

УДК 621.941.1.

**Михайло Пилипець, д.т.н., проф., Оксана Лясота к.т.н., доц.**

Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, Україна

## ДОСЛІДЖЕННЯ СТІЙКОСТІ РОБОЧОГО ОРГАНУ ГВИНТОВОГО ПРЕСУ

**Muhaylo Pylypets, Dr., Prof., Oksana Lyasota, Ph.D., Assoc. Prof.**

### RESEARCH OF STABILITY OF THE WORKING TOOL OF SCREW PRESSES

У процесі роботи гвинтового пресу значні навантаження приходяться на гвинт робочого органу. Для забезпечення безперебійної роботи пресу необхідно правильно розрахувати гвинтовий робочий орган (ГРО), враховуючи продуктивність пресу. Продуктивність шнекового пресу можна розрахувати з виразу

$$P = 3600 S_0 v_0 \rho \varphi \quad (1)$$

де  $S_0$  – площа поперечного перерізу транспортної труби зайнятої мезгою де знаходиться перший виток шнека  $v_0$  – швидкість руху мезги вздовж шнека;  $\rho$  – густина мезги, кг/м<sup>3</sup>;  $\varphi$  – коефіцієнт заповнення міжвиткового об'єму;  $\varphi = 0,5 \dots 0,8$ .

$$S_0 = \frac{\pi(D^2 - d^2)}{4} \text{ м}^2; \quad (2)$$

де  $D, d$  – відповідно зовнішній, внутрішній діаметри шнеків;

$$v_0 = nT / 60 \frac{\text{м}}{\text{с}} \quad (3)$$

тут  $n$  – частота обертання шнека, хв<sup>-1</sup>  $T$  – крок шнека, м.

Як видно з (1-3) продуктивність преса в основному залежить від параметрів робочого органу.

Для визначення геометричних параметрів робочого органу необхідно дослідити стійкість ГРО з висотою витка  $B$  та кроком  $T$ .

$$B = D - d_{\text{м}}. \quad (4)$$

Розглянувши рівняння гвинтової поверхні робочого органу нормальні напруження в довільному поперечному перерізі витка можна визначити з виразу

$$\sigma(\xi) = \frac{0,5P}{\delta \int_0^{z_{\text{max}}} \sqrt{1 + \left[ \frac{d((r + \xi)tg(2\pi Z/T))}{dz} \right]^2} dz} \quad (5)$$

де  $P$  – зусилля що діють на виток шнека, Н;  $\delta$  – товщину перерізу витка робочого органу, м;  $\xi$  – віддаль до лінії згину, м;  $r = d/2$ м; товщину перерізу витка робочого органу, наближено можна записати  $\delta = 0,25(H + 3h)$  .....(6)

Величину сили в критичному перерізі витка знайдемо з загальної деформації

системи 
$$\epsilon = \frac{1}{2} \int_0^B \frac{M^2(\xi)}{EI(\xi)} d\xi - \frac{1}{2} P \int_0^B \left( \frac{d\psi}{d\xi} \right)^2 d\xi, \quad (7)$$

де  $E$  – модуль Юнга;  $\psi(\xi)$  – функція прогину;  $\psi(\xi) = f\xi^2$ ;  $M(\xi)$  згинальний момент;  $M(\xi) = -Pf(B^2 - \xi^2)$ .

$$I(\xi) = \frac{b\delta^3}{12} \left( 1 + K_e \frac{e^2}{\delta^2} \right), \quad (8)$$

Враховуючи момент інерції поперечного перерізу витка

де  $b$  і  $\delta$  – відповідно ширина й усереднена товщина перерізу витка, визначені за лінією згину на віддалі  $\xi$  від оправи вздовж осі  $X$ ;  $e$  – максимальне відхилення лінії профілю від осі згину;  $K_e$  – коефіцієнт впливу форми на момент інерції перерізу.

Для розглядуваного випадку відхилення  $e$  дорівнює :

$$e = \frac{T\tilde{y}_{\max} - \frac{2\pi(r+\xi)tg\mu_{\max}}{\mu_{\max}}}{\sqrt{T^2 + \frac{4\pi^2(r+\xi)^2 tg^2 \mu_{\max}}{\mu_{\max}^2}}} \quad (9)$$

Звідки ширина поверхні згину  $b$  дорівнює:

$$b = 2\sqrt{(r+\xi)^2 tg^2 \mu_{\max} + \mu_{\max}^2 C^2} = 2(r+\xi)\mu_{\max} \sqrt{1 + \frac{\mu_{\max}^4}{9} + tg^2 \alpha_{\xi}}, \quad (10)$$

де  $\alpha_{\xi}$  – кут нахилу витка ГЗ на діаметрі  $2(r+\xi)$ ;  $tg\alpha_{\xi} = C/(r+\xi)$

При деформації жорсткого профілю, форма якого не змінюється, головні осі інерції  $oy'z'$  до осей  $oy$  та  $oz$  обернуті на кут  $\theta_k = arctg(k)$ .

Максимальна ширина поверхні згину для високого витка робочого

$$\text{органу} \quad b = 2\sqrt{2B(r+\xi) + B^2 + C^2 arctg^2} \sqrt{\frac{2B(r+\xi) + B^2}{(r+\xi)^2}} \quad (11)$$

Згідно з методом Рітца, часткова похідна від енергії деформації системи має

$$\frac{\partial \epsilon}{\partial f} = \frac{2P^2}{E} \int_0^B \frac{(B^2 - \xi^2) f d\xi}{I(\xi)} - \frac{8}{3} PB^3 = 0$$

дорівнювати нулеві, тобто (12)

Звідси, приймаючи  $f \neq 0$ ,  $P \neq 0$  та підставляючи вирази (9) і (11) у (12),

$$P = 16E\epsilon \left( \frac{B}{\delta} \right)^3 \left[ \int_0^B \frac{(B^2 - \xi^2) d\xi}{b(1 + K_e (e/\delta)^2)} \right]^{-1}$$

величину критичної сили визначимо так: (13)

де  $\epsilon$  – уточнюючий коефіцієнт;  $\epsilon = \zeta \epsilon_1 \epsilon_2$ ;  $\zeta$  – коефіцієнт, що враховує відмінність реального кріплення витка ГЗ від защемлення, прийнятого в розрахунковій схемі;  $\epsilon_1$  – коефіцієнт, що бере до уваги вплив нерівномірності товщини стрічки  $\delta$ ;  $\epsilon_2$  – коефіцієнт, що враховує похибки внаслідок розгляду кривої прогину як функції однієї змінної.

Таким чином встановлено, що, досліджуючи стійкість гвинтової поверхні робочого органу пресу, напруження згину є домінуючими, причому згин відбувається за лінією в площині, паралельній до поверхні вала. Найбільш небезпечна область, з точки зору втрати стійкості витка, розміщується нижче нейтральної лінії на ділянці витка. В цій області деформації досягають максимальних значень, інформація про величину яких дасть змогу прогнозувати ймовірність втрати стійкості, що може привести до поломки робочого органу пресу. Розрахувавши нормальні напруження у довільному поперечному перерізі витка робочого органу і величину критичної сили можна розрахувати його геометричні параметри.