

поковзня H обчислюємо за формулою $l_{Z_q H_q} = \frac{x_{H_q} - x_{Z_q}}{\cos \xi_q}$ і приймаємо з тим знаком, який отримуємо при обчисленні. Зі своїм знаком беруться кутові швидкість і пришвидження напрямної ω_q і ε_q , відносна швидкість повзуна і напрямної v_{H_q} .

УДК 686.12.056

ВПЛИВ ПРУЖНОГО КОВЗАННЯ НА РОБОТОЗДАТНІСТЬ ВИЩИХ КОНТАКТНИХ ПАР У ЦИКЛОВИХ МЕХАНІЗМАХ

Б.С. Стеців

Розглядаються умови роботи і спрацювання роликкоопор при передачі руху контактуючими з ними поверхнями.

Рассматриваются условия работы и износа роликкоопор при передаче движения контактирующими с ними поверхностями.

Вищі пари циклових механізмів, навіть коли вони і закриті, працюють в умовах абразивного спрацювання. Якщо скористатися викладками [2], середнє напрацювання такої пари при статичному навантаженні визначатиметься як

$$T_c = \frac{R_n \cdot [h] \cdot z}{I \cdot L_s \cdot n}, \quad (1)$$

де T_c – середній термін напрацювання; R_n – діюче нормальне зусилля; $[h]$ – допустиме спрацювання поверхні паза і ролика; I – інтенсивність спрацювання; L_s – шлях тертя; n – частота обертання водила (коромисла); z – кількість пазів у мальтійському хресті.

Оскільки не можна передбачити ступінь деформування матеріалів ролика і стінки паза, розглянемо випадок контакту, коли матеріал ролика деформується більше, бо навіть якщо вони виготовлені з однакових матеріалів, ролик деформуватиметься більше через нерівномірний розподіл внутрішніх напружень [1]. На смужці контакту (рис. 1) утворюються три зони: дві ковзання й одна зчеплення. У першій зоні матеріал ролика, деформуючись, проковзує відносно стінки паза. У зоні зчеплення, яка залежить від коефіцієнта кочення, проковзування відсутнє.

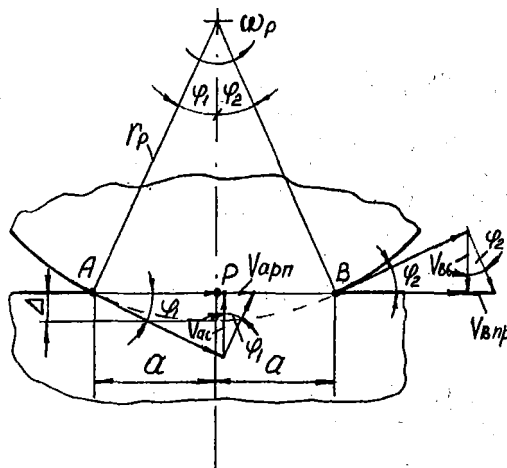


Рис. 1. Плани швидкостей в зоні контакту

За зоною зчеплення zdeформований матеріал ролика намагається відновити свою початкову форму і проковзує відносно поверхні паза. Для наочності і спрощення розуміння розглянемо плани швидкостей у крайових зонах. Як бачимо, при перекочуванні ролика швидкість його

поверхні розкладається на швидкість, спрямовану вздовж поверхні стінки паза V_{apn} , та швидкість деформування матеріалу V_{ad} , яка, в свою чергу, має також дві складові: швидкість стиснення матеріалу ролика V_{ac} і швидкість проковзування поверхні ролика відносно стінки паза. Кожну із складових легко знаходимо з напівдовжини смужки контакту для однорідних матеріалів, яку визначаємо за формулою [1]

$$a = 2,16\sqrt{R_n \cdot D/l \cdot E}, \quad (2)$$

де D – діаметр ролика; l – довжина ролика; E – модуль поздовжньої пружності.

Діюче нормальне зусилля в зоні контакту для механізму мальтійського хреста (рис. 2) при інерційному навантаженні знаходимо за формулою

$$R_n = \frac{\lambda \cdot M_i}{r\sqrt{1 - 2 \cdot \lambda \cos \varphi + \lambda^2} + f_{02} \cdot r_{02}}, \quad (3)$$

де $\lambda = r/A = \sin \pi/z$ – інваріант геометричної подібності; r – радіус кривошипа; A – міжцентрова відстань; φ – кут повороту кривошипа; M_i – момент від сил інерції; f_{02} – коефіцієнт тертя в опорі вала хреста; r_{02} – радіус вала.

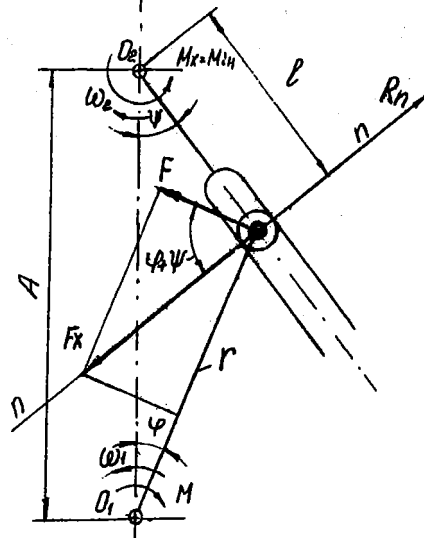


Рис. 2. Плани діючих сил

Для того щоб знайти шлях ковзання, проінтегруємо швидкість проковзування матеріалів ролика і стінки паза до і після полюса зчеплення P .

Середня швидкість деформації матеріалу ролика при перекочуванні

$$V_{cp} = \omega_p (r_p - \Delta), \quad (4)$$

де ω_p – кутова швидкість ролика; r_p – радіус ролика; Δ – деформація ролика.

Кутову швидкість ролика визначаємо за формулою

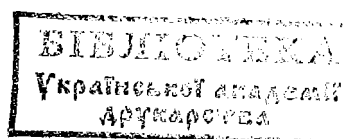
$$\omega_p = \omega_{pi} \cdot \omega_1 = \frac{r}{r_p} \sqrt{1 - \frac{(\cos \varphi - \lambda)^2}{(1 - 2\lambda \cos \varphi + \lambda^2)}} \cdot \omega_1, \quad (5)$$

де ω_1 – кутова швидкість кривошипа.

Деформація ролика

$$\Delta = \frac{4R_n}{l} \cdot \left(\frac{1 - \mu^2}{E} \right) \cdot \left(0,41 + \ln \frac{4r_p}{a} \right), \quad (6)$$

де μ – коефіцієнт Пуассона.



390783

Шлях пружного проковзування поверхні ролика по поверхні стінки паза

$$L_s = \omega_1 \cdot r_p \cdot \left(\int_{-\varphi}^0 \omega_{pi} \cdot \sin^2 \varphi_1 \cdot d\varphi + \int_0^{\varphi} \omega_{pi} \cdot \sin^2 \varphi_2 \cdot d\varphi \right). \quad (7)$$

Для спрощення подальших розрахунків введемо поняття інваріанту спрацювання і виконаємо певні підстановки:

$$T_c = \frac{R_n \cdot [h] \cdot z}{L_s \cdot I \cdot L_s \cdot n} = T_i \frac{[h]}{I}, \quad (8)$$

$$T_i = \frac{R_n \cdot z}{L_s \cdot n} = \frac{\pi \cdot R_n \cdot z}{30 \cdot \omega_1 \cdot L_s}.$$

На графіках (рис. 3 а, б) показано залежності інваріанту зносостійкості від частоти обертання ролика і моменту впродовж одного кроку повороту хреста.

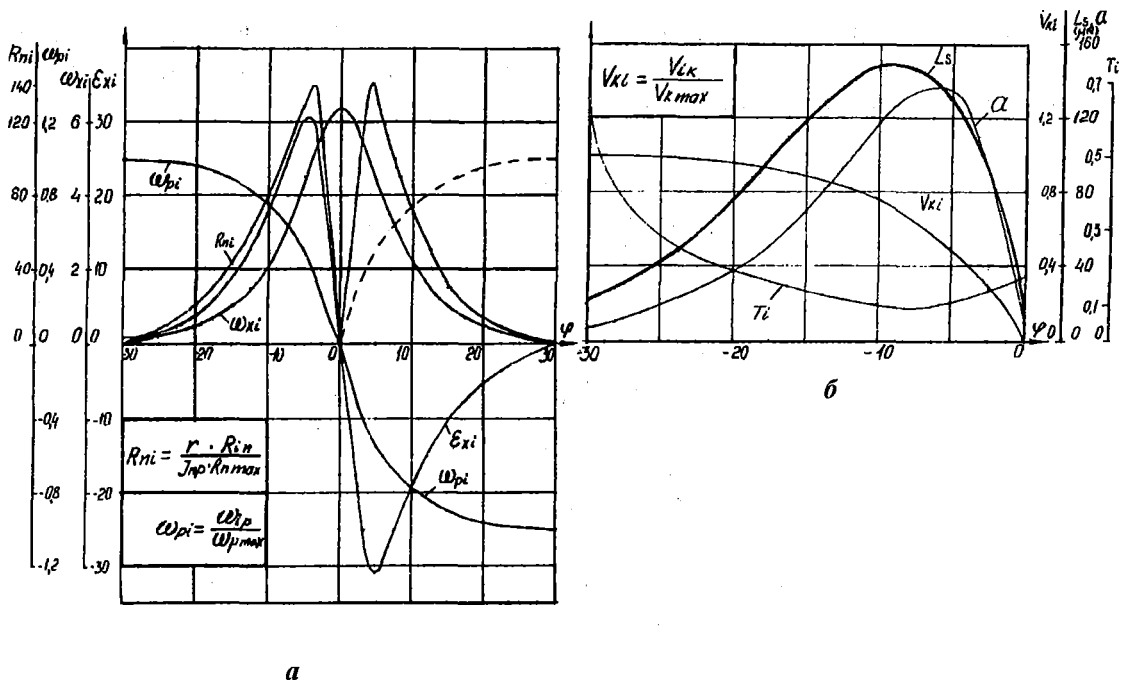


Рис. 3. Основні залежності від кутового положення кривошипа:

а – кінетостатичних інваріантів; б – довжини смужки контакту, шляху ковзання, інваріантів швидкості ковзання і напруцювання

Ввівши замість M_{in} діючий сумарний момент $M_{сум}$, легко знаходимо місця найбільшого навантаження і, відповідно, діючі нормальні та контактні напруження. Запропонована методика дає змогу визначити найвразливіші місця контактуючих поверхонь і тим самим уже на етапі проектування зменшити ризик неправильного вибору матеріалів.

1. Справочник машиностроителя. М., 1951. Т. III. 2. Шаронов С.К. Проектирование кулачковых механизмов с учетом износа профиля кулачка // Машиностроение. 1965. № 3. С. 16 – 20.