

УДК 621.73

Абдулганієв М. А.
Рей Р. І.**МЕТОД АНАЛІТИЧНОГО РОЗРАХУНКУ ЗАТРАТ ЕНЕРГІЇ НА РОБОЧІЙ ХІД
ВИТЯЖНОГО КРИВОШИПНОГО ПРЕСА ПОДВІЙНОЇ ДІЇ**

Енергозбереження, в теперішній час, поставлено на рівень державної політики. Визначення потужності привода преса, коефіцієнта використання робочих ходів при автоматизації і роботизації неможливе без розрахунку затрат енергії на робочий хід преса. Графоаналітичний метод енергетичних параметрів робочого ходу преса, який використовувався до недавнього часу, є трудомістким і має похибки пов'язані з графічними побудовами.

В доступній нам літературі, інформація про графоаналітичний метод енергетичного розрахунку горизонтально-кувальних машин наведена в монографії С. М. Несвіт, О. І. Ньюнко [1], (1964 р.), де наводяться залежності для розрахунку крутного моменту, приведенного плеча сили, корисного опору, графіки зусиль висадки і крутних моментів. Через два роки в роботах Є. М. Ланського [2] і Л. І. Живої [3] наведено графоаналітичні методи затрат енергії на робочий хід, які включають побудову графіків зусиль пластичної деформації і жорсткості преса на основі яких будується навантажувальний графік преса. Для розрахунку графіка крутних моментів навантажувальний графік преса перебудовується в залежність від кута повороту головного вала, будується графік крутних моментів до якого входить: робота пластичної і пружної деформації, супутні втрати енергії на тертя. В більш пізніх роботах Є. М. Ланського [4], [6] і Л. І. Живої [5], [7] викладено той самий графоаналітичний метод енергетичного розрахунку робочого ходу кривошипного преса. В роботі [8] пропонується затрати енергії на робочий хід кривошипного гарячештампувального преса розраховувати методом числового інтегрування, що дозволяє уникати графічних побудов і підвищити точність результатів розрахунку порівняно з графоаналітичним методом.

Мета роботи – розробити метод аналітичного розрахунку затрат енергії на робочий хід витяжного преса подвійної дії.

Операції витяжки для виготовлення виробів із листових заготовок знайшли широке застосування. Це виробництво корпусів конденсаторів, автомобілів і т. д. Для виготовлення виробів глибокою витяжкою застосовують кривошипні преси подвійної дії. В залежності від габаритів заготовки в плані преси виготовляють одно та двокривошипні. Основою для розрахунку затрат енергії на робочий хід преса є графік зусиль першої витяжки який згідно з рекомендаціями Л. І. Живої [9, с. 506] описується наступним рівнянням:

$$P_{\phi} = P_{\text{вит}} \sin \frac{\pi U}{U_{\text{max}}} , \quad (1)$$

P_{ϕ} – плинне значення зусилля;

$P_{\text{вит}}$ – максимальне значення зусилля;

U – плинне значення ходу пуансона;

U_{max} – максимальна глибина витяжки.

Максимальне значення зусилля витяжки визначається на основі графіка міцності преса, при використанні максимального значення ходу повзуна при якому U_{max} відповідає ходу для кута повороту головного вала рівному $\alpha_n = 80^\circ$ (кут початку робочого ходу), згідно з рекомендаціями Л. І. Живої [7]:

$$P_{\text{вум}} = 0,5P_H, \quad (2)$$

де P_H – номінальне зусилля преса згідно паспорта.

Робота пластичної деформації [9, с. 506] визначається як:

$$A_{\phi} = 0,64P_{\text{вум}}U_{\text{max}}$$

Затрати енергії в головному виконавчому механізмі на робочій хід визначається як:

$$A = A_{\phi} + A_f, \quad (3)$$

де A_f – втрати енергії на тертя, визначається залежністю:

$$A_f = \int_{\alpha_n}^{\alpha_k} m_f P_{\alpha} d\alpha, \quad (4)$$

де α_n, α_k – кути положення кривошипного вала на початку і в кінці робочого ходу;

m_f – приведенне плече сил тертя, враховуючи відносно великі значення коефіцієнта кратності шатуна у витяжних пресів ($\lambda = 0,42 \dots 0,45$) автори роботи [10] пропонують враховувати втрати енергії на тертя в напрямних повзуна, а приведенне плече сил тертя прийняти в такому вигляді:

$$m_f = \mu \left[\lambda \cos \alpha (r_a + r_b) + r_o + r_a + R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{2} \sin 2\alpha \right) \lambda \sin \alpha \right], \quad (5)$$

λ – коефіцієнт кратності шатуна;

r_a, r_b, r_o – радіуси цапф підшипників зв'язку кривошипного вала з шатуном, шатуна з повзуном і корінних кривошипного вала;

μ – приведений коефіцієнт тертя головного виконавчого механізму;

R – радіус кривошипа головного вала;

P_{α} – зусилля на повзуні в функції кута повороту головного вала на основі (1) P_{α} виразиться у вигляді залежності:

$$P_{\alpha} = P_{\text{вум}} \sin \left[\frac{\pi}{U_{\text{max}}} (S_H - S_{\alpha}) \right], \quad (6)$$

де S_H – відстань повзуна від крайнього нижнього положення на початку робочого ходу, максимальне значення відповідає куту повороту головного валу, $\alpha_n = 80^{\circ}$ [7];

S_{α} – плинне значення ходу повзуна:

$$S_{\alpha} = R \left(1 + \frac{\lambda}{4} - \cos \alpha - \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right). \quad (7)$$

Після підстановки плинного значення ходу повзуна (7) в рівняннях для визначення зусилля на повзуні преса в функції кута повороту головного вала (6), потім (6) і (5) в (4) одержимо залежність для розрахунку втрат енергії на тертя, що супроводжує процес витяжки:

$$A_f = m_f P_{внт} \mu \int_{\alpha_n}^{\alpha_k} \left[\lambda \cos \alpha (r_a + r_b) + r_o + r_a + R \left(\sin \alpha + \frac{\lambda}{4} \sin 2\alpha \right) \lambda \sin \alpha \right] \cdot \left. \right\} d\alpha. \quad (8)$$

$$\cdot \sin \left[\frac{\pi}{U_{\max}} \left(S_n - R \left(1 + \frac{\lambda}{4} - \cos \alpha - \frac{\lambda}{4} \cos 2\alpha \right) \right) \right]$$

Вихідні дані для розрахунку приведені в табл. 1.

Таблиця 1

Вихідні дані для розрахунку

Модель преса	К5230	К5532	К5535	К5538	К6037	К7538	К3040
параметри	1	2	3	4	5	6	7
P_n , МН	1,0	1,6	3,5	6,3	5,0	6,3	10
S , мм	420	530	670	850	850	1000	940
R , мм	210	265	335	425	425	500	470
r_b, r_o , мм	70	90	120	160	120	130	160
r_a , мм	105	135	180	240	180	195	240
λ	0,420	0,425	0,430	0,435	0,440	0,445	0,450

Розрахунок виконувався при максимальному значенні кута початку робочого ходу $\alpha_n = 80^\circ$, кут кінця робочого ходу було прийнято $\alpha_k = 0^\circ$. Згідно з даними наведеними Є. М. Ланським в роботі [4], [6] при максимальних значеннях кута початку робочого ходу, $\alpha_n = 80^\circ$, максимальне значення зусилля витяжки, враховуючи графік міцності преса, не може перевищувати 50 % від номінального, прийнято $P_{внт} = 0,5P_n$, приведений коефіцієнт тертя в кінематичних парах прийнято $\mu = 0,06$.

Розрахунки виконувались методом чисельного інтегрування з використанням програми Mathcad. Результати розрахунків при $\alpha_n = 80^\circ$, $\alpha_k = 0^\circ$, $\mu = 0,06$, $P_{внт} = 0,5P_n$ приведені в табл. 2.

Таблиця 2

Результати розрахунку енергетичних параметрів

Параметри	1	2	3	4	5	6	7
S_n, U_{\max} , мм	216	274	347	441	442	521	490
A_g , кДж	69	140	350	889	706	1050	1568
A_{f1} , кДж	6,2	13,7	33,5	88,9	56,7	80,6	146
A_{ϕ} , кДж	75,2	153,5	383,5	977,9	762,7	1130,6	1714
η	0,92	0,91	0,91	0,91	0,93	0,93	0,91

Розрахунок виконано для витяжного механізму. ККД робочого ходу знаходяться на рівні 0,91...0,93, тобто достатньо високі, що можна пояснити виконанням операції витяжки на великих кутах повороту головного вала ($\alpha_n = 80^\circ$, $\alpha_k = 0^\circ$) при яких має найбільше значення кінематичний ККД кривошипно-шатунного механізму. Якщо ККД притискного механізму прийняти на рівні витяжного, то ККД робочого ходу витяжного преса буде мати значення 0,83...0,86. Л. І. Живов приводить значення ККД робочого ходу витяжних пресів [5], [7] на рівні 0,75...0,85.

Слід також зауважити, що використання спрощеної формули приведенного плеча тертя (10), в якій не враховуються втрати енергії в напрямних повзуна, приводить до заниження значень втрат енергії на тертя на 11...20 %, що вказує на необхідність враховувати згадані втрати в енергетичному розрахунку робочого ходу преса.

ВИСНОВКИ

Розроблено залежності для аналітичного розрахунку затрат енергії на робочий хід витяжного преса з використанням методу чисельного інтегрування.

Для більш точного визначення втрат енергії на тертя запропоновано враховувати втрати енергії в напрямних витяжного повзуна преса.

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Семендий В. И. *Прогрессивные технологии, оборудование и автоматизация кузнечно-штамповочного производства КамАЗа* / В. И. Семендий, И. А. Акаро, Н. Н. Волосов. – М. : Машиностроение, 1989. – 304 с.
2. Несвит С. М. *Горизонтально-ковочные машины и их автоматизация* / С. М. Несвит, О. И. Ньюнко. – М. : Машиностроение, 1964. – 324 с.
3. Ланской Е. Н. *Элементы расчета деталей и узлов кривошипных прессов* / Е. Н. Ланской, А. Н. Банкетов. – М. : Машиностроение, 1966. – 380 с.
4. Живов Л. И. *Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы* / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников. – Харьков : изд-во при Харьков. ун-те, 1966. – 456 с.
5. Банкетов А. Н. *Кузнечно-штамповочное оборудование* / [Банкетов А. Н., Бочаров Ю. А., Добринский Н. С. и др.]; под ред. А. Н. Банкетова, Е. Н. Ланского. – Х. : Машиностроение, 1970. – 602 с.
6. Живов Л. И. *Кузнечно-штамповочное оборудование. Прессы* / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников. – К. : Вища школа, 1981. – 376 с.
7. 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.
8. Живов Л. И. *Кузнечно-штамповочное оборудование : учебник для машиностроительных вузов* / Л. И. Живов, А. Г. Овчинников, Е. Н. Складчиков ; под ред. Л. И. Живова. – М. : МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2006. – 560 с.
9. *Ковка и штамповка: справочник в 4 т. Т. 4. Листовая штамповка* / под ред. А. Д. Матвеева ; ред. совет : Е. И. Семенов и др. – М. : Машиностроение, 1985–1987. – 544 с.
10. Рей Р. И. *Кузнечно-штамповочное оборудование. Пресса кривошипные* / Р. И. Рей, С. С. Монятовский. – Луганск : ВЛУ, 2000. – 216 с.

Абдулганієв М. А. – аспірант СНУ ім. В. Даля;

Рей Р. І. – д-р техн. наук, проф., зав. каф. СНУ ім. В. Даля.

СНУ ім. В. Даля – Східноукраїнський національний університет імені Володимира Даля, м. Луганськ.

E-mail: oomd@snu.edu.ua