

УДК 621.869

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГОСИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ ДРОБИЛЬНЫХ МАШИН С ЦИКЛОИДАЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПРИНЦИПОВ МЕХАНИКИ

О.Ж. Рабат, А.Н. Салманова

Исследованы энергосиловые параметры дробильных машин с циклоидальным движением с использованием вариационных принципов механики деформируемого твердого тела. Деформируемый материал предполагается идеальным жесткопластическим в виде сплошной плоской ленты с толщиной равной максимальному размеру куска. Дробилка с циклоидальным движением рабочего органа характеризуется циклической работой. За один оборот вала происходит z циклов дробления. Каждый из циклов включает рабочую и нерабочую (холостую) части. Рабочая часть цикла (непосредственно дробление) начинается в положении валков, при котором угол между касательными к их поверхностям в точке касания с куском материала становится равным углу захвата.

Ключевые слова: моделирование; энергоемкость; мощность; удельное давление; дробилка; циклоидальное движение; поле скоростей.

МЕХАНИКАНЫН ПРИНЦИПТЕРИН ПАЙДАЛАНУУ МЕНЕН ЦИКЛОИДАЛДЫК КЫЙМЫЛДУУ МАЙДАЛАГЫЧ МАШИНАЛАРДЫН ЭНЕРГИЯ КҮЧҮНҮН ПАРАМЕТРЛЕРИН ИЗИЛДӨӨ

Бул макалада деформациялануучу катуу телолордун механикасынын принциптерин колдонуу менен циклоидалдык кыймылдуу майдалагыч машиналардын энергия күчүнүн параметрлери изилдөөгө алынды. Деформациялануучу материал жалпак лента түрүндөгү калыңдыгы бир үзүмдүн максималдуу өлчөмүнө барабар идеалдуу катуу пластик катары болжолдонот. Жумушчу органы циклоидалдык кыймылдуу болгон майдалагыч циклдүү иш менен мүнөздөлөт. Калкылдагычтын бир айланмасында z майдалоо циклдери ишке ашырылат. Ар бир цикл иштөөчү жана иштөөбөчү бөлүктөрдөн турат. Циклдин иштөөчү бөлүгү (түздөн түз майдалоо) калкылдагычтын материалдын бөлүгүнө тийген жеринин бурчу материалды камтыган бурчка барабар болгондогу абалынан башталат.

Түйүндүү сөздөр: моделдөө; энергия сыйымдуулугу; кубаттуулук; салыштырмалуу басым; майдалагыч; циклоидалдык кыймыл; ылдамдык талаасы.

INVESTIGATION OF ENERGY-STRENGTH PARAMETERS OF CRUSHED MACHINES WITH CYCLOIDAL MOVEMENT USING THE PRINCIPLES OF MECHANICS

O.Zh. Rabat, A.N. Salmanova

In the paper, energy-strength parameters of crushing machines with cycloidal motion are investigated using the variational principles of the mechanics of a deformed solid. The deformable material is assumed to be ideal rigid-plastic in the form of a continuous flat tape with a thickness equal to the maximum size of the piece. The crusher with cycloidal movement of the working organ is characterized by cyclic operation. For one roll revolution, there are z cycles of crushing. Each of the cycles includes working and non-working (idle) parts. The working part of the cycle (directly crushing) begins at the position of the rolls, in which the angle between the tangents to their surfaces at the point of contact with the piece of material becomes equal to the angle of capture.

Keywords: modeling; energy intensity; power; specific pressure; crusher; cycloidal motion; velocity field.

В работах И.Я. Тарновского, А.А. Поздеева, В.Л. Колмогорова, Г.Я. Гун и др. широко используются вариационные принципы механики деформируемого тела для исследования течения металла и определения необходимых для деформации уси-

лий. Они позволяют приближенно решать двухмерные и трехмерные задачи [1].

На стадии разработки и создания новой машины информация об оцениваемом объекте обычно не может быть полной. В этих условиях для

прогнозирования качественных показателей и технико-экономических оценок машин используются методы математического моделирования. На начальном этапе работ по созданию новой техники эффективность машин можно оценить, используя показатель энергоемкости рабочего процесса [2].

Для определения мощности и удельных давлений рабочего процесса дробилки с циклоидальным движением рабочих органов в работе использован метод верхней оценки, который основан на известных принципах математической теории механики деформируемых тел, достаточно прост и позволяет с минимальными затратами труда определить энергосиловые параметры рабочего процесса [3].

В данной работе исследование энергосиловых параметров связано с необходимостью определения мощности, удельных давлений и оптимальных условий рабочего процесса дробилки с циклоидальным движением рабочего органа (РО).

Дробилка с циклоидальным движением РО характеризуется циклической работой. За один оборот вала происходит z циклов дробления. Каждый из циклов включает рабочую и нерабочую (холостую) части. Рабочая часть цикла (непосредственно дробление) начинается в положении валков, при котором угол между касательными к их поверхностям в точке касания с куском материала становится равным углу захвата. Положение исходного куска материала заданной крупности при этом является предельным нижним. При дальнейшем вращении валков куски материала дробятся. Заканчивается рабочая часть цикла, когда пара вершин поперечного сечения валков находится в верхнем положении на расстоянии друг от друга, равном ширине разгрузочной щели [4].

Нерабочей части цикла соответствует движение этой пары вершин вниз до положения, при котором начинается следующий цикл дробления.

В зависимости от величины угловой скорости валков дробилки, захватывание кусков материала и процесс дробления может происходить по-разному. При большой угловой скорости валков куски материала будут захватываться, и дробиться раньше, чем успеют переместиться до предельного нижнего положения. В результате этого уменьшается величина поверхности валков, активно взаимодействующая с материалом, что приводит к более интенсивному износу валков.

При небольшой угловой скорости валков куски успеют переместиться до крайнего нижнего положения, но будут накапливаться в рабочем пространстве, что вызовет его переполнение и вследствие этого, повышенный расход энергии на дробление, а также возможно и поломку деталей дробилки.

Таким образом, оптимальной является такая угловая скорость валков, при которой поток материала, падая с высоты головки питающего конвейера или бункера, перемещался бы в угловом рабочем пространстве дробилки в виде сплошной плоской ленты с толщиной равной минимальному размеру куска [5].

Деформируемый поток материала предполагается идеальным жесткопластическим в виде сплошной плоской ленты с толщиной, равной максимальному размеру куска. Задача решается с помощью упрощенного поля скоростей, когда дуга захвата заменяется стягивающей ее хордой. Поле скоростей состоит из жестких блоков и линий разрыва (рисунок 1), оно удовлетворяет граничным условиям в скоростях. Поле скоростей не полностью отражает реальную картину течения потока материала при дроблении, но зато оно удовлетворяет всем требованиям, предъявленным к кинематически возможному полю скоростей [6].

Отрезки АО, ВО являются линиями, на которых касательные к ним составляющие скоростей терпят разрыв. Течение потока материала внутри областей, разделенных линиями разрыва, считаем однородным. Эти области движутся относительно друг друга как жесткие блоки.

Полная мощность процесса дробления суммируется из мощностей, рассеиваемых на линиях разрыва скоростей, и из мощности, расходуемой на преодоление сил трения на поверхности АВ.

Угол α является варьируемым параметром. Варьируя α , будем отыскивать минимум полной мощности рассеивания и, таким образом, минимальную верхнюю оценку для мощности при дроблении [7].

Вычислим мощность, рассеивающуюся на линиях разрыва скоростей. На рисунке 1, б приведен годограф скоростей для рассматриваемого течения. Из годографа легко получаем:

$$V_2 = V_1 \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha - \gamma)}, \quad (1)$$

$$V_3 = V_2 \frac{\sin(\gamma + \beta)}{\sin \beta} = V_2 (\operatorname{ctg} \beta \sin \gamma + \cos \gamma). \quad (2)$$

Из условия равновесия:

$$V_3 = V_1 \frac{H}{h} = V_1 \frac{1}{1 - \varepsilon}. \quad (3)$$

После преобразований получим:

$$V_1 \frac{1}{1 - \varepsilon} = V_2 (\operatorname{ctg} \beta \sin \gamma + \cos \gamma). \quad (4)$$

Для определения угла β в соотношении (4) выразим V_2 через V_1 , используя формулу (1):

$$\frac{1}{1-\varepsilon} \frac{\sin(\alpha-\gamma)}{\sin \alpha} = \operatorname{ctg} \beta \sin \gamma + \cos \gamma \quad (5)$$

или после преобразований:

$$\operatorname{ctg} \beta + \operatorname{ctg} \gamma = \frac{1}{1-\varepsilon} (\operatorname{ctg} \gamma - \operatorname{ctg} \alpha). \quad (6)$$

Тогда

$$\operatorname{ctg} \beta = \frac{1}{1-\varepsilon} (\varepsilon \cdot \operatorname{ctg} \gamma - \operatorname{ctg} \alpha). \quad (7)$$

Отсюда угол β :

$$\beta = \arctg \left[\frac{1}{1-\varepsilon} (\varepsilon \cdot \operatorname{ctg} \gamma - \operatorname{ctg} \alpha) \right]. \quad (8)$$

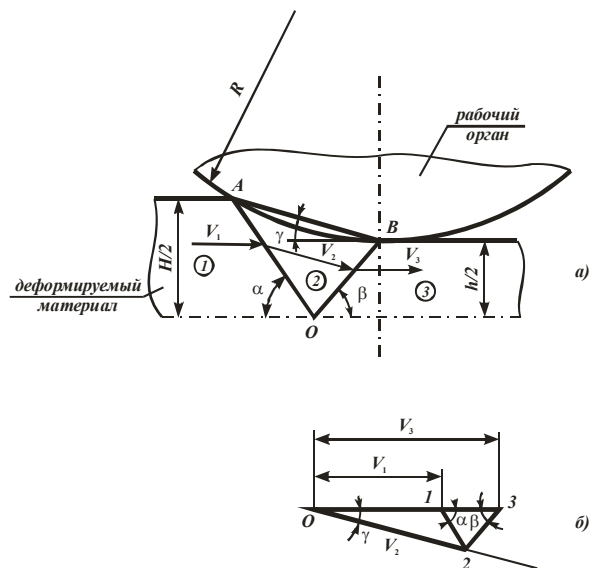


Рисунок 1 – Кинематически возможное поле скоростей: а – поле линий разрыва скоростей; б – годограф скоростей

Разрывы касательных составляющих скоростей равны:
на АО:

$$V_{1-2} = V_1 \frac{\sin \gamma}{\sin(\alpha-\gamma)}, \quad (9)$$

на ВО:

$$V_{2-3} = V_1 \frac{\sin \alpha \sin \gamma}{\sin \beta \sin(\alpha-\gamma)}. \quad (10)$$

Длины линий разрыва скоростей:

$$AO = \frac{H}{2 \sin \alpha}, \quad BO = \frac{h}{2 \sin \beta}. \quad (11)$$

Мощность, рассеиваемая на линиях разрыва скоростей, равна (размер в направлении, перпендикулярном к плоскости чертежа):

$$W_p = 2k(AO \cdot V_{1-2} + BO \cdot V_{2-3}), \quad (12)$$

здесь k – постоянная среды (потока материала).

Мощность сил трения на линии контакта:

$$W_{Bp} = 4\mu \cdot kAB(V_2 - V_3), \quad (13)$$

где $AB = \frac{H-h}{2 \sin \gamma}$; μ – коэффициент трения

по Прандтлю.

При определении сил трения принято, что высота нейтрального сечения равна средней высоте по длине очага деформации.

Тогда скорость валка:

$$V_2 = \frac{2}{2-\varepsilon} V_1. \quad (14)$$

Полная мощность:

$$W = W_p + W_{Bp} = k \cdot H \cdot V_1 \cdot F, \quad (15)$$

где $F = \frac{W}{k \cdot H \cdot V_1}$ – безразмерная мощность процесса дробления.

Она равна:

$$F = 2 \cdot \left[\frac{\sin \gamma}{2 \sin \alpha \sin(\alpha-\gamma)} + \frac{\sin \alpha \sin \gamma}{2(1-\varepsilon) \sin^2 \beta \sin(\alpha-\gamma)} \right] + 4\mu \frac{\varepsilon}{\sin \gamma} \left[\frac{2}{2-\varepsilon} - \frac{\sin \alpha}{\sin(\alpha-\gamma)} \right], \quad (16)$$

где β выражается через α .

Угол γ выражается через ε и $r = R/h$ формулой:

$$\gamma = \arctg \frac{\frac{\varepsilon}{2}}{\sqrt{r^2(1-\varepsilon)^2 - \left[r(1-\varepsilon) - \frac{\varepsilon}{2} \right]^2}}. \quad (17)$$

Поиск минимума функции $F(\alpha)$ выполнялся на ПЭВМ. В машину вводили различные значения

μ , ε и r . Здесь $\varepsilon = \frac{H-h}{H}$, $r = \frac{R}{h}$ – безразмерные

параметры, а величину $\mu = \frac{\tau}{2k}$ определяли по экс-

периментальным данным ($\mu = 0,17 \dots 0,21$ при $\varepsilon = 0,10 \dots 0,40$).

Полученные минимальные значения мощности показаны на рисунке 2, а в таблице 1 приведены значения варьируемых углов α и относительного радиуса валка r , соответствующих минимальным значениям F при $\varepsilon = 0,1$ и $0,3$ и $\mu = 0,20$.

По рассчитанным значениям мощности можно получить удельные давления при различных технологических параметрах. Для определения

верхней оценки удельных давлений использовано уравнение связи мощности с удельными давлениями по Целикову А.И.:

$$W = p_{cp} \cdot B \cdot \Delta H \cdot V_{po}, \quad (18)$$

где p_{cp} – среднее удельное давление материала полосы на валки; B – ширина полосы ($B = \text{const}$); $\Delta H = H - h$ (см. рисунок 1); V_{po} – окружная скорость рабочего органа.

Таблица 1 – Значения варьируемых углов α

r , мм	2,86	4,83	8,16	13,79	17,92	23,30	ε
α , град	65,42	58,16	50,39	42,50	38,65	34,95	0,1
α , град	55,92	47,02	38,63	31,11	27,75	24,66	0,3

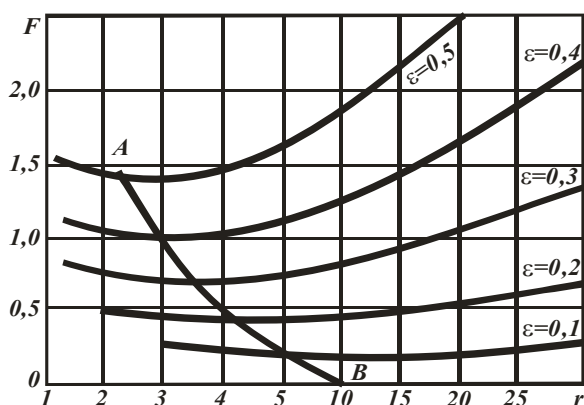


Рисунок 2 – Верхняя оценка мощности рабочего процесса

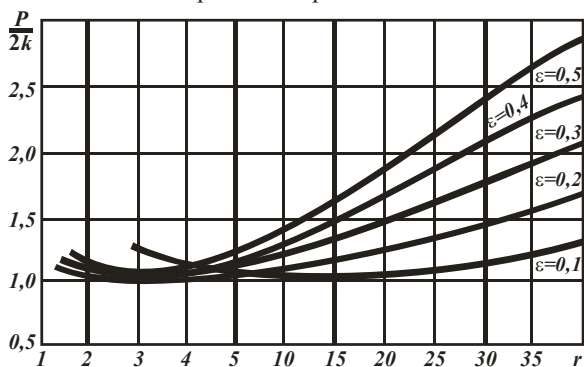


Рисунок 3 – Верхняя оценка удельных давлений

Уравнение (18) с приведением к начальной скорости принимает вид:

$$F = p_{cp} \cdot V_1 \cdot \frac{2}{2-\varepsilon} \cdot \Delta H. \quad (19)$$

Приравняв мощности внутренних и внешних сил и учитывая, что на рисунке 3 мощность соответствует начальной высоте, равной единице, получим:

$$\frac{P}{2k} = \frac{F(2-\varepsilon)}{4 \cdot \varepsilon}, \quad (20)$$

где F – безразмерная мощность, рассчитанная на основе принятого поля скоростей.

Зависимость удельных давлений P_{cp} от относительной величины $\varepsilon = \frac{H-h}{H}$ и от относительного радиуса валков $r = \frac{R}{h}$ для симметричного рабочего процесса дробления, вычисленных по отношению (20) при $\mu = 0,20$, показано на рисунке 3. Проведенные расчеты по (19) удельных давлений при различных значениях μ (от 0 до 0,5) показали, что с увеличением r и ε разницы в P_{cp} для различных условий трения можно пренебречь, что хорошо согласуется с данными других работ.

Как и следовало ожидать, удельные давления, определенные по методу верхней оценки, получились выше действительных. Оптимальные условия деформирования с точки зрения наименьших затрат энергии могут быть получены из рисунка 2; им соответствует кривая АВ, проходящая через минимумы мощностей. Тогда критерий оценки циклоидального рабочего органа, учитывающий оптимальные соотношения геометрических параметров РО и энергосиловые параметры рабочего процесса, аппроксимируется уравнением:

$$PO_F = f(r_{opt}), \quad (21)$$

где $r_{opt} = 10 - 11,5\varepsilon^{0,51}$

Минимум мощности формирования в зависимости от оптимального радиуса рабочего органа (валка) можно представить в виде:

$$F = 0,05r_{opt}^2 - 0,66r_{opt} + 2,55. \quad (22)$$

Таким образом, на начальном этапе работ по созданию новой техники, используя полученные выражения (16) и (20), можно найти требуемую для выполнения рабочего процесса мощность двигателя и определить максимальные усилия, которые развиваются во время работы машины с циклоидальным движением РО. Основные геометрические параметры рабочих органов машин с циклоидальным движением РО необходимо выбирать с точки зрения минимальных затрат энергии, которые могут быть получены из условия оптимального формоизменения материалов [8]. Анализ рисунков 1, 2 и 3 и формул (19)–(22) показывает, что оптимальное значение радиуса РО с учетом минимума энергозатрат находится в пределах $r_{opt} = (2,5 \dots 11)$.

Таким образом, основные параметры планетарного механизма и циклоидального рабочего органа дробилки при известной форме поперечного сечения валка определяются через величину эксцентриситета ε . Задавшись величиной ε , можно определить величину радиуса производящей

окружности (сателлита) $\mathbf{r} = \mathbf{z} \cdot \mathbf{e}$; величину радиуса направляющей окружности (центрального зубчатого колеса) $\mathbf{R} = \mathbf{e} (\mathbf{z} + 1)$; величину производящего радиуса $\mathbf{a} = \mathbf{c} \cdot \mathbf{z} = \mathbf{z}^2 \cdot \mathbf{e}$.

На начальном этапе работ по созданию новой техники оптимальное значение радиуса РО с учетом минимума энергозатрат находится в пределах $r_{\text{опт}} = (2,5 \dots 11)$.

Для выбора наиболее рациональных форм и размеров поперечного сечения вала разработан алгоритм расчета траекторий, скоростей и ускорений точек вала дробилки и составлена программа расчета на ПВМ.

Литература

1. Тарновский И.Я. Вариационные принципы механики в теории обработки металлов давлением / И.Я. Тарновский, А.А. Поздеев, Р.А. Вайсбург, Г.Я. Гун и др. М.: Металлургия, 1963. 237 с.
2. Баловнев В.И. Моделирование процессов взаимодействия со средой рабочих органов дорожно-строительных машин / В.И. Баловнев. М.: Машиностроение, 1994. 432 с.
3. Воронцов В.К. Экспериментальные методы механики деформируемых твердых тел / В.К. Воронцов, П.И. Полухин, В.А. Белевитин, В.В. Бринза. М.: Металлургия, 1990. 480 с.
4. Ли С.В. Дробильная машина со сложным движением рабочих органов / С.В. Ли, О.Ж. Рабат, А.Н. Салманова // Научн. ж. "Znanstvena misel". Словения. 2017. № 13. . С. 95–97.
5. Утенов М.У. Закономерности распределения инерционных сил, матрицы аппроксимации и податливости в подвижных стержневых системах / М.У. Утенов, А.Н. Салманова // Проблемы механики современных машин: матер. V межд. конф. Том 3. Улан-Удэ: Изд-во ВСГУТУ, 2012. С. 129–133.
6. Недорезов И.А. Машины строительного производства и их рабочие среды взаимодействия / И.А. Недорезов, Р.А. Кабашев. Москва–Алматы, Бастау, 2013. 444 с.
7. Li Sergey. Building-road machines with cycloidal movement of working bodies / Sergey Li, Ongdabek Rabat, Askat Kabashev // V International Scientific Conference "Transport Problems–2013". Poland. Silesian University of Technology, 2013. P. 258–262.
8. Ли С.В. Строительно-дорожные машины с циклоидальным движением рабочих органов / С.В. Ли, О.Ж. Рабат, К.С. Мусин // Сб. научн. тр. SWorld. Вып. 3. Том 9. Одесса, 2013. С. 56–62.