

**ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ НА ТЕРТЯ  
В БАГАТОЛАНКОВИХ МЕХАНІЗМАХ  
ПРИВОДУ НОЖА ПАПЕРОРІЗАЛЬНИХ МАШИН**

Важливим енергетичним критерієм і якісним показником механізму, який дає оцінку спрацюванню та втратам внаслідок тертя, є коефіцієнт корисної дії. При кінетостатичних розрахунках циклових механізмів необхідно враховувати миттєві ККД кінематичних пар і механізму в цілому. Для цього необхідно провести аналіз енергетичного потоку, який зростає з віддаленням від веденої ланки до ведучої за рахунок втрат енергії на тертя у проміжних кінематичних парах. Вважатимемо, якщо на веденій ланці корисна потужність  $N_k$ , то після першої кінематичної пари потужність, що передається попередньою ланкою з врахуванням тертя, зростає

$$N_1 = \frac{N_k}{\eta_1} ; \text{ після другої } N_2 = \frac{N_k}{\eta_1 \eta_2} ; \text{ після } n\text{-ї}$$

$$N_i = \frac{N_k}{\eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n} = \frac{N_k}{\eta_{\Sigma i}}, \tag{1}$$

де  $\eta_{\Sigma i} = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n$  — загальний миттєвий ККД кінематичних пар поспідовно з'єднаних ланок.

У випадку, коли потужність, що витрачається двигуном, розгалужується по паралельних вітках механізму, то їх часткові потужності  $N_{\psi_i}$  визначаються за формулою (1).

Сумарна потужність, яку передає головний вал

$$N_{\Sigma} = N_{\psi_1} + N_{\psi_2} + \dots + N_{\psi_n}. \tag{2}$$

Особливістю механізму ножа (рис. 1) уніфікованого ряду паперорізальних машин Бр-110, Бр-136 і Бр-150 є те, що потужність, яка підводиться до веденої ланки 9 (ножа) розгалужується двома потоками: лівим ланцюгом  $MFO_4EO_3DC$  і правим  $NB_1$  до ланки 3.

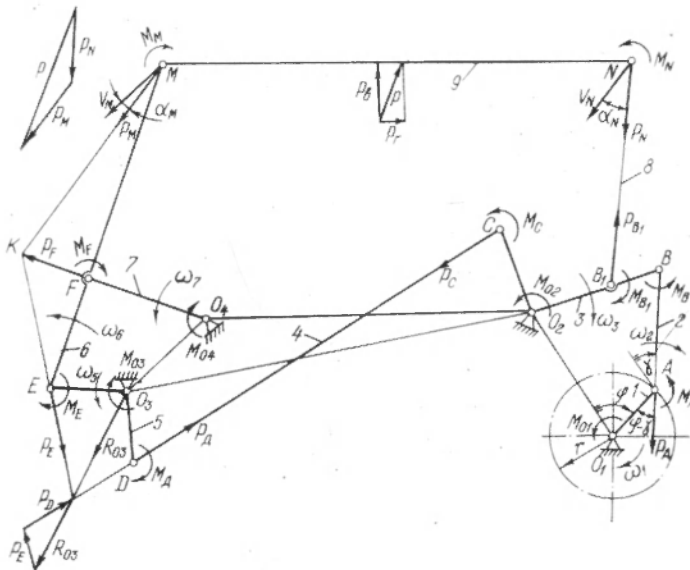


Рис. 1. Схема до розрахунку ККД механізму ножа машин Бр-110, Бр-136 і Бр-150.

Загальний миттєвий ККД  $\eta_1$  лівої вітки механізму, виходячи із рівняння потужності, зведеної до ланки 3, визначиться за формулою

$$\eta_1 = 1 + \frac{i}{V_{M_i} \cos \alpha_M} \{ r_{MO} f_M (\omega_{91i} \pm \omega_{61i}) + C_1 [r_{FO} f_F (\omega_{61i} \pm \omega_{71i}) - r_{O_4 O} f_{O_4} \omega_{71i}] + C_2 [r_{EO} f_E (\omega_{61i} \pm \omega_{51i}) + C_3 [r_{DO} f_D (\omega_{41i} \pm \omega_{51i}) + r_{CO} f_C (\omega_{41i} \pm \omega_{31i})] - C_1 r_{O_3 O} f_{O_3} \omega_{51i} \}, \quad (3)$$

де  $\omega_{1i} = \frac{\omega_i}{\omega_1}$  — позиційні інваріанти подібності кутових швидкостей ланок механізму;  $r_{1o} = \frac{r_1}{r}$  — відносний параметр радіусів тертя відповідних шарнірів;  $f_i$  — коефіцієнти тертя ковзання;  $V_{M_i}$  — інваріанти швидкості точки  $M$ ;  $\alpha_M$  — гострий кут між напрямком сили  $P_M$  і швидкістю  $V_M$ ;  $C_1 = \frac{P_F}{P_M}$ ,  $C_2 = \frac{P_E}{P_M}$ ,  $C_3 = \frac{P_D}{P_M}$ ,  $C_4 = \frac{R_{O_3}}{P_M}$ ,  $C_5 = \frac{R_{O_2}}{P_M}$  — коефіцієнти геометричних параметрів, виражені в масштабі зусилля в шарнірі  $M$ .

В формулі (3), як і в наступних, величини  $\omega_2, \omega_3, \dots, \omega_n$  і їх інваріанти несуть в собі знак: плюс — при збіганні напрямків їх кутових швидкостей і  $\omega_1$ , мінус — при незбіганні.

Для знаходження ККД в окремих кінематичних парах можна допустити [3], наприклад, для шарніра  $M$   $f_M \neq 0$ . а в решті пар  $f_i = 0$ , і тоді з формули (3) знаходимо миттєвий ККД пари  $M$

$$\eta_{1M} = \frac{1}{1 + \frac{1}{V_{M_i} \cos \alpha_M} \cdot r_{MO} f_{M(\omega_{31i} \pm \omega_{61i})}} = \frac{1}{1 + \theta_1}, \quad (4)$$

ККД наступної кінематичної пари запишемо

$$\eta^1 = \frac{1}{1 + \theta_1 + \theta_2} = \frac{1}{1 + \theta_1} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\theta_2}{1 + \theta_1}} = \frac{\eta_{1M}}{1 + \eta_{1M} \cdot \theta_2} = \eta_{1M} \cdot \eta_F, \quad (5)$$

де

$$\eta_F = \frac{1}{1 + \frac{C_1}{V_{M_i} \cos \alpha_M} \cdot r_{FO}(\omega_{61i} \pm \omega_{71i}) \eta_{1M}} \quad (6)$$

Аналогічно із формули (3) можна визначити послідовно ККД кожної кінематичної пари. Загальний миттєвий ККД лівої вітки механізму запишеться добутком

$$\eta_1 = \eta_M \eta_F \eta_{01} \eta_E \eta_{03} \eta_D \eta_C. \quad (7)$$

Миттєвий ККД правої частини механізму з врахуванням втрат на тертя у парах  $N$  і  $B_1$  визначаємо за формулою

$$\eta_2 = \frac{1}{1 + \frac{1}{V_{N_i} \cos \alpha_N} [r_{NO} f_N(\omega_{81i} \pm \omega_{91i}) + r_{BO} f_B(\omega_{31i} \pm \omega_{81i})]} = \eta_N \eta_{B1}. \quad (8)$$

Розглядаючи рівняння потужностей, зведених до коронисла 3 чотириланковика  $O_1 A B O_2$ , можна записати

$$\begin{aligned} & \frac{P_M \cdot V_M \cdot \cos \alpha_M}{\eta_1} + \frac{P_N \cdot V_N \cdot \cos \alpha_N}{\eta_2} + R_{02} \cdot f_{02} \cdot r_{02} \cdot \omega_3 = M_{01} \cdot \omega_1 - \\ & - \frac{M_{01}}{r \cdot \sin(\varphi - \gamma)} [f_{01} \cdot r_{01} \cdot \omega_1 + f_A \cdot r_A (\omega_1 \pm \omega_2) + f_B \cdot r_B (\omega_2 \pm \omega_3)] = \\ & = M_{01} \omega_1 \left\{ 1 - \frac{1}{\sin(\varphi - \gamma)} [f_{01} r_{010} + f_A r_{AO} (1 \pm \omega_{21i}) + f_B r_{BO} (\omega_{21i} \pm \omega_{31i})] \right\}. \quad (9) \end{aligned}$$

«Ідеальний» крутний момент на кривошпіві  $I$

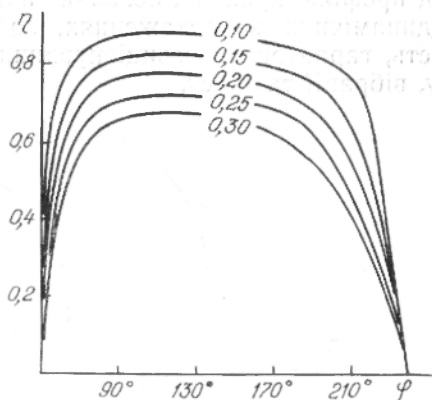
$$M_{01iI} = \frac{P_M V_M \cos \alpha_M (1 + A)}{\omega_1}, \quad (10)$$

де  $A = \frac{P_N V_N \cos \alpha_N}{P_M V_M \cos \alpha_M}$  — коефіцієнт, що враховує розподіл потоків потужностей в механізмі. Тоді сумарний миттєвий ККД всього механізму набуде вигляду

$$\eta_{\Sigma} = \frac{M_{01iI}}{M_{01}} = \frac{(1+A) \left\{ 1 - \frac{1}{\sin(\varphi - \gamma)} [f_{01} r_{010} + f_A r_{AO} (1 \pm \omega_{21i}) + f_B r_{BO} (\omega_{21i} \pm \omega_{31i})] \right\}}{\frac{1}{\eta_1} + \frac{A}{\eta_2} + \frac{C_2}{V_{M_i} \cos \alpha_M} f_{02} r_{020} \omega_{31i}} \quad (11)$$

З виразу (11) і діаграми (рис. 2) видно, що миттєвий ККД механізму, залежить від положень кривошипа 1, умов тертя у кінематичних парах, а також у деякій мірі від коефіцієнта  $A$ , що враховує розподіл потоків потужностей у механізмі.

Рис. 2. Залежності миттєвих ККД механізму від положень кривошипа і коефіцієнтів тертя у шарнірах.



#### СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Кожевников С. Н. Теория механизмов и машин. М., «Машиностроение», 1969.
2. Соловьев А. И. Коэффициент полезного действия механизмов и машин. М., «Машиностроение», 1966.
3. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М., «Книга», 1965.

V. T. IVASHCHENKO

#### FRICION LOSSES DETERMING IN MULTILINK MECHANIZMS OF PAPER-CUTTING MACHINES KNIFE DRIVE

#### Summary

Calculation methods and some analytical study results of instantaneous efficiency of multilink mechanisms of paper-cutting machines are given on the base of identification theory and dimension analysis.