

РАЗДЕЛ IV ОБОРУДОВАНИЕ И ОСНАСТКА ОБРАБОТКИ ДАВЛЕНИЕМ

УДК 621.974.8

Абдулганиев М. А.
Рей Р. И.

КИНЕМАТИКА И ПОТЕРИ ЭНЕРГИИ НА ТРЕНИЕ ПРИ УПРУГОЙ РАЗГРУЗКЕ ГОРИЗОНТАЛЬНО-КОВОЧНОЙ МАШИНЫ

Повышение энергетической эффективности кузнечно-прессовых машин, в том числе и горизонтально-ковочных, требует разработки аналитических методов расчета всех составляющих энергетического баланса рабочего хода.

В учебниках по кузнечно-прессовому оборудованию [1–3] в затраты энергии на рабочий ход включают работу пластической деформации, потери энергии на упругую деформацию пресса по закрытой высоте и сопутствующие потери энергии на трение. Энергия упругой разгрузки пресса, по мнению Л. И. Живова [1], расходуется на преодоление сил трения и в привод не возвращается. По рекомендации В. И. Власова [4] необходимо учитывать возврат упругой энергии в привод на углах вращения кривошипного вала, превышающих угол мертвого трения кривошипно-шатунного механизма пресса. Потери на трение при упругой разгрузке пресса не учитываются.

В работе [5] обращено внимание на тот факт, что согласно данным Пановко Я. Г. [6] график нагрузки-разгрузки стали образует замкнутую петлю, рассеяние энергии за цикл пропорционально площади, заключенной в петле, и составляет незначительную величину. Делается вывод, что затраты энергии на упругую деформацию пресса при возникновении максимума усилия в крайнем нижнем положении ползуна учитывать не следует, а необходимо учитывать потери энергии на трение как при нагрузке, так и при разгрузке пресса.

Рассчитанные численным методом потери энергии на трение при упругой разгрузке кривошипного горячештамповочного пресса (КГШП) [5] в 3,4...4,0 раза превышают энергию упругой деформации пресса. В работе [7] предложены аналитические зависимости для определения затрат энергии на преодоление сил трения при упругой разгрузке КГШП. Показано, что потери энергии на трение в 3,3...3,8 раза превышают энергию упругой деформации. В горизонтально-ковочной машине (ГКМ) использован дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм, информация о затратах энергии на преодоление сил трения при упругой разгрузке ГКМ в технической литературе отсутствует.

Цель работы состоит в разработке математических зависимостей для расчета кинематики хода ползуна и потерь энергии на трение при упругой разгрузке ГКМ.

Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм нашел широкое применение в конструкциях ГКМ, затем и в кривошипных горячештамповочных прессах. Принципиальная схема механизма представлена на рис. 1.

Точка v' на рис. 1 соответствует крайнему (максимально удаленному) положению ползуна, от которого отсчитывается величина хода ползуна. Из рис. 1 очевидно, что ход ползуна можно определить по следующей зависимости:

$$S = \sqrt{(R + Z)^2 - E^2} - R \cos \alpha - Z \cos \beta. \quad (1)$$

Перемещение ползуна задается в функции, аргументом которой является угол поворота главного вала α . Для перехода от угла β к углу α , спроектировав звенья механизма на вертикальную ось, получим:

$$E + R \sin \alpha = Z \sin \beta \quad \text{или} \quad \sin \beta = K\lambda + \lambda \sin \alpha, \quad (2)$$

где $K = E / R$ – коэффициент дезаксиала;

$\lambda = R / Z$ – коэффициент кратности шатуна.

Из (2) находим $\cos \beta$ как:

$$\cos \beta = \sqrt{1 - (K\lambda + \lambda \sin \alpha)^2}. \quad (3)$$

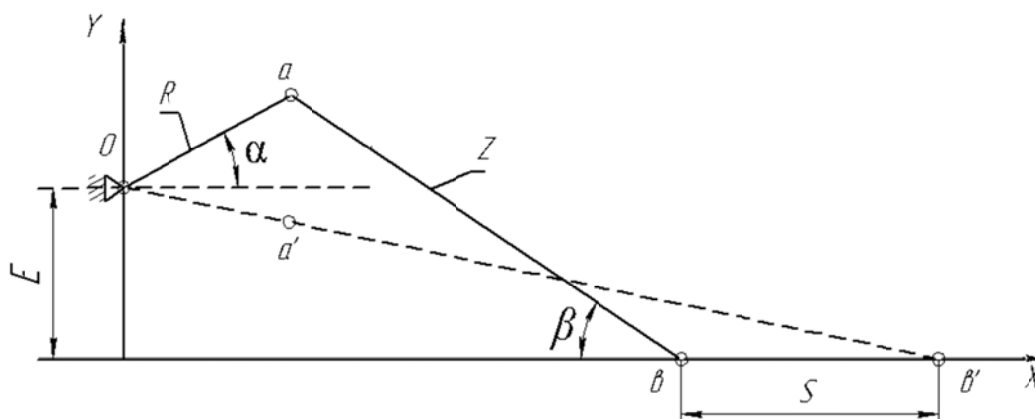


Рис. 1. Дезаксиальный кривошипно-шатунный механизм:

R – радиус кривошипа; Z – длина шатуна; E – величина дезаксиала

Подставив (3) в (1), перемещение ползуна представим в виде:

$$S = (R + Z) \sqrt{1 - \left(\frac{E}{R + Z}\right)^2} - R \cos \alpha - Z \sqrt{1 - (K\lambda + \lambda \sin \alpha)^2}. \quad (4)$$

Заменив квадратные корни двумя первыми членами ряда [8], получим:

$$S = R + Z - \frac{E^2}{2(R + Z)} - R \cos \alpha - Z \left[1 - \frac{1}{2} (K\lambda + \lambda \sin \alpha)^2 \right]. \quad (5)$$

После вынесения R за скобки и с учетом зависимости [8]:

$$(1 - \cos \alpha) = 2 \sin^2 \frac{\alpha}{2}. \quad (6)$$

В результате несложных преобразований получим S , выраженную синус-функциями:

$$S = R \left(2 \sin^2 \frac{\alpha}{2} + K\lambda \sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \alpha + \frac{K^2 \lambda^2}{2(1 + \lambda)} \right) \quad (7)$$

или косинус-функциями:

$$S = R \left[(1 - \cos \alpha) + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\alpha) + K\lambda \sin \alpha + \frac{K^2 \lambda^2}{2(1 + \lambda)} \right]. \quad (8)$$

Учитывая малые значения углов поворота главного вала при нахождении ползуна в крайнем переднем положении и упругой деформации ГКМ по закрытой высоте, в зависимости (7) произведем замену $\sin \alpha = \alpha$, представим зависимость (7) в виде:

$$S = \frac{1}{2} R(1 - \lambda) \left[\alpha^2 + 2\alpha \frac{K\lambda}{1 + \lambda} + \left(\frac{K\lambda}{1 + \lambda} \right)^2 \right]. \quad (9)$$

Приравняв (9) нулю, найдем угловое положение кривошипного вала при нахождении ползуна в крайнем положении:

$$\alpha^2 + 2\alpha \frac{K\lambda}{1 + \lambda} + \left(\frac{K\lambda}{1 + \lambda} \right)^2 = 0, \quad (10)$$

как

$$\alpha_o = -\frac{K\lambda}{1 + \lambda} \pm \sqrt{\left(\frac{K\lambda}{1 + \lambda} \right)^2 - \left(\frac{K\lambda}{1 + \lambda} \right)^2} = -\frac{K\lambda}{1 + \lambda}. \quad (11)$$

Значение углового положения кривошипного вала при нахождении ползуна в крайнем переднем положении определим проверкой функции перемещения ползуна (8) на экстремум.

Приравняем нулю её первую производную:

$$dS/d\alpha = R \left(\sin \alpha + K\lambda \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) = 0. \quad (12)$$

После несложных преобразований получим:

$$\operatorname{tg} \alpha + K\lambda \sin \alpha + K\lambda = 0. \quad (13)$$

Приняв $\operatorname{tg} \alpha = \sin \alpha$ в виду малости угла, получим:

$$\sin \alpha_o = -\frac{K\lambda}{1 + \lambda}. \quad (14)$$

Если принять $\sin \alpha_o = \alpha_o$ в виду малости угла, получим (11).

Представив угол поворота главного вала как $\alpha = \omega t$, после подстановки в (8) и дифференцирования по времени получим следующую зависимость для определения скорости перемещения ползуна:

$$V = R\omega \left(\sin \alpha + K\lambda \cos \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right), \quad (15)$$

где ω – угловая скорость вращения главного вала.

Дифференцируя уравнение скорости ползуна (15) по времени, получим зависимость для определения ускорения:

$$J = R\omega^2(\cos \alpha - K\lambda \sin \alpha + \lambda \cos 2\alpha). \quad (16)$$

Потеря энергии на трение при упругой разгрузке ГKM определяется по зависимости:

$$A_f = \int_{\alpha_o}^{\alpha_y} m_f P_\alpha d\alpha, \quad (17)$$

где m_f – приведенное плечо сил трения, принималось по рекомендациям Е. Н. Ланского [2] и Л. И. Живова [3] постоянным в виду малых значений углов поворота кривошипного вала, соответствующих упругой деформации ГKM по закрытой высоте;

P_α – усилие на ползуне в функции угла поворота кривошипного вала:

$$P_\alpha = P_{\max} \left(1 - \frac{S_\alpha}{\Delta \ell} \right), \quad (18)$$

где S_α – перемещение ползуна в функции угла поворота главного вала по зависимости (7).

После подстановки (7) в (18), затем (18) в (17) и интегрирования получим следующую зависимость для определения затрат энергии на преодоление сил трения при упругой разгрузке ГKM:

$$A_f = m_f P_n \left\{ \alpha_y - \alpha_o - \frac{R}{\Delta \ell} \left[\frac{1}{6} (1 + \lambda) (\alpha_y^3 - \alpha_o^3) + \frac{K\lambda}{2} (\alpha_y^2 - \alpha_o^2) + \frac{K^2 \lambda^2}{2(1 + \lambda)} (\alpha_y - \alpha_o) \right] \right\}. \quad (19)$$

Для сравнения потерь энергии на трение при упругой разгрузке ГKM с работой упругой деформации, которая определяется по зависимости:

$$A_y = P_n^2 / (2C), \quad (20)$$

где C – жесткость ГKM по закрытой высоте.

По изложенной методике выполнялись расчеты при усилии равном номинальному усилию ГKM, $P_{\max} = P_n$, приведенному коэффициенту трения $\mu = 0,06$, коэффициенту дезаксиала $K = 0,5$. Исходные данные для шести ГKM и результаты расчета приведены в табл. 1.

Обращаем внимание, что значения углов положения кривошипного вала при нахождении ползуна в крайнем нижнем положении α_o и соответствующего перемещению ползуна, равному упругой деформации ГKM по закрытой высоте α_y , имеют отрицательные значения, что обусловлено выбором направления отсчета углов, предложенного Артоболевским А. А. [8]. Расчет потерь энергии на трение при упругой разгрузке прессы по (19) также дает отрицательные значения поворота кривошипа, что обусловлено принятым направлением отсчета углов. Понимая, что в природе не существует отрицательной энергии, в табл. 1 приведены значения энергии по модулю, т. е. в положенных числах.

Таблица 1

Исходные данные и результаты расчета для ГКМ

№	Модели ГКМ	Основные параметры										
		P_H , МН	S_H , мм	$C \cdot 10^9$, МН/м	λ	m_f , мм	Δl , мм	α_o , рад	α_y , рад	A_y , кДж	A_f , кДж	$\frac{A_f}{A_y}$
1	ВА1132	1,6	200	2,2	0,33	15	0,73	-0,124	-0,229	0,6	1,67	2,88
2	ВА1134	2,5	220	2,9	0,30	19	0,86	-0,115	-0,225	1,1	3,50	3,24
3	В1136	4,0	290	3,6	0,27	23	1,11	-0,106	-0,214	2,2	6,76	3,04
4	В1138	6,3	650	4,3	0,24	28	1,47	-0,097	-0,213	4,6	13,63	2,95
5	ВВ1139	8,0	380	4,9	0,21	31	1,63	-0,087	-0,206	6,5	19,65	3,01
6	ВВ1141	12,5	460	5,6	0,19	38	2,23	-0,08	-0,208	14,0	40,36	2,89
7	В143Б	20,0	570	6,3	0,17	47	3,17	-0,083	-0,211	31,7	76,76	2,42
8	В1145Б	31,5	700	7,0	0,14	58	4,50	-0,061	-0,211	70,9	183,66	2,59

Анализ результатов расчета показывает, что потеря энергии на трение при упругой разгрузке ГКМ в 2,6...3,0 раза превышает энергию упругой деформации ГКМ по закрытой высоте, что подтверждает правомерность включать эти потери энергии в общий энергетический баланс за рабочий ход машины.

ВЫВОДЫ

Разработаны зависимости для определения кинематических параметров главного исполнительного механизма горизонтально-ковочной машины, построенного на основе дезаксиального кривошипного шатунного механизма.

Предложены зависимости для определения потерь энергии на трение при упругой разгрузке горизонтально-ковочной машины по закрытой высоте, показано, что эти потери в 2,6...3,2 раза превышают работу упругой деформации машины, подтверждена необходимость их включения в энергетический баланс рабочего хода.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Живов Л. И. Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – К. : Вища школа, 1981. – 376 с.
2. Банкетов А. Н. Кузнечно-штамповочное оборудование / А. Н. Банкетов, Ю. А. Бочаров, Н. С. Добринский / Под ред. Банкетова А. Н., Ланского Е. Н. – М. : Машиностроение, 1982. – 576 с.
3. Живов Л. И. Кузнечно-штамповочное оборудование : учебник для машиностроительных вузов / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников, Е. Н. Складчиков ; под ред. Л. И. Живов. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. – 560 с.
4. Власов В. И. Кривошипные кузнечно-прессовые машины / В. И. Власов, А. Е. Борзыкин, И. К. Букин-Батырев и др. / Под ред. В. И. Власова. – М. : Машиностроение, 1982. – 424 с.
5. Рей М. Р. Влияние жесткости кривошипного горячештамповочного пресса на потери энергии за рабочий ход / М. Р. Рей // Вісник СНУ ім. В. Даля. – Луганськ, 2006. – № 6 (100). – Ч. 1. – С. 40–54.
6. Пановко Я. Г. Введение в теорию механических колебаний / Я. Г. Пановко. – М. : Машиностроение, 1982. – 424 с.
7. Рей М. Р. Затраты энергии на рабочий ход кривошипного горячештамповочного пресса / М. Р. Рей, Ю. И. Гутько, Т. С. Сушкова // Вісник СНУ ім. В. Даля. – Луганськ, 2009. – № 4 (141). – Ч. 2. – С. 19–24.
8. Корн Г. Справочник по математике / Г. Корн, Т. Корн. – М. : Наука, 1974. – 832 с.
9. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М. : Наука, 1975. – 640 с.

Абдулганиев М. А. – аспирант ВНУ им. В. Даля;

Рей Р. И. – д-р техн. наук, проф., зав. каф. ВНУ им. В. Даля.

ВНУ им. В. Даля – Восточноукраинский национальный университет имени Владимира Даля, г. Луганск.

E-mail: oomd@snu.edu.ua

Статья поступила в редакцию 18.03.2013 г.