

УДК 519.71

МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ЭЛЕМЕНТОВ ЭЛЕКТРОМЕХАНИЧЕСКОЙ СИСТЕМЫ «КОЛЕСО-ПОВЕРХНОСТЬ ДОРОГИ»

Обухов П.С., доц., Ph.D.; Носачев С.В., аспирант

(Донской государственной технической университет, г. Ростов-на-Дону, Россия)

Для обеспечения безопасности и уменьшения потерь при движении железнодорожного транспорта необходимо качественное сцепление поверхности колес с дорогой. Анализ данного вопроса необходимо начать с математического моделирования процессов происходящих в месте фрикционного контакта при переходе от предварительного смещения к относительному скольжению.

На рисунке 1 показана электро-механическая система взаимодействия колеса с поверхностью дороги.

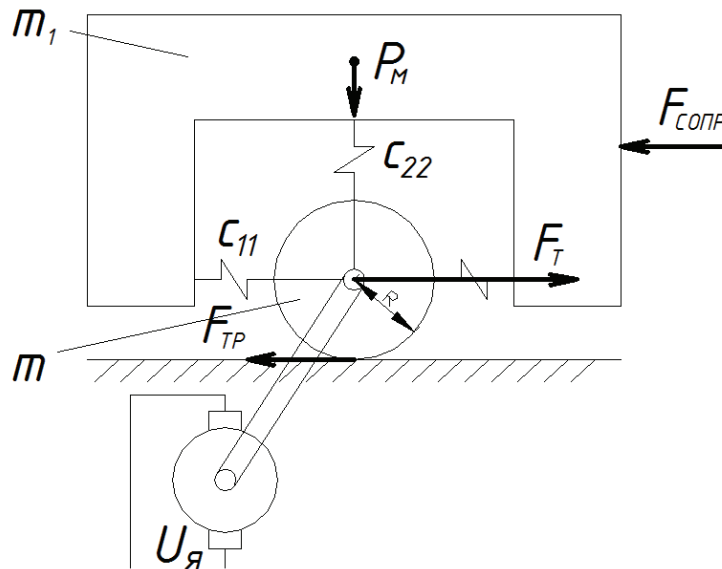


Рисунок 1 – Электромеханическая система «Колесо-поверхность дороги»

Математическую модель данной системы можно представить в следующем виде [1]:

$$\begin{cases} U_{я} - C_e \cdot \omega = I \cdot R + L \cdot \frac{dI}{dt} \\ I \cdot C_m = J \cdot \frac{d\omega}{dt} + M(\alpha) \end{cases} \quad (1)$$

где $U_{я}$ – напряжение якоря; C_e – электрическая постоянные; C_m – электромеханическая постоянные; ω – частота вращения ротора; I – ток двигателя; R – сопротивление двигателя; L – индуктивность двигателя; J – момент инерции двигателя; M – момент инерции, имеющий зависимость от радиуса колеса и угла α по нелинейному закону:

$$M(\alpha) = F_1(\alpha) \cdot r \quad (2)$$

В качестве нелинейного элемента в данном объекте можно использовать характеристику представленную на рисунке 2

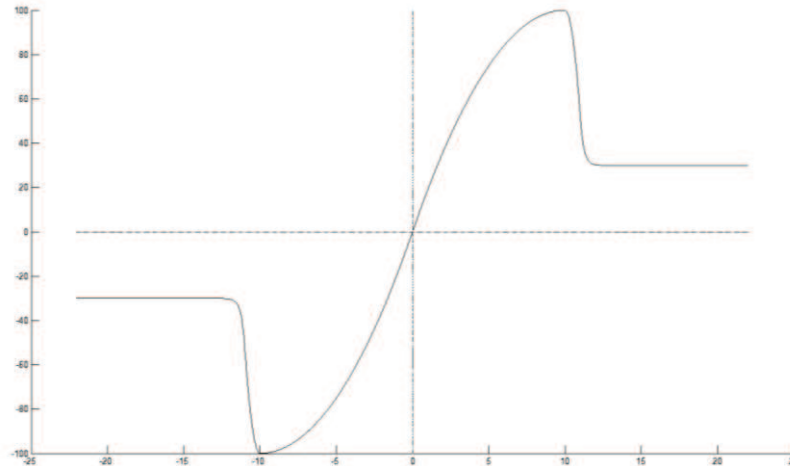


Рисунок 2 – Модель нелинейного элемента

После преобразования системы (1) к форме Коши и учета угловых перемещений колеса система уравнений примет вид [2]:

$$\left\{ \begin{array}{l} \frac{dI}{dt} = \frac{U_{я} - C_e \cdot \omega_1 - I \cdot R}{L} \\ \frac{d\omega_1}{dt} = \frac{I \cdot C_m - M \cdot (\alpha_1 - \alpha_2) + h \cdot (\omega_1 - \omega_2)}{J} \\ \frac{d\alpha_1}{dt} = \omega_1 \\ \frac{d\alpha_2}{dt} = \omega_2 \\ \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{M \cdot (\alpha_1 - \alpha_2) + h \cdot (\omega_1 - \omega_2) - M_{mp}}{m \cdot r^2} \end{array} \right. \quad (3)$$

где α_1 – угол поворота колеса с деформацией; α_2 – угол поворота колеса без деформации; ω_1, ω_2 соответствующие им угловые скорости.

Опираясь на полученную модель, можно охарактеризовать процессы, протекающие в данном объекте. Сила нормального давления остается постоянной, т.е. есть изменяется только сила тангенциальная (сила трения) F_T , которая формирует момент трения. По мере начала вращения колеса имеет место упругая деформация (деформация одной части шероховатой поверхности относительно другой), в результате чего формируется угол α ; т.е. угол, который определяет деформационное смещение колеса относительно дороги или ротора относительно статора. Эти смещения происходят в контактной области. По мере увеличения тангенциальных напряжений (увеличение силы F_T) происходит некоторое относительное смещение.

Когда колесо начинает вращаться, то в одной его части происходит деформация сжатия, а в другой деформация растяжения, т.е. возникают некоторые эпюры сжатия и растяжения, которые образуются постоянно в процессе поворота колеса и восстанавливают продеформированную часть. В результате этого нет относительного проскальзывания, но происходит эффект, при котором угол поворота будет больше, чем часть, связанная с формированием напряжения. Происходит обкатывание этого напряженного состояния и формируется некоторая скорость проскальзывания. Если увеличить напряжение на двигателе, то происходит срыв контакта и появляется относительное скольжение. При этом происходит одновременное формирование фрикционного контакта и его разрушение. Если интенсивность формирования контакта во времени и интенсивность разрушения таковы, что последняя превышает интенсивность восстановления контакта, то в этот момент происходит срыв и появляется нелинейность движения. В результате, имеет место момент, когда наступает баланс между двумя состояниями – это неустойчивое состояние, при котором происходит срыв контакта и резкое уменьшение силы трения. На свойства анализируемого фрикционного контакта влияют два основных фактора:

1 – Сила нормального давления, т.е. насколько большее сближение колеса с поверхностью. В процессе функционирования системы характеристики движения будут разными в нагруженном и не нагруженном состоянии.

2 – Потери. Потери будут возрастать по мере приближения к точке срыва контакта. Это значит, что уравнения в вариациях относительно точки контакта будут меняться.

Для более детального анализа процессов, возникающих при движении системы, зададимся параметрами двигателя постоянного тока:

$$U_{я} = 220 \text{ В}, I = 0.2 \text{ А}, R = 0.2 \text{ Ом}, C_e = 4.4, C_m = 0.038,$$

$$L = 0.012, J = 0.02, T_{em} = 0.24, T_e = 0.06.$$

Допустим напряжение якоря таково, что по мере его увеличения, система движется к своей точке равновесия, как колебательное звено, поэтому движение представляет собой устойчивую спираль (1 или 2, рис.3).

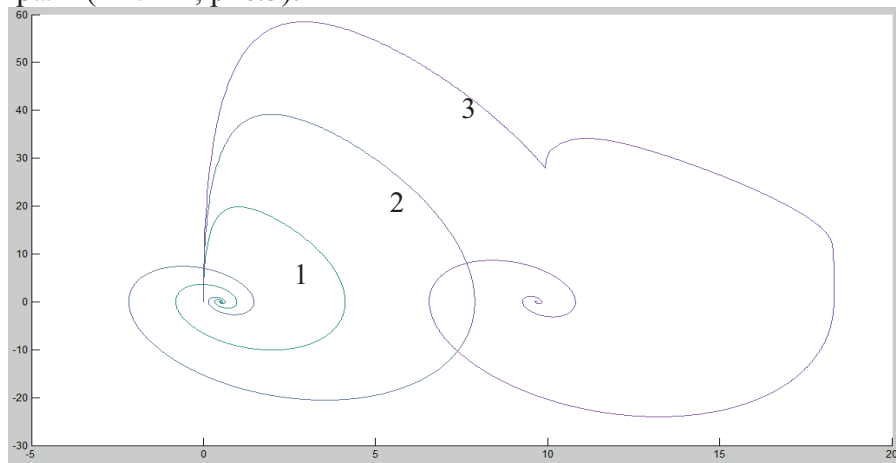


Рисунок 3 – Фазовая траектория при вариации напряжения (зависимость $\omega_1 - \omega_2$)

1 - $U_1=100 \text{ В}$ движение происходит без срыва; 2 - $U_2=200 \text{ В}$ движение происходит без срыва; 3 - $U_3=300 \text{ В}$ происходит срыв контакта.

Если подается напряжение, для которого угол α и момент, который при этом возникает, будет больше, чем момент, который развивает двигатель, то произойдет срыв контакта. Начиная с этой точки, будет рассматриваться другое уравнение (для второй области), в котором меняется знак, система становится неустойчивой, а после восстановления контакта снова переходит на устойчивую траекторию движения (третья область). Фазовый портрет для состояния срыва контакта представлен на рисунке 3 (3).

Зависимость тангенциальной силы от времени при вариации напряжения на якоре показана на рисунке 4. Из него хорошо видно, что тангенциальная сила резко падает при проскальзывании колеса.

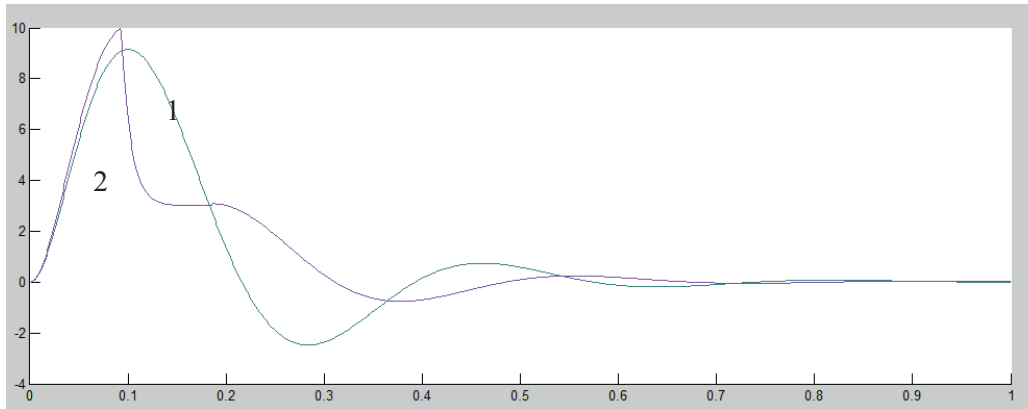


Рисунок 4 – Тангенциальная сила при вариации напряжения
1 - $U_1=100$ В движение происходит без срыва;
2 - $U_3=300$ В происходит срыв контакта.

Таким образом, в данной работе наглядно представлена и проанализирована математическая модель процессов, возникающих при взаимодействии элементов электро-механической системы «колесо-поверхность дороги», что позволит продолжить дальнейшее изучение данного вопроса с учетом дополнительных составляющих этой сложной системы.

Перечень ссылок

1. Лобас Л.Г. Качественные и аналитические методы в динамике колесных машин / Лобас Л.Г.Вербицкий В.Г.–Киев.: Наукова думка, 1990. – 232с.
2. Максак В.И. Предварительное смещение и жесткость механического контакта / Максак В.И. – М.: «Наука», 1975. – 60с.

УДК 622.3.002.5

ОБОСНОВАНИЕ СИСТЕМЫ АВТОМАТИЧЕСКОЙ СТАБИЛИЗАЦИИ НАГРУЗКИ УЧАСТКОВОГО ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА

Лукомский Л.В., студент; Ставицкий В.Н., к.т.н., доцент
(Донецкий национальный технический университет, г.Донецк, Украина)

Недостаточная эффективность использования конвейерных линий обусловлена случайностью и неравномерностью грузопотоков, поступающих от горных машин.

По существующей в настоящее время методике, разработанной в ИГД им. А.А. Сковичинского для угольных и сланцевых шахт ширина ленты конвейера выбирается на основании значения максимального минутного грузопотока, поступающего из лавы. В соответствии с методикой эта величина появляется на конвейере в среднем около 3%-5% общего времени работы, поэтому в остальное время конвейер оказывается значительно недоиспользован по производительности, а в некоторые, весьма значительные интервалы времени, вообще работает вхолостую. Это приводит к снижению технико-экономических показателей конвейеров и повышению стоимости транспортирования груза (повышается расход электроэнергии, износ лент, редукторов и роликов).

Существенного повышения экономической эффективности можно добиться путем согласования режимов работы и параметров ленточного конвейера с фактическим входным грузопотоком. Для этого, в первую очередь, необходимо иметь по возможности полную информацию о свойствах и характеристиках грузопотока.