Следовательно, момент машины прямо пропорционален току якоря. Тогда

$$(M + \Delta M)n = (I_a + \Delta I_a)c_o n\Phi;$$

$$Mn + \Delta Mn = I_a c_o n\Phi + \Delta I_a c_o n\Phi$$

После преобразований получаем

$$\Delta Mn = \Delta I_a c_o n\Phi; \Delta p_{\text{мех}} = \Delta I_a c_o n\Phi.$$

Выводы. В силу того, что любое изменение величины передаваемого момента от электродвигателя до исполнительного органа машины изменяет электрические параметры электрической машины, фиксация и оценка изменения электрических параметров электродвигателя могут служить основополагающими для оценки состояния не только самого электродвигателя, но и механической части машины и могут быть использованы для комплексной диагностики сразу всей машины.

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Савельев А.Н., Кипервассер М.В., Инжелевская О.В.// Изв. вуз. Черная металлургия. 2011. № 6. С. 42 – 45.
2. Савельев А.Н.// Изв. вуз. Черная металлургия. 1996. № 12. С. 53 – 58.
3. Добрынин С.А., Фельдман М.С., Фирсов Г.И. Методы автоматизированного исследования вибрации машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1987. – 224 с.
4. Носов В.В. Диагностика машин и оборудования. Учебное пособие. 2-е изд.,испр. и доп. – СПб.: Лань, 2012. – 384 с.
5. Тензометрия в машиностроении. Справочное пособие / Под ред. Р.А. Макарова. – М.: Машиностроение, 1975. – 288 с.
6. Грешников В.А., Дробот Ю.В. Акустическая эмиссия. Применение для испытаний материалов и изделий. – М.: Изд-во стандартов, 1976. – 272 с.
7. Клюев В.В. Неразрушающий контроль. Кн. 3.: Справочник в 7-ми книгах. – М.: Машиностроение, 2004. – 375 с.
8. Иванов-Смоленский А.В. Электрические машины. Учебник для ВУЗов. – М.: Энергия, 1980. – 929 с.

© 2012 г. *А.Н. Савельев, М.В. Кипервассер, Д.С. Аниканов*

Поступила 16 октября 2012 г.

УДК 621.01

В.В. Гаряшин, Л.Т. Дворников

Сибирский государственный индустриальный университет

ГЕОМЕТРИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ МЕХАНИЗМА ДВУХЩЕКОВОЙ ДРОБИЛЬНОЙ МАШИНЫ

Снижение энергетических затрат на измельчение материала, повышение степени его дробления за одну операцию являются актуальными задачами. Одним из вариантов решения этих задач является создание новых кинематических схем дробильных машин.

На рис. 1 показана кинематическая схема двухщековой дробильной машины[1], включающей неподвижную щеку *9*, основную *6* и дополнительную *5* подвижные щеки, соединенные в шарнир, приводной кривошип *1*, трехпарное опорное звено *4*, стойку *8*. При этом основная *6* и промежуточная *5* подвижные щеки дробильной машины, трехпарное опорное звено *4*, поводки *7* и *3*, а также трехшарнирный шатун *2* образуют между собой шестизвенный замкнутый изменяемый контур.

Первой и исключительно сложной задачей при реальном проектировании такой машины является задача по определению геометрических размеров ее звеньев и расположению опор в пространстве, при которых будет обеспечиваться требуемое движение подвижных щек.

Механизм исследуемой дробильной машины состоит из шестизвенной группы Асура. Для решения задачи геометрического синтеза в первом приближении необходимо разбить этот механизм на более простые группы звеньев. Предположим, что точки *H* и *B* движутся по дугам окружностей с центрами *O′* и *O″* соответственно

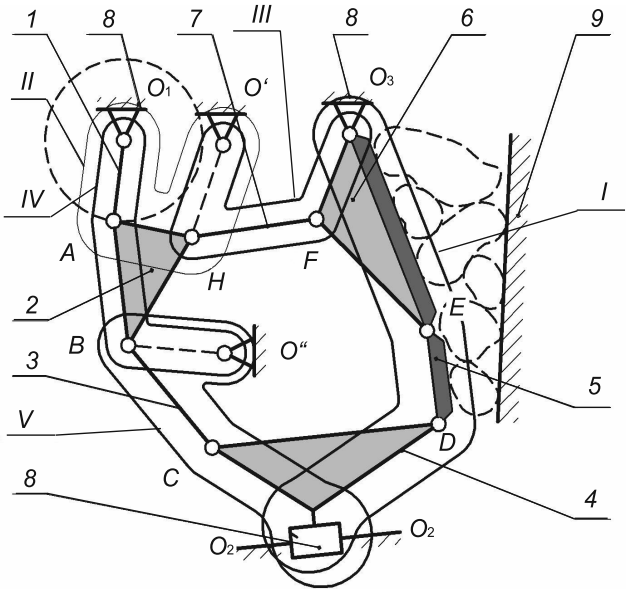

Рис. 1. Схема двухщековой дробилки с шестисторонним замкнутым изменяемым контуром

[1] Пат. 2423179 С1 РФ. МПК В02С 1/02. Двухщековая дробильная машина / Л.Т. Дворников, А.В. Макаров, В.В. Гаряшин, Д.О. Чашников. № 2010107717/21. Заявл. 02.03.2010; опубл. 10.07.2011.

(рис. 1). Тогда в механизме можно будет выделить три четырехзвенника и два кривошипно-ползунных механизма, которые на рис. 1 пронумерованы римскими цифрами *I* – *V* согласно последовательности, в которой будут рассматриваться. Задавшись приближенными к реальным размерам щек O_3E и *ED* дробильной машины и их допустимыми движениями вблизи неподвижной щеки, построим кривошипно-ползунный механизм O_3ED (рис. 2). При этом важно учитывать направление движения ползуна *4*.

После задачи движения щек становится возможным определить расположение опоры O_1 и, рассмотрев движение четырехзвенника O_1AHO', задать геометрические размеры начального звена и найти величину *AH* звена *2*. Далее из синтеза четырехзвенника $O'HFO_3$ полностью определятся размеры звеньев *7* и *6*. Следующим этапом будет определение на тех же логических основаниях размеров звеньев *2*, *3* и *4* исходя из геометрии четырехзвенника O_1ABO'' и кривошипно-ползунного механизма *O''BC*.

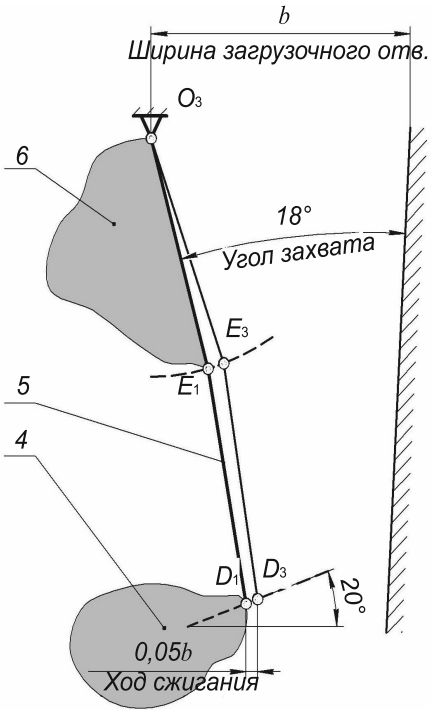

Рис. 2. Построение положений выходных звеньев

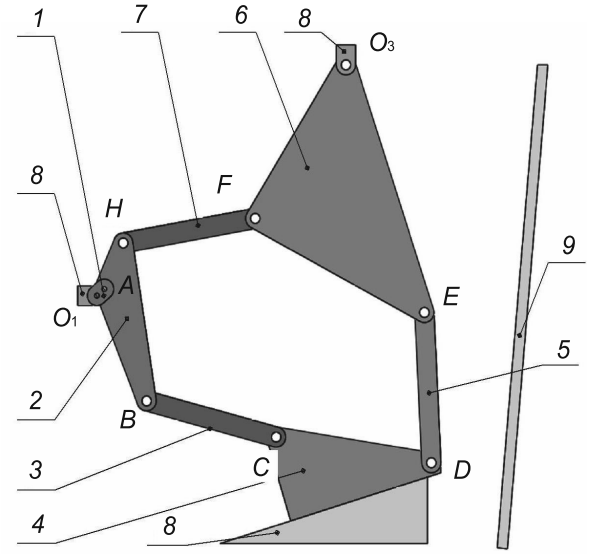

Рис. 3. Модель восьмизвенного механизма двухщековой дробильной машины

Проведенных построений достаточно для создания модели механизма в первом приближении. Дальнейший поиск работоспособной схемы механизма ведется методом итераций. К ведущему звену O_1A прикладывается вращательный момент, приводящий в движение весь механизм. Приводное звено не сможет сделать полный оборот, и в некотором положении механизм остановится. Задаваясь только целыми значениями линейных величин, меняем размеры звеньев и расстояние между стойками до тех пор, пока приводное звено не сможет сделать полный оборот, а выходные звенья не будут совершать требуемые движения. На рис. 3 показана работоспособная модель.

Выводы. Изложенный метод геометрического синтеза длин звеньев двухщековой дробильной машины с шестиугольным замкнутым изменяемым контуром позволил найти такие реальные размеры всех звеньев, которые дают возможность построить механизм с параметрами, близкими к необходимым.

© 2012 г. *В.В. Гаряшин, Л.Т. Дворников*
Поступила 30 октября 2012 г.