

УДК 621.798

ОЦІНКА КРУТНИХ МОМЕНТІВ ПРИ ШТАНЦЮВАННІ, З ВРАХУВАННЯМ ПОДАТЛИВОСТІ ПРЕСА, НА МАШИНІ ТИГЕЛЬНОГО ТИПУ

Ю.О. Банах

Дається оцінка крутних моментів, які зникають під час штанцювання на машині тигельного типу. Зроблено аналіз їх величин і визначено характер зміни з врахуванням податливості ланок механізму привода тигля. Виконано розрахунок крутних моментів при штанцюванні на переобладнаній машині ЗППТ-30.

Дается оценка крутящих моментов, возникающих во время штанцевания на машине тигельного типа. Сделан анализ их величин и определен характер изменений с учетом податливости звеньев механизма привода тигля. Выполнен расчет крутящих моментов при штанцевании на переоборудованной машине ЗППТ-30.

Завданням цього розрахунку є виявлення величини і характеру зміни крутних моментів на головному валу машини конкретної моделі з врахуванням податливості ланок механізму привода тигля.

Загальний крутний момент (M) складатиметься з моменту (M_p), що створюється внаслідок дії технологічного зусилля P_m та сил інерції P_{in} (рис. 1.), моменту від тертя (M_{n-n}) в напрямних повзуна (площина n-n), моменту тертя в шарнірі В (M_B), моменту тертя в шарнірі А (M_A) та моменту тертя в підшипниках кривошипа (M_O).

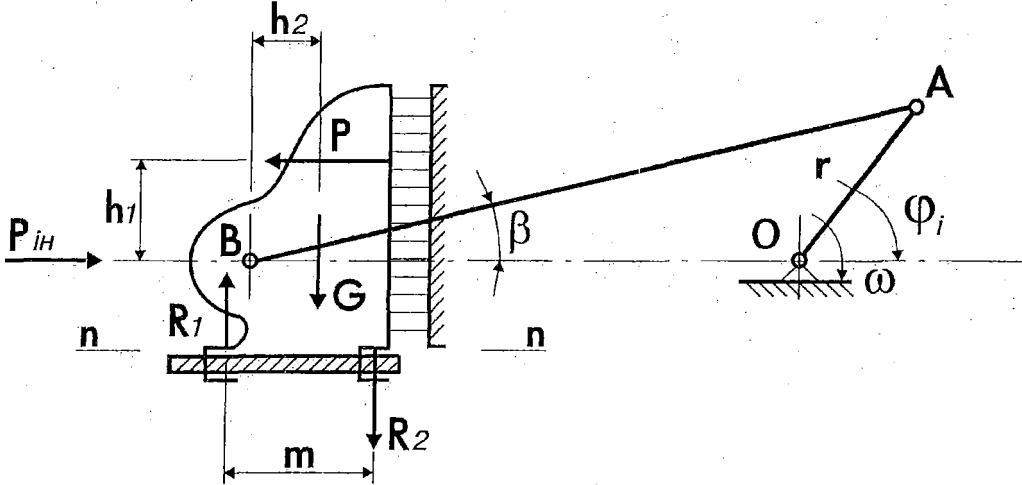


Рис.1. Схема дії сил, які виникають у зоні контакту тигельного преса

$$M = M_p + M_{n-n} + M_B + M_A + M_O. \quad (1)$$

Момент від зусилля P_m та сил інерції P_{in} (рис. 1)

$$M_p = P \frac{V_B}{\omega} = Pr \left(\frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi_1 + \sin \varphi_1 \right), \quad (2)$$

де $P = P_m \pm P_{in}$; $P_{in} = m_m W_m$; $V_B = \omega r \left(\frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi_1 + \sin \varphi_1 \right)$; $\lambda = \frac{l}{r}$ і $\varphi_1 = 180 - \varphi_l$.

Момент від тертя в напрямних повзуна залежатиме від ваги G і плеча (h_l) зміщення зусилля (P) в штанцювальному пресі. Реакція від перекидування:

$$R_1 = -R_2 = \frac{Ph_1}{m} - \frac{Gh_2}{m} = \frac{1}{m} (Ph_1 - Gh_2); \quad (3)$$

$$M_{n-n} = (R_1 + R_2) f_1 \frac{V_B}{\omega} = 2r \frac{f_1}{m} (Ph_1 - Gh_2) \left(\frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi_1 + \sin \varphi_1 \right), \quad (4)$$

де f_1 — коефіцієнт тертя ковзання тигля в напрямних.

Момент від тертя в шарнірі В

$$M_B = P f_2 r_{am} \frac{\omega_{ш}}{\omega} = \frac{\cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda^2 + \sin^2 \varphi_1}} P f_2 r_{am}, \quad (5)$$

де $\omega_{ш} = \frac{\omega \cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda^2 + \sin^2 \varphi_1}}$ — кутова швидкість шатуна; f_2 — коефіцієнт тертя ковзання в

шарнірі В; r_{am} — радіус втулки шарніра.

Момент від тертя в шарнірі А

$$M_A = P r_A f_3 \frac{\omega - \omega_{ш}}{\omega} = P r_A \frac{f_3}{\cos \beta} \left(1 - \frac{\cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda^2 + \sin^2 \varphi_1}} \right), \quad (6)$$

де r_A — радіус пальця в шарнірі А; $\frac{P}{\cos \beta}$ — зусилля, що діє на шарнір А; f_3 — коефіцієнт тертя ковзання в шарнірі А; $\beta = \arcsin \frac{r}{l} \sin \varphi_1$.

Момент від тертя в підшипниках кривошипа

$$M_O \approx P f_4 r_u, \quad (7)$$

де f_4 — коефіцієнт тертя; r_u — радіус цапф кривошипного вала.

Підставляючи значення складових у формулу (1), отримаємо

$$M = \left[Pr + \frac{2r f_1 (Ph_1 - Gh_2)}{m} \right] \left(\frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi_1 + \sin \varphi_1 \right) + \left(f_2 r_{sm} - \frac{r_A f_3}{\cos \beta} \right) \frac{P \cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda^2 + \sin^2 \varphi_1}} + Pr_A \frac{f_3}{\cos \beta} + P f_4 r_u. \quad (8)$$

Якщо зусилля P прикладено по центру повзуна ($h_1=0$), а $f_1=f_2=f_3=f_4=f$, залежність (8) набуде вигляду

$$M = P f r \left[\left(\frac{1}{f} - \frac{G}{P} \cdot \frac{2h_2}{m} \right) \left(\frac{1}{2} \lambda \sin 2\varphi_1 + \sin \varphi_1 \right) + \frac{r_{sm}}{r} \left(1 - \frac{r_A}{r_{sm} \cos \beta} \right) \frac{\cos \varphi_1}{\sqrt{\lambda^2 + \sin^2 \varphi_1}} + \frac{r_A}{r \cos \beta} + \frac{r_u}{r} \right]. \quad (9)$$

На рис. 2 графічно зображені зміни сумарних зусиль ($P_\Sigma = P \pm P_{np}$), що діють на повзун у горизонтальній площині, залежно від кута повороту (φ) кривошипа $P_\Sigma = f(\varphi)$, де P' — зусилля розтягнутих шатунів після висікання.

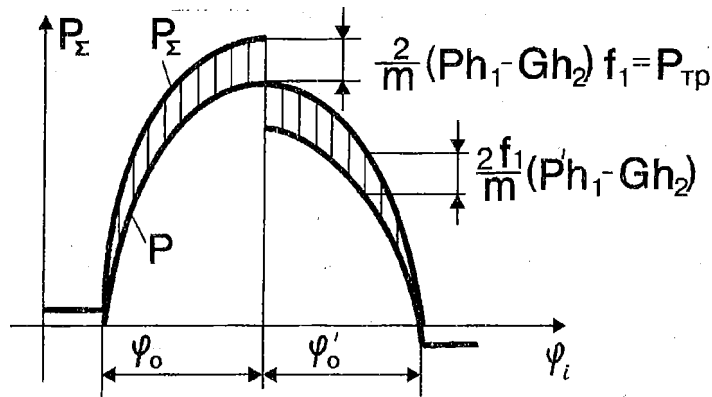


Рис. 2. Графік зміни сумарних зусиль, які діють на повзун залежно від кута повороту кривошипа

У крайньому положенні тигля ($\varphi_1 = 0^\circ$ і $\beta = 0$) крутний момент визначатиметься формулою (8), яка при цьому набуває вигляду

$$M_{\varphi=0^\circ} = P_{max} \left(\frac{f_2 r_{sm} - r_A f_3}{\lambda} + r_A f_3 + f_4 r_u \right). \quad (10)$$

При $f_2 = f_3 = f_4 = f$ залежність (10) матиме вигляд

$$M_{\varphi=0^\circ} = \frac{P_{max} f}{\lambda} (r_{sm} - r_A + \lambda r_A + \lambda r_u). \quad (11)$$

Таким чином, у крайньому робочому положенні тигля крутний момент на головному валу не дорівнюватиме нулю і, як випливає з (11), визначатиметься силами тертя в рухомих з'єднаннях, що виникають внаслідок дії максимального технологічного зусилля $P_{\max}$ і незначної сили інерції.

Розрахунок крутних моментів при штанцюванні на переобладнаній машині ЗПІТ-30 здійснювали за методикою, наведеною вище, але замість розрахункової швидкості тигля (V_i) підставляли значення фактичної його швидкості (V_ϕ), враховуючи відставання через пружну деформацію привода.

Вихідні дані та прийняті обмеження:

продуктивність машини — 1200 загот./год;

максимальне технологічне навантаження — $5 \cdot 10^5$ Н;

маса тигля — 306 кг;

приведена до тигля максимальна деформація ланок привода $X \approx 4,5 \cdot 10^{-4}$ м;

товщина картону — 0,5 мм;

радіус кривошипа — 0,11 м;

довжина шатуна — 0,635 м;

переріз шатуна — $0,03 \cdot 0,1$ (м²);

радіуси шарнірів $r_0=50,25$ мм, $r_A=47,5$ мм, $r_B=60$ мм;

коефіцієнти тертя в шарнірах $f_2 = f_3 = f_4 = f_4 = 0,1$;

технологічна сила P діє по напрямку шатунів і зростає прямо пропорційно до товщини картону.

Оскільки закон зміни технологічного зусилля при висіканні від переміщення штанцювального інструмента невідомий, то вважаємо, що з початком висікання фактичне переміщення тигля ($s_\phi = s_i - \Delta l_i$) і його фактична швидкість (V_ϕ) знаходяться в прямій залежності, а технологічне зусилля зростає пропорційно переміщенню. На основі цього припущення

$$\frac{V_i}{V_\phi} = \frac{s_i - [S - (\delta + \Delta l_w)]}{s_i - (S - \Delta l_i)} = \frac{s_i - [S - (\delta + \Delta l_w)]}{s_i - (S - D\delta_i)} \quad (12)$$

де $D = \frac{\Delta l_i}{\delta_i} = \frac{\Delta l_w}{\delta} = \text{const}$ — співвідношення деформацій шатунів (у попередніх викладках [2]

— X_{10}) і величини висікання картонної заготовки; s_i — змінна величина переміщення тигля; S — хід тигля; δ_i — змінна величина врізання лінійок у картон; Δl_w — максимальна деформація шатунів.

З (12) фактична швидкість тигля

$$V_\phi = V_i \frac{s_i - (S - D\delta_i)}{s_i - [S - (\delta + \Delta l_w)]} \quad (13)$$

З врахуванням прийнятих припущень формула (9), при куті нахилу шатуна $\beta \rightarrow 0$, набуде вигляду

$$M = P' \frac{V_\phi}{\omega} \left(1 + \frac{mg}{P'} f \right) + P' f (r_0 \lambda - r_A \lambda + r_A + r_0), \quad (14)$$

де $P' = P \pm mW$ (технологічна сила + сила інерції).

Позначивши $f(r_0 \lambda - r_A \lambda + r_A + r_0) = K = \text{const}$, одержимо залежність (14) простішого вигляду:

$$M = P' \frac{V_\phi}{\omega} \left(1 + \frac{mgf}{P'} \right) + P' K. \quad (15)$$

У період зворотного ходу тигля технологічне навантаження щезає, на певному куті повороту кривошипа (рис. 3) відбувається вистоювання тигля через його контакт з обмежувальними планками і діє зусилля розтягнутих шатунів ($P' = P_w$). Оскільки тигель не рухається на ділянці фазового кута, що відповідає відновленню деформації шатунів, то сили тертя його по напрямних і сили інерції відсутні. В цей період крутний момент від зусилля розтягнутих шатунів діє за напрямком обертання кривошипів і виражається залежністю

$$M_{P_w} = P_w h = P_w (l + \Delta l - r) \sin \beta, \quad (16)$$

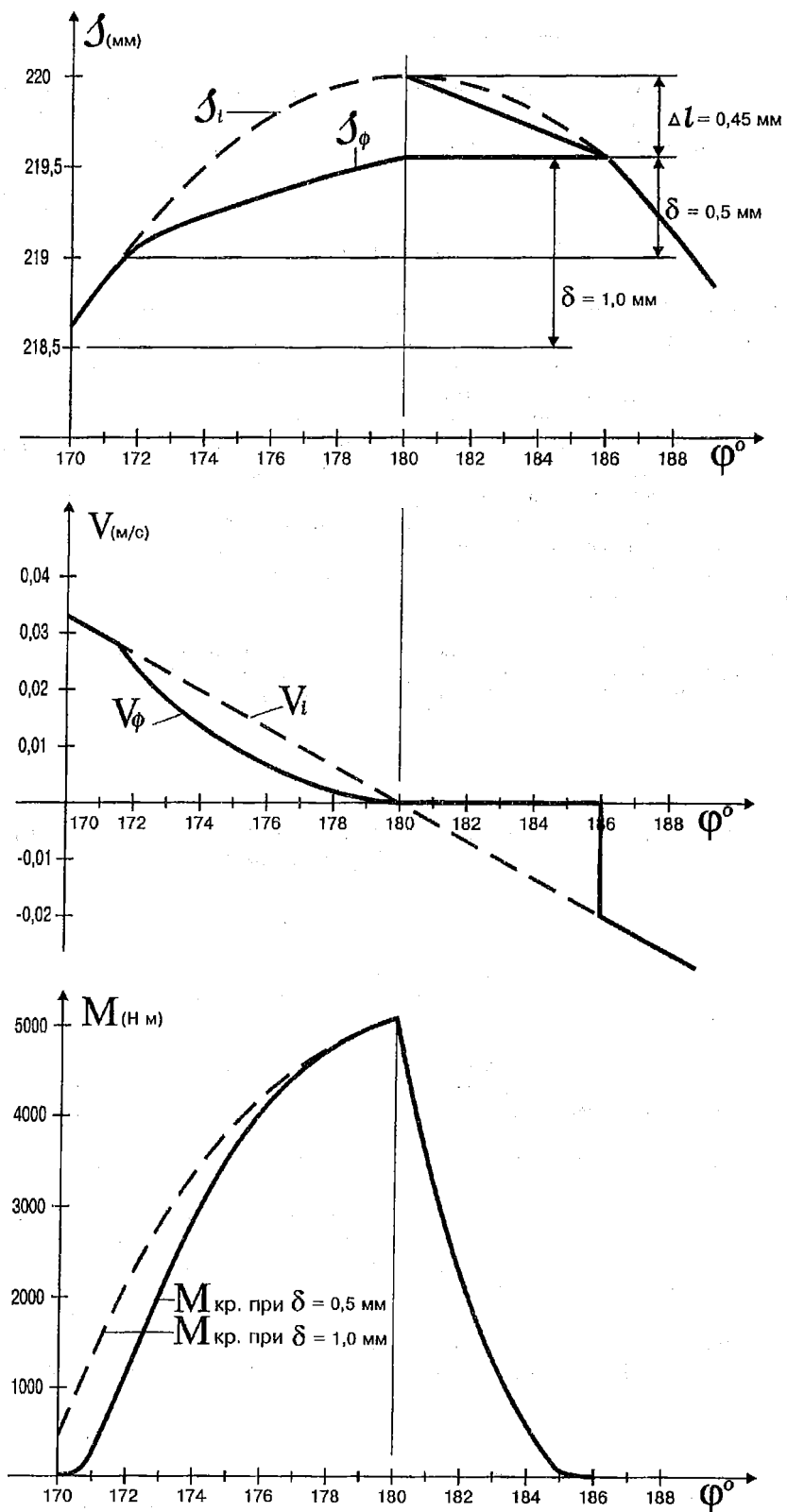


Рис. 3. Графіки переміщення, швидкості і крутного моменту, які діють у період штанцювання

де $(l + \Delta l - r) \sin \beta = h$ — плече дії зусилля від шатунів до центра кривошипа; $\sin \beta = \frac{r \sin \varphi_1}{l - \Delta l_1}$;

φ_1 — змінний кут повороту кривошипа (після 180°) і відповідно до нього змінне значення деформації (Δl_1) шатунів.

Загальний крутний момент при $\varphi > 180^\circ$ обчислюється за формулою

$$\begin{aligned} M_{\varphi > 180^\circ} &= P_{ш} f(r_B \lambda - r_A \lambda + r_O) - P_{ш}(l_{ш} + \Delta l_{ш} - r) \sin \beta = \\ &= P_{ш}[K - (l_{ш} + \Delta l_{ш} - r) \sin \beta]. \end{aligned} \quad (17)$$

У формулі (17) змінними є зусилля шатунів ($P_{ш}$), їх деформація (Δl_1) і кут β , що, в свою чергу, залежить від змінного кута повороту кривошипа (φ), що задається. Ці змінні величини знаходяться просто, з використанням графіків (див. рис. 3.), де зображені залежності $s_1 = f(\varphi)$; $s_\phi = f(\varphi)$; $V_1 = f(\varphi)$; $V_\phi = f(\varphi)$ і $M = f(\varphi)$, побудовані за допомогою одержаних цифрових даних.

З аналізу графіків кругних моментів випливає:

1. Крутні моменти в період штанцювання не змінюють свого знака і при технологічному навантаженні $P = 5 \cdot 10^5$ Н досягають величини $M = 5100$ Нм. У період зворотного ходу тигля складова моменту від сили тертя більша, ніж момент від пружних сил розтягнутих шатунів, що розвантажують кривошипний вал.

2. При збільшенні товщини картону збільшується робота, що затрачається на штанцювання ($\Sigma M_{кр}$), проте не змінюються максимальна величина моменту і його характер при зворотному ході тигля.

1. Тир К.В. Определение пика крутящего момента на валу тигельной машины. Научные записки УПИ. 1955. Т. XI.

2. Чехман Я.І., Банах Ю.О. Про доцільність створення попереднього натягу в системі тигельного преса машини при штанцювальних роботах // Поліграфія і видавнича справа. 1996. №31. С.34–39.