q^2 - S^2)} \cos \frac{S\pi}{2q}; \quad q = \frac{\Omega}{\omega}. \quad (8)$$

Предложенная математическая модель вынужденных поперечных и крутильных колебаний является опорной моделью для описания «работоспособного» состояния в задачах технической диагностики на этапах изготовления, монтажа и эксплуатации привода технологического оборудования. Она позволяет проанализировать амплитудно-частотный состав вибросигнала и правильно выбрать информационные параметры для технической диагностики и автоматического управления.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Абрамов Б.М. Колебания прямозубых зубчатых колес. — Харьков: Изд-во Харьковского ун-та, 1968. — 175 с.
2. Александров Е.В., Соколинский В.Б. Прикладная теория и расчеты ударных систем. — М.: Наука, 1969. — 202 с.

УДК 614.842.663

И.Е. Кокоулин

УЧЕТ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРЕОДОЛЕНИЯ УГРОЖАЕМЫХ УЧАСТКОВ ПРИ ИМИТАЦИОННОМ МОДЕЛИРОВАНИИ АВАРИЙНОЙ ЭВАКУАЦИИ ГОРНОРАБОЧИХ

В Методических указаниях по составлению плана ликвидации аварий [1] отмечается, что эвакуация людей при возникновении аварии, связанной с загазированием шахтной вентиляционной сети (ШВС), должна, по возможности, осуществляться по выработкам со свежей струей воздуха. Если же это невозможно - длина загазированного участка маршрута должна быть мини-