

УДК 622.23.05

А.М. Керопян, Ю.А. Алюшин

**ДИНАМИЧЕСКИЕ ОСОБЕННОСТИ
КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННОГО МЕХАНИЗМА
УДАРНОГО ДЕЙСТВИЯ**

Семинар № 14

Кривошипно-ползунные механизмы широко применяются в различных машинах, в том числе ударного действия [1-2]. Специфическое конструктивное исполнение отдельных звеньев, например добавление упругого элемента между шатуном и ползуном, позволяют накапливать и регулировать передачу энергии на отдельных этапах рабочего цикла.

В зависимости от особенностей конструктивного исполнения и выполняемой технологической операции кривошипно-ползунные механизмы можно классифицировать как механические молоты или прессы. В первом случае на последней стадии выполняемого технологического цикла целесообразно исключить кинематическую связь между ползуном и шатуном (или, в крайнем случае, с кривошипом). Основной энергетической характеристикой будет энергия удара E_T , определяемая кинетической энергией, т. е. массой m и скоростью подвижных частей v_p , жестко соединенных с «падающими частями» ползуна $E_T = 0,5mv_p^2$.

Если плоскость перемещения оси ползуна проходит через ось вращения кривошипа, при обозначениях, показанных на рис. 1, максимальную скорость поступательного движения ползуна v_p при отношении $L_2/L_1 > 2,5$ с погрешностью не более 10 % можно

принять равной линейной скорости оси А

$$v_p = \omega L_1,$$

где L_1 и ω – радиус точки А и угловая скорость вращения кривошипа, соответственно (см. рис. 1, б). Таким образом, максимальная энергия удара при указанных выше соотношениях расстояний L_1 и L_2 может составить

$$E_T = 0,5m(\omega L_1)^2 = mn^2 L_1^2 / 182,4,$$

где n – число оборотов кривошипа (число ходов ползуна) в минуту. Для увеличения энергии удара можно использовать увеличение числа ходов (угловой скорости кривошипа), а также уменьшение соотношения расстояний между осями шарниров, соединяющих кривошип, шатун и ползун, так как при $1 < L_2/L_1 < 2,5$ максимальная скорость ползуна в диапазоне углов отклонения кривошипа от направления скольжения ползуна $60^\circ < \varphi < 90^\circ$ может превышать максимальную скорость оси А почти в 2 раза (при $L_2/L_1 \approx 1$). Соответственно может быть повышена и энергия удара. При этом особый интерес представляет отношение $L_2/L_1 = 1$, когда связи допускают не только продолжение движение ползуна в области $x < 0$, но и практически моментальную его остановку в плоскости $x = 0$ с преобразованием кинетической энергии движения

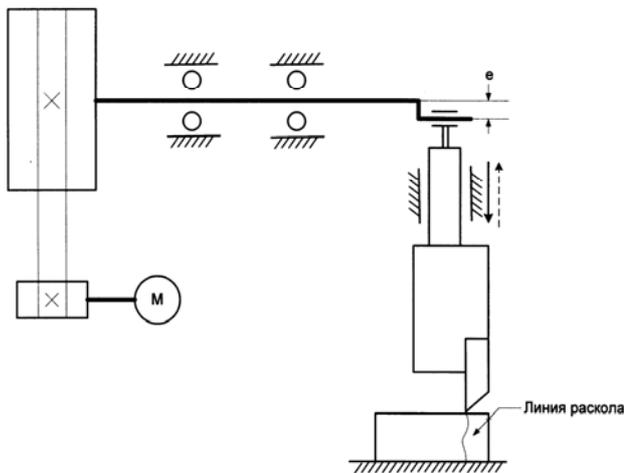


Рис. 1а

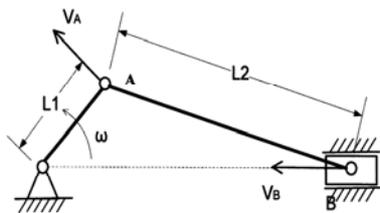


Рис.1б

$$E_k = 2m(\omega L_1)^2 = mn^2 L_1^2 / 45,6$$

в энергию удара, т. е. теоретически она может быть увеличена в 4 раза без изменения массы подвижных частей ползуна и числа оборотов кривошипа.

Дополнительный интерес может представить и возможность неограниченного времени выстоя ползуна в этом положении, которое может быть использовано для расширения возможностей технологического процесса.

При смещении плоскости скольжения ползуна относительно оси вращения кривошипа эффект повышения энергии удара снижается, но при этом облегчается управление процессом, в том числе вывод ползуна из положения $x = 0$.

Рис. 1. Кинематическая схема механизма: а) – механизм с приводом, б) – кривошипно – ползунная группа

Если сохранять неизменными кинематические связи на протяжении всего цикла (вращение кривошипа на 360°), технологические возможности механизма зависят от особенностей привода (источника энергии), например, наличия аккумулятора энергии в виде маховика.

Для привода с постоянным номинальным крутящим моментом максимальная величина усилия T , не приводящая к заклиниванию механизма, определяется из энергетического тождества (предполагается, что ползун перемещается вдоль оси «х») с учетом изменения потенциальной

энергии (четвертое и пятое слагаемые)

$$M_o \omega > m_1(x_t x_{tt} + y_t y_{tt})_{C1} + m_2(x_t x_{tt} + y_t y_{tt})_{C2} + m_3(x_t x_{tt})_{C3} + m_1 g(y_t)_{C1} + m_2 g(y_t)_{C2} + T(x_t)_{C3}$$

или

$$T < \{M_o \omega - [m_1(x_t x_{tt} + y_t y_{tt})_{C1} + m_2(x_t x_{tt} + y_t y_{tt})_{C2} + m_3(x_t x_{tt})_{C3} + m_1 g(y_t)_{C1} + m_2 g(y_t)_{C2}]\} / (x_t)_{C3}$$

где ω - угловая скорость кривошипа, m_i - массы звеньев, $(x_t)_{C_i}$, $(x_{tt})_{C_i}$ - компоненты скорости и ускорения их центров масс. Таким образом, величина максимального усилия зависит от положения ползуна на траектории его перемещения. В крайних точках ползуна его скорость, а следовательно и кинетическая энергия, обращаются

Техническая характеристика

1	Размеры обрабатываемых заготовок «Высота» x «толщина», мм ²	min max	80 x 20 260 x 150
2	Число двойных ходов в минуту		135
3	Установленная мощность, кВт		1,5
4	Ход ножа, мм		18
5	Уровень шума, дБ		1000
6	Габаритные размеры (без тумбы) длина, мм ширина, мм высота, мм		760 900 1300
7	Масса (без тумбы), кг		520

в 0, усилие может достигать бесконечных значений за счет $(x_t)_{C3} \Rightarrow 0$.

Если привод содержит маховик, внешние силы приводят к изменению его угловой скорости (замедлению вращения), при этом возникающее угловое ускорение ε определяется из энергетического тождества с учетом фактически возникающей на ползуне внешней силы Q , величина которой определяется выполняемой технологической операцией,

$$J_o \omega \varepsilon = m_1(x_t x_{tt} + y_t y_{tt})_{C1} + m_2(x_t x_{tt} + y_t y_{tt})_{C2} + m_3(x_t x_{tt})_{C3} + m_1 g(y_t)_{C1} + m_2 g(y_t)_{C2} + m_3 g(y_t)_{C3} + Q(x_t)_{C3}$$

или

$$\varepsilon = [m_1(x_t x_{tt} + y_t y_{tt})_{C1} + m_2(x_t x_{tt} + y_t y_{tt})_{C2} + m_3(x_t x_{tt})_{C3} + m_1 g(y_t)_{C1} + m_2 g(y_t)_{C2} + m_3 g(y_t)_{C3} + Q(x_t)_{C3}] / J_o \omega$$

В приведенных выше формулах скорость частиц ползуна, в том числе его центра масс, определяется уравнением

$$(x_t)_{C3} = -\omega L_1 [\sin \varphi + 1 / \sqrt{(L_2 / L_1)^2 - \sin^2 \varphi}] .$$

Максимальное значение скорости имеет место при

$$\cos \varphi + (\lambda^2 \cos 2\varphi + \sin^4 \varphi) / (\lambda^2 - \sin^2 \varphi)^{3/2} = 0,$$

где $\lambda = L_2 / L_1$, φ - угол наклона кривошипа по отношению к оси «х», вдоль которой перемещается ползун.

Если центр массы кривошипа совпадает с осью вращения, первое и четвертое слагаемые обращаются в 0. Компоненты скорости и ускорения шатуна (второе и пятое слагаемые) зависят от его конструктивного исполнения. Совмещая центр массы шатуна с осью шарнира B , можно минимизировать затраты энергии на изменение его кинетической и потенциальной энергии, тогда КПД механизма возрастает.

В общем случае усилия в шарнирах могут быть определены по методике, описанной в работах [3, 4], которая представляет собой аналитическую модификацию метода Жуковского [1, 2] с его энергетической интерпретацией и учетом особенностей движения различных типов звеньев шарнирно-рычажных механизмов.

В случае прессы основной характеристикой становится усилие на ползуне, которое зависит от момента на приводном валу (кривошипа) и геометрических соотношений в кинематической схеме механизма.

Показанный на рис. 2 пресс - станок камнетесный предназначен для тески плоских изделий из природного камня с целью придания обрабатываемой поверхности тесаной фактуры, например типа «скала». Станок позволяет утилизировать любые отходы плоской формы из природного камня, а также перерабатывать гото-

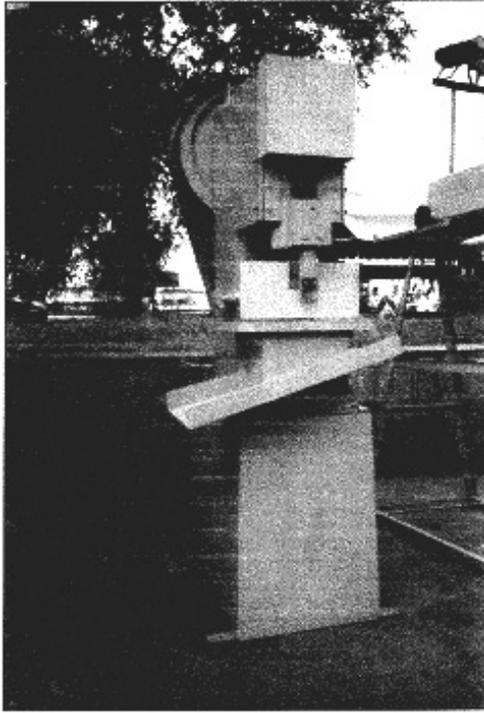


Рис. 2. Пресс-станок камнетесный

вые заготовки. Теска производится возвратно-поступательным движением ножа, закрепляемого на ползуне пресса. При этом сохраняется возможность регулировки качества обрабатываемой поверхности, а также толщины обрабатываемых заготовок (таблица).

Кинематическая схема пресса соответствует приведенной на рис. 1.

Двигатель переменного тока М100 4А90L6 (мощность 1,5 кВт при 950 оборотах в минуту) передает вращение на маховик (масса 92 кг, диаметр 566,6 мм). Приводной вал длиной 722 мм и диаметром 80 мм (масса 44 кг, закреплен в подшипниках 4074113 по ГОСТ 4658-71) на противоположном от маховика конце имеет эксцентрик с эксцентриситетом 9 мм. Шатун (масса 16,5 кг) передает движение на ползун (масса 28,5 кг), в

котором закрепляется инструмент (максимальная масса 5,7 кг). Расстояние между осями шарниров, соединяющих шатун с эксцентриком и ползуном, за счет регулировочного винта с резьбой М30 и шагом резьбы 3,5 мм может изменяться в пределах 280 – 335 мм. Ход ползуна определяется величиной эксцентриситета и составляет 18 мм. Максимальная ширина ножа может достигать 50 мм. Заготовка закрепляется на столе пресса и может перемещаться вдоль направления обработки с произвольным шагом подачи.

Сменный инструмент с учетом его работы в условиях ударных нагрузок рекомендуется изготавливать из стали У8А с термической обработкой HRC 48 ...52.

Для определения усилия скалывания или энергии удара можно воспользоваться экстремальными принципами механики сплошных сред и кинематически возможным распределением скоростей, в том числе из жестких блоков [5, 6]. В частности, на рис. 3 показано поле скоростей, которое допускает смещение блоков 2 и 3 друг относительно друга и неподвижного блока 0 за счет поступательного перемещения инструмента (блок 1) со скоростью V_0 . Предполагается, что деформация сосредоточена на линиях разрыва скорости L_{ij} между блоками 0, 1, 2 и 3, на каждой из которых возникает разрыв касательных составляющих скорости V_{ij} при равенстве нормальных компонент скорости и предельных значениях касательных напряжений τ_{ij} .

Деформация предполагается плоской. Линии разрыва скорости на физической плоскости (рис. 3, а) по возможности должны моделировать фактически наблюдаемую форму очага деформации. Для построения годо-

графа (рис. 3, б) из полюса 0 откладываем в произвольном масштабе вектор скорости перемещения инструмента V_0 . На его конце отображается блок 1 (инструмент). Для отображения блока 2 следует провести через точку 1 годографа прямую 12 параллельно линии контакта L_{12} и через полюс 0 линию 02 параллельно линии разрыва L_{02} . Точка пересечения этих прямых соответствует отображению на годографе блока 2. Аналогично отображение зоны 3 получаем пересечением прямых 23 // L_{23} и 03 // L_{03} . Правильность построения годографа можно проверить по условию равенства 0 потока вектора скорости на границах очага деформации

$$\vec{V}_0 \cdot \vec{L}_{OC} + \vec{V}_{03} \cdot \vec{L}_{BC} = 0.$$

В общем случае удельное усилие q определяется из условия энергетического баланса

$$W = qbBV_0 = \sum \tau_{ij} L_{ij} V_{ij} = \tau_{02} L_{02} V_{02} + \tau_{03} L_{03} V_{03} + \tau_{23} L_{23} V_{23} + \tau_{12} L_{12} V_{12}, \quad (1)$$

где B – ширина обрабатываемой заготовки (размер заготовки в направлении, перпендикулярном плоскости чертежа на рис. 3). Касательные напряжения на поверхности контакта τ_{12} должны учитывать фактическое состояние инструмента. Для изотропных материалов $\tau_{02} = \tau_{03} = \tau_{12} = \tau_k$,

где τ_k – предельное значение касательных напряжений, соответствующих скалыванию материала при чистом сдвиге. Для анизотропных, в частности волокнистых (мрамор и др.), материалов предельные значения k_{ij} на линиях разрыва скорости должны быть определены с учетом их ориентации по отношению к направлениям главных осей анизотропии.

При $\beta = \gamma = 0$ для изотропного материала уравнение (1) принимает вид

$$\frac{q}{\tau_k} = \frac{x_A^2 + 2y_A^2}{x_A} + \frac{b(b - y_A)}{x_B} + \frac{1}{x_B(b - y_A)} \left\{ bx_A^2 - x_A x_B y_A + b[(x_B - x_A)^2 + (y_B - y_A)^2] \right\} \quad (2)$$

При любых значениях координат точек А и В удельные усилия, вычисленные по уравнению (2), будут верхней оценкой их фактических значений. Чтобы приблизить результаты расчета к фактическим, координаты узлов А и В (x_A , x_B и y_A) должны быть определены из условия минимума мощности (1) с учетом фактического внедрения инструмента h . Такие расчеты удобно выполнять с помощью ЭВМ, при этом можно уточнить не только усилия, но и форму очага деформации (разрушения заготовки в окрестности инструмента). В простейшем случае при совпадении узлов А и В

$$W = QV_0 = \tau_k BbV_0 / (\sin \alpha \cos \alpha).$$

Минимуму мощности соответствует угол $\alpha = 45^\circ$, усилие на ползуне не зависит от высоты заготовки и составит

$$Q = 2\tau_k Bb.$$

Если скалывание происходит по всей высоте заготовки H , например, для волокнистых материалов, тогда $Q = \tau_k BH$.

Как показывает опыт эксплуатации прессы, при максимальной площади $5 \times 26 \text{ см}^2$ для скалывания части камня необходимо приложить усилие $50 \times 100 = 5000 \text{ Н}$. На практике скалывание при недостаточной толщине скалываемой части заготовки редко происходит по всей поверхности и фактическое усилие на инструменте может быть значительно ниже.

Для гранита с пределом прочности на сжатие 200 МПа и на растяжение 20 МПа усилие скалывания колеблется

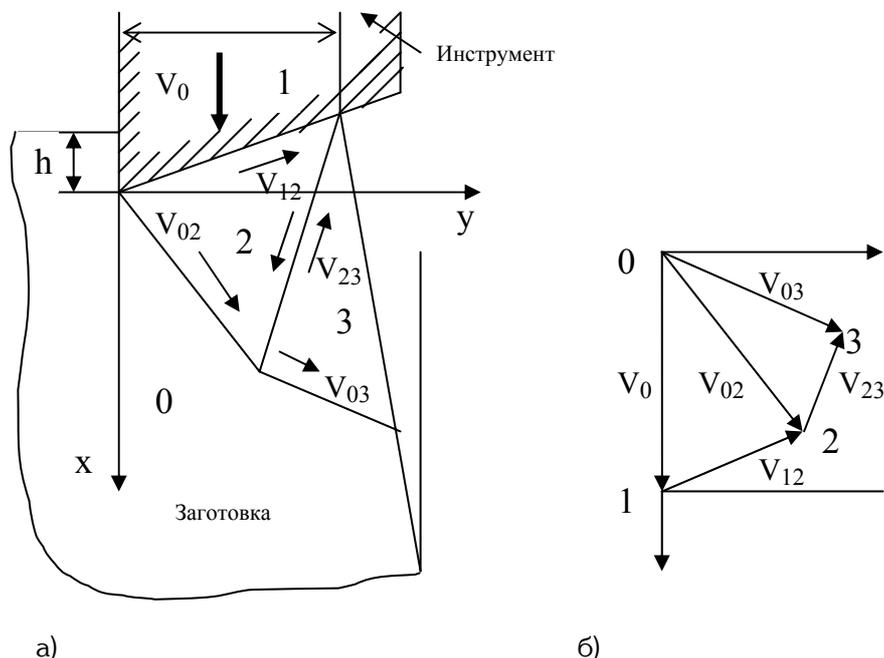


Рис. 3. Кинематически возможное поле скоростей при скалывании массива: а) – физическая плоскость, б) – плоскость скоростей

в пределах 12–15кН. При массе падающих частей 40 кг с учетом приведенных выше уравнений энергия удара достигает $200 \cdot 0,05^2 = 0,5$ Нм, то-

гда как для выполнения технологической операции требуется $40 \text{ Н} \cdot 0,01 \text{ м} = 0,4$ Нм.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин: Учеб. для вузов. – М.: Наука. Гл. ред. физ. – мат. лит., 1988. – 640 с.: ил.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. пособие для вузов/ К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Масутов и др.; Под ред К.В. Фролова. – М.: Высш. шк., 1987 – 496 с.: ил.
3. Алюшин Ю.А. Силовой расчет шарнирно-рычажных механизмов. «Проблемы машиностроения и надежности машин», № 2, 2002 г.
4. Алюшин Ю.А. Особенности динамического анализа кулисных механизмов. «Проблемы машиностроения и надежности машин», № 4, 2002 г.
5. Томленов А.Д. Механика процессов обработки металлов давлением. – М.: Машиностроение, 1977. – 195 с.: ил.
6. Алюшин Ю.А. Механика процессов деформации в пространстве переменных Лагранжа: Учеб. пособие для вузов. М.: Машиностроение, 1997 – 136 с. **ГИАБ**

Коротко об авторах

Керопян А.М., Алюшин Ю.А. – Московский государственный горный университет.

Доклад рекомендован к опубликованию семинаром № 14 симпозиума «Неделя горняка-2008». Рецензент д-р техн. наук, проф. В.С. Коваленко.