

## РАЗРАБОТКА МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ПРОЦЕССА ВОЗБУЖДЕНИЯ ВИБРАЦИИ В ПОДШИПНИКАХ ДОБЫЧНОГО КОМБАЙНА

**Косарев Н.П., доц., к.т.н., доц.; Волков С.О., магистрант**

*(ГОУ ВПО «Донецкий национальный технический университет», г. Донецк, ДНР)*

**Актуальность исследований.** Существующие структурные и математические модели формирования диагностических параметров, отображаемых высокочастотными вибрациями асинхронных электродвигателей добычных комбайнов, построенные на гипотезе однозначного взаимосвязи энергетических параметров вибрации с мерами серьезности дефектных элементов (уровнем динамической нагрузки, вызванных дефектом, размерами дефекта и т.д.). Некоторые из них учитывают так же связь кинематики дефекта и оборотной частоты ротора с частотой пульсации средней мощности вибрации. Однако невозможность объяснить на основе этих моделей ухудшение достоверности диагностики при выборе области резонансов конструкции в качестве информативной, где энергетический уровень информативной компоненты вибрации выше, указывает на ограниченность моделей и их недостаточность для дальнейшего совершенствования систем вибродиагностики в направлении повышения достоверности диагнозов. Эти обстоятельства и обуславливают актуальность исследований по созданию новых и усовершенствованию существующих моделей, позволяющих учесть более тонкие механизмы формирования диагностических параметров добычных комбайнов.

**Постановка задачи исследований.** Целью статьи является проведение исследований по разработке математической модели процесса возбуждения вибрации в подшипниках добычного комбайна, что позволит повысить показатели эффективности и надежности процессов добычи каменного угля. Для достижения поставленной цели сформулированы и решены следующие задачи:

- проанализировать процесс формирования информативной составляющей вибрации опоры;
- разработать математическую модель контакта тел качения с опорой для последующего обоснования технических требований к системе измерения диагностических параметров.

**Результаты исследований.** На основании проведенного анализа установлено, что среди причин и факторов, определяющих процесс формирования информативной составляющей вибрации опоры, важнейшими являются возбуждение высокочастотной вибрации в контакте качения и процесс модуляции этой вибрации под действием динамической нагрузки на опору [1, 2]. В качестве входных положений дальнейших исследований контактов качения используются факты и допущения, обоснованные и принятые в теории контактной гидродинамики, теории нагруженного механического контакта [3], теории упругих систем [4]:

- наиболее высокочастотные вибрации возбуждаются микронеровностями поверхностей качения, размеры которых значительно меньше размеров пятна контакта в направлении качения;
- допускается справедливость гипотезы об эквивалентности контакта двух шероховатых поверхностей контакта шероховатой и гладкой поверхности с перечислением параметров эквивалентной шероховатой поверхности;
- внутренняя структура контактирующих тел качения однородная, контакт двух гладких поверхностей качения сопровождается их деформацией, согласно теории Герца, и не вызывает возникновения вибрации при движении одного тела по другому;
- пленка масла в контакте имеет значительно меньшую толщину, чем деформация контактирующих поверхностей и не влияет на распределение усилий в контакте;

- давление в контакте распределены по полуэллиптическому закону, который можно для упрощения выкладок заменить косинусоидальным;
- толщина пленки смазки в контакте (высота зазора между поверхностями контактирующих тел) остается постоянной на всей площади контакта;
- податливость смазочной пленки при давлениях, действующих в контакте, и значительно меньше податливости контактирующих тел;
- проскальзывание в контакте качения отсутствует;
- деформации тел качения в контакте – абсолютно упругие, тела целиком восстанавливают свою форму после выхода из контакта;

Графическое представление процесса контакта качения для абсолютно гладких цилиндрических тел приведено на рис. 1.

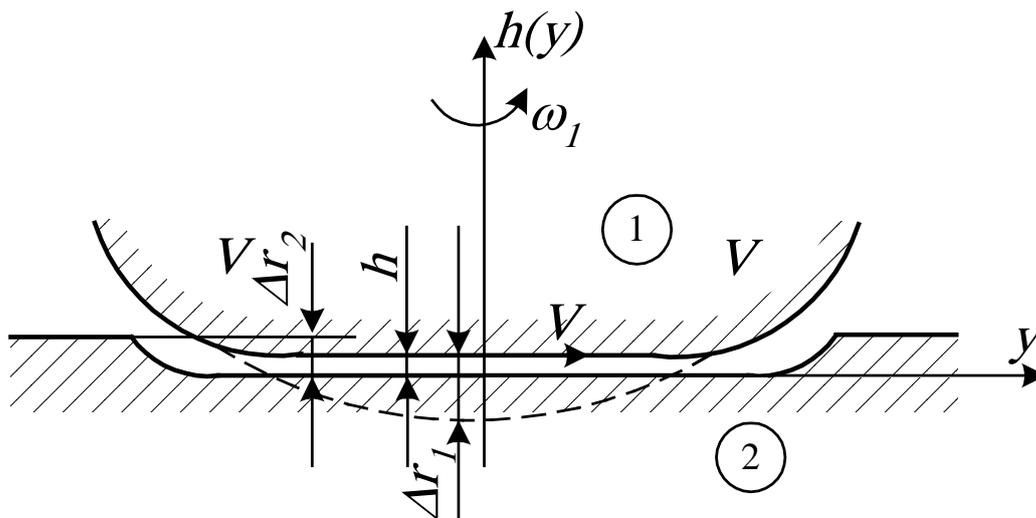


Рисунок 1 – Контакт абсолютно гладких тел качения

Тела качения сжимаются статической силой  $P_K$ , под действием которой происходит их деформация в зоне контакта. Для цилиндрических тел форма площадки контакта прямоугольная. Распределение нагрузки в зоне контакта равномерное вдоль осей цилиндров и полуэллиптических – по направлению вектора скорости качения. Идеальная форма тел качения обуславливает постоянный характер распределения нагрузки в материале контактирующих тел в зоне контакта при перекатывании. Перекатывание тел не приводит к изменению картины распределения нагрузки в зоне контакта. Таким образом, динамическое возбуждение в контактирующих телах не возникает и упругие волны нагрузки в материале тел качения не возбуждаются. Для цилиндрических контактирующих тел контурные площадки имеют вид узких полосок, лежащих в плоскости зоны контакта тел и ориентированных вдоль осей тел качения. Ширина полосы  $\Delta u$  должна быть достаточно малой, чтобы в ее пределах контурное давление изменялось незначительно и величину этого контурного давления можно было бы считать неизменной.

Таким образом, если для контурной площадки  $\Delta s$  количество микроконтактов как функция от давления ( $P$ ) описывается выражением:

$$n_{\Delta s}(P) = C_{n\Delta s} P,$$

а величина контурного давления подчиняется зависимости:

$$P(y) = P_0 \cos \frac{\pi}{2b} y,$$

то для любой контурной площадки такой же площади получим зависимость количества микроконтактов от координаты  $y$  и давления  $P$ :

$$n_{\Delta s}(P, y) = P_0 C_{n_{\Delta s}} \cos \frac{\pi}{2b} y,$$

где  $C_{n_{\Delta s}}$  – постоянная контактирования для площадки  $\Delta s = \Delta y l$ ;  $b, l$  – ширина и длина зоны контактирования, соответственно;  $P_0$  – давление в центре контактной зоны;  $y$  – расстояние от элементарной площадки до центра контакта.

Средняя плотность микроконтактов (количество микроконтактов на единицу площади) определится как:

$$n(P_0, y) = \frac{n_{\Delta s}(P, y)}{\Delta s} = P_0 C_n \cos \frac{\pi}{2b} y,$$

где  $C_n = C_{n_{\Delta s}} / \Delta s$  – постоянная плотности контакта для площадки.

Производная от  $n_0(P_0, y)$  характеризует скорость изменения плотности контактирования от координаты  $y$ :

$$n_0(P_0, y) = \frac{\partial}{\partial y} n(P_0, y) = -\frac{\pi}{2b} P_0 C_n \sin \frac{\pi}{2b} y.$$

Для контурной площадки малой ширины  $\Delta y$  в границах разрешенных значений координаты  $y$  ( $-b < y < b$ ) будем иметь некоторое количество микроконтактов, вступивших во взаимодействие:

$$\Delta n(P_0, y) = n_0(P_0, y) \Delta y l = -\Delta y l \frac{\pi C_n P_0}{2b} \sin \frac{\pi}{2b} y.$$

Для малых значений  $\Delta y \ll y$ , что справедливо почти везде на интервале  $(-b; b)$ , кроме точки  $y = y_0$ , где  $n_0(P_0, y = 0) = 0$ , может быть определена длительность  $i$ -го силового импульса, сформированного  $i$ -ым микроконтактом, которая возникает при  $y = y_i$  и исчезает при  $y = -y_i$ :

$$t_i = \frac{2y_i}{V} = \frac{4y_i}{D_g \omega_g},$$

где  $V = D_g \omega_g / 2$  – скорость качения;  $D_g$  – диаметр тела качения;  $\omega_g$  – угловая скорость тела качения.

**Выводы.** В данной статье проведены исследования по разработке математической модели процесса возбуждения вибрации в подшипниках добычного комбайна, а именно: проанализирован процесс формирования информативной составляющей вибрации опоры; разработана математическая модель контакта тел качения с опорой для последующего обоснования технических требований к системе измерения диагностических параметров. Данные результаты исследований в перспективе позволят повысить показатели эффективности и надежности процессов добычи каменного угля.

#### Перечень ссылок

1. Барков, А. В. Мониторинг и диагностика роторных машин по вибрации / А. В. Барков, Н. А. Баркова, А. Ю. Азовцев. – Ленинград : АО ВАСТ, 1997. – 170 с.
2. Воронцов, А. Г. Элементы теории высокочастотной вибродиагностики роторных машин : монография / А. Г. Воронцов. – Донецк : РВА ДонНТУ, 2002. – 137 с.
3. Восташьявичус, В. В. Контактные системы / В. В. Восташьявичус и др. – Ленинград : Машиностроение, 1987. – 279 с.
4. Тимошенко, С. П. Колебания в инженерном деле / С. П. Тимошенко, Д. Х. Янг, У. Увер. – Москва : Машиностроение, 1985. – 472 с.