

## ПРИМЕНЕНИЕ МЕТОДА ВОЗМОЖНЫХ ПЕРЕМЕЩЕНИЙ ПРИ РАСЧЕТЕ ГРАНИЧНЫХ РАБОЧИХ ПАРАМЕТРОВ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ

*Бондаренко И.Р.*

**Ключевые слова:** щековая дробилка, вариационные принципы, метод возможных перемещений, вращающий момент.

**Аннотация.** В представленной работе рассмотрено применение вариационного принципа возможных перемещений к определению граничного значения вращающего момента, необходимого для обеспечения движения механизма щековой дробилки.

## APPLICATION OF THE METHOD OF POSSIBLE MOVEMENTS WHEN CALCULATING THE BOUNDARY WORKING PARAMETERS OF A JAW CRUSHERS

*Bondarenko I.R.*

**Keywords:** jaw crusher, variation principles, method of possible displacements, starting moment.

**Abstract.** In the present work, the application of the variational principle of possible displacements to the determination of the minimum value of the starting torque necessary to ensure the movement of the jaw crusher mechanism is considered.

Щековые дробилки (рисунок 1) получили широкое распространение в промышленности строительных материалов, а также в горной и металлургической отраслях. Применяются они на стадии начального измельчения материалов, обладающих высокой твердостью и прочностью, с преимущественно хрупкими свойствами, таких, как: известняки, руды черных и цветных металлов, угли, сланцы и т.д.

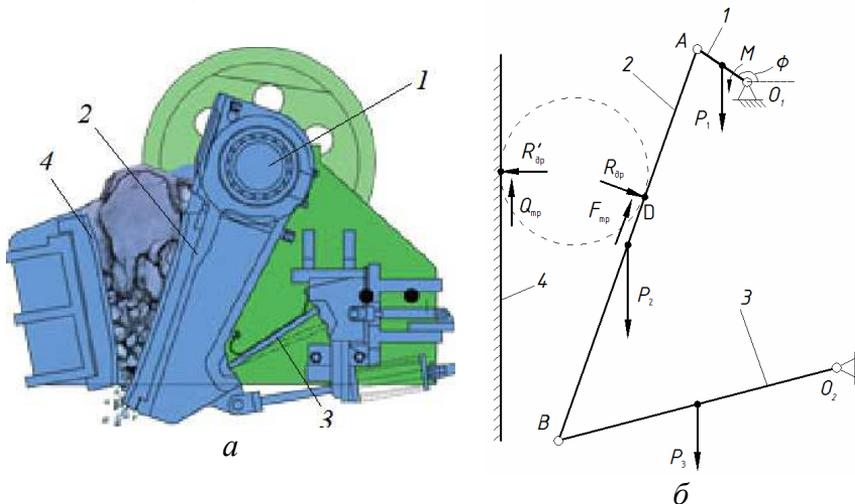


Рис. 1. Щековая дробилка: а – в процессе работы; б – силовая схема:

1 – эксцентриковый вал (кривошип); 2 – подвижная щека вместе с дробящей плитой; 3 – распорная плита; 4 – неподвижная щека

Несомненно, что работа данного оборудования в условиях высоких нагрузок требует грамотного подхода в вопросах определения граничных параметров работы приводного оборудования. В связи с этим в данной работе рассмотрена задача применения одного из вариационных принципов механики – метода возможных перемещений к вопросу определения величины уравнивающего вращающего момента, приложенного к эксцентриковому валу дробилки, превышение которого обеспечит движение механизма дробилки.

При решении задачи принимается, что на звенья механизма действуют следующие нагрузки: силы тяжести кривошипа  $P_1$  и дробящей плиты  $P_2$ , усредненная сила сопротивления дроблению  $R_{др}$ , сила трения материала о дробящую плиту  $F_{тр}$ , вращающий момент  $M$ . Силой тяжести третьего звена  $P_3$  пренебрегается, так как на практике масса распорной плиты составляет менее 10% от общей массы механизма.

Шарниры механизма допускают следующие возможные перемещения (рисунок 2) его звеньев: поворот кривошипа на угол  $\delta\phi_1$ , поворот дробящей плиты вокруг мгновенного центра вращения  $P$  (МЦВ) на угол  $\delta\phi_2$ . Возможные перемещения  $\delta S_A$  и  $\delta S_B$  точек  $A$  и  $B$  направлены по касательным к траекториям движения данных точек. Возможные перемещения  $\delta S_D$  и  $\delta S_{C_2}$  направлены перпендикулярно отрезкам  $PD$  и  $PC_2$  в направлении мгновенного вращения дробящей плиты.

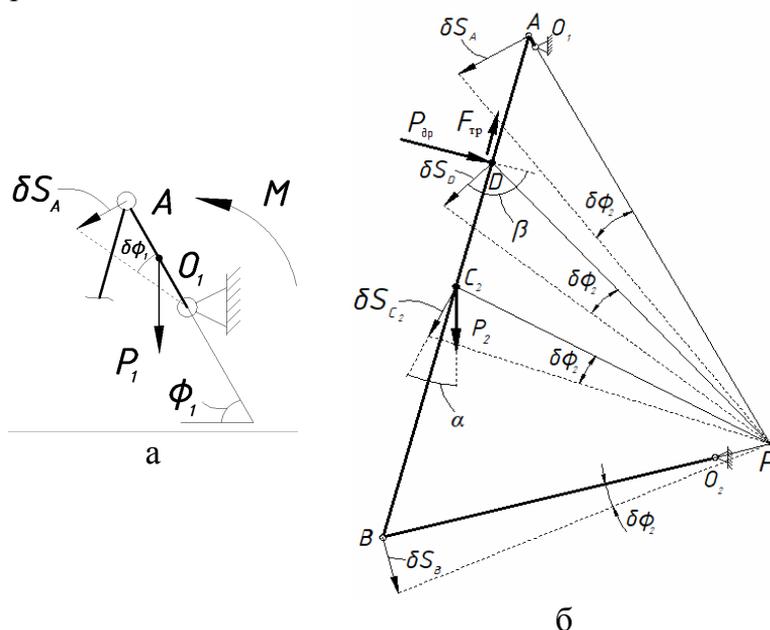


Рис. 2. К применению принципа возможных перемещений

Для определения момента, приложенного к эксцентриковому валу и удерживающего механизм в состоянии равновесия, используем принцип возможных перемещений

$$\sum_{i=1}^n \delta A_i^a = 0, \quad (1)$$

где  $\delta A_i^a$  – элементарная работа всех активных нагрузок, приложенных к  $i$ -й точке системы.

Уравнение работ, составленное в соответствии с (1), имеет вид:

$$M\delta\varphi_1 + P_1 \frac{\delta S_A}{2} \cos \varphi_1 + P_2 \delta S_{C_2} \cos \alpha + P_{Др} \delta S_D \cos \beta + F_{Тр} \delta S_D \cos(\beta + \pi/2) = 0. \quad (2)$$

Выразим соответствующие возможные перемещения  $\delta S_A$ ,  $\delta S_D$ ,  $\delta S_{C_2}$  как малые дуги соответствующих радиусов  $l_1$ ,  $AP$ ,  $PD$ ,  $PC_2$  через углы  $\delta\varphi_1$  и  $\delta\varphi_2$  (см. рисунок 2)

$$\delta S_A = l_1 \cdot \delta\varphi_1 = AP \cdot \delta\varphi_2, \quad \delta S_D = DP \cdot \delta\varphi_2, \quad \delta S_{C_2} = C_2 P \cdot \delta\varphi_2. \quad (3)$$

Связь между  $\delta\varphi_2$  и  $\delta\varphi_1$  может быть определена как

$$\delta\varphi_2 = \delta S_A / AP = l_1 \delta\varphi_1 / AP. \quad (4)$$

Учитывая равенство действия и противодействия, усилия дробления и трения куска материала о дробящую плиту (рисунок 3) можно вычислить, зная прочность материала при разрушении  $\sigma_p$  с помощью зависимостей [1]:

$$R_{Др} = P_{Др} = \sigma_p \pi F_{Раз} / 2,$$

$$F_{Тр} = F_{Тр}' = f P_{Др} = f \sigma_p \pi F_{Раз} / 2,$$

где  $F_{Раз}$  – величина площади разрушения куска материала (рисунок 3), которая с достаточной точностью определится через его диаметр  $D_k$  как:  $F_{Раз} \approx \pi D_k^2 / 4$ .

При  $\sigma_p = 250$  МПа,  $D_k = 890$  мм,  $f = 0,3$ :

$$F_{Раз} = 0,709 \text{ м}^2, \quad R_{Др} = 2,78 \cdot 10^8 \text{ Н},$$

$$F_{Тр} = 8,35 \cdot 10^7 \text{ Н}.$$

Уравнение работ всех силовых факторов (2) на возможных перемещениях с учетом выражений (3), (4) имеет вид

$$M\delta\varphi_1 + P_1 \cdot (l_1 / 2) \cdot \delta\varphi_1 \cos \varphi_1 + P_2 \cdot (C_2 P \cdot l_1 / AP) \cdot \delta\varphi_1 \cos \alpha + R_{Др} \cdot (DP \cdot l_1 / AP) \cdot \delta\varphi_1 \cos \beta + F_{Тр} \cdot (DP \cdot l_1 / AP) \cdot \delta\varphi_1 \cos(\beta + \pi/2) = 0. \quad (5)$$

Необходимые линейные и угловые размеры можно найти путём рассмотрения треугольников  $\Delta PAC_2$ ,  $\Delta PAD$ , или их измерения из чертежа (см. рисунок 2, б), с последующим их переводом через масштаб:

$$AP = 3400 \text{ мм}, \quad C_2 P = 2460 \text{ мм}, \quad DP = 2810 \text{ мм}, \quad \varphi_1 = 60^\circ, \quad \alpha = 28^\circ, \quad \beta = 122^\circ.$$

Сокращая выражение (5) на  $\delta\varphi_1$  и выражая  $M$ , получаем:

$$M = -P_1 \cdot \frac{l_1}{2} \cdot \cos \varphi_1 - P_2 \cdot \frac{C_2 P \cdot l_1}{AP} \cdot \cos \alpha - R_{Др} \cdot \frac{DP \cdot l_1}{AP} \cdot \cos \beta - F_{Тр} \cdot \frac{DP \cdot l_1}{AP} \cdot \cos(\beta + \pi/2).$$

Расчет величины момента производился при следующих расчетных данных:  $\varphi = 120^\circ$ ,  $a = 1200$  мм,  $b = 3000$  мм,  $O_1 A = 70$  мм,  $O_2 B = 3800$  мм,  $L = 0,33 AB$  мм,  $m_1 = 5800$  кг,  $m_2 = 20700$  кг. После подстановки

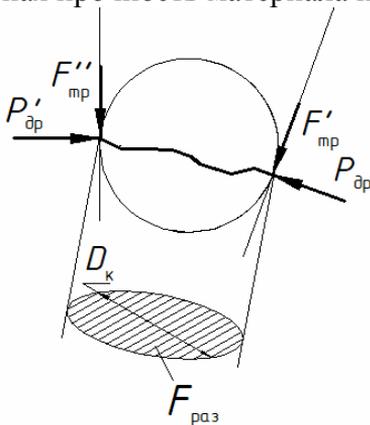


Рис. 3. Схема разрушения куска материала

расчетных данных, значений усилий  $P_1$ ,  $P_2$ ,  $R_{др}$ ,  $F_{тр}$ , а также измеренных геометрических параметров, вычислим уравнивающий момент

$$M = 4,097 \cdot 10^6 - 772,3 - 8,99 \cdot 10^3 + 8,534 \cdot 10^6 = 1,262 \cdot 10^7 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Применение принципа возможных перемещений позволяет определить необходимые параметры работы привода, учитывающие конструктивные характеристики оборудования, а также технологические факторы процесса дробления.

### Список литературы

1. Бауман В.А. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций: учебник для строительных вузов / В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев, В.Д. Мартынов. – 2-е изд., перераб. – М.: Машиностроение, 1981. – 324 с.

### References

1. Bauman V.A. Mechanical equipment of enterprises of building materials, products and structures: textbook for construction universities / V.A. Bauman, B.V. Klushantsev, V.D. Martynov. – 2nd ed. – M.: Mechanical Engineering, 1981. – 324 p.

<b>Бондаренко Иван Русланович</b> – кандидат технических наук, доц., Белгородский государственный технологический университет имени В.Г. Шухова, г.Белгород, Российская Федерация, ivanbond85@rambler.ru	<b>Bondarenko Ivan Ruslanovich</b> – candidate of technical sciences, Associate Professor, Belgorod State Technological University named after V.G. Shukhov, Belgorod, Russian Federation, ivanbond85@rambler.ru
--	--

*Received 27.06.2019*