

## **ЗРІВНОВАЖЕННЯ МАС, ЩО РУХАЮТЬСЯ ЗВОРОТНО-ПОСТУПАЛЬНО**

Незрівноважені сили інерції мас, які виникають при роботі кривошипно-шатунних, кулісних та інших механізмів (талерів, плоскодрукарських машин, лісопильних рам тощо), в десятки разів переважають сили корисних опорів. Вони спричиняють вібрації станин і фундаментів, крутильні коливання валопроводів, і в той же час є зовнішніми навантаженнями при розрахунку деталей на міцність і довговічність.

Відомо ряд механізмів, які забезпечують зрівноваження мас, що рухаються зворотно-поступально, шляхом акумулювання та наступної віддачі енергії масі у відповідних фазах циклу [1—4].

У механізмах, де наявні значні сили інерції мас, акумулятором і віддавачем енергії (навантажувачем) є протитиснення стиснутих до декількох атмосфер газів [2, 4]. Зрівноважувальні пристрої такого типу складні та дорогі. У механізмах з меншими інерційними навантаженнями навантажувачами є пружини [1], додаткова маса, яка обертається за програмою [3].

У запропонованій конструкції зрівноважувального пристрою навантажувачем є торсіон. Торсіони — це стержні, які працюють на скручування.

Схема пристрою у дещо спрощеному вигляді показана рис. 1. Торсіон 2 закручується повзуном 1, який рухається зворотнопоступально за допомогою відносного обертального руху співвісних шківів 3, 4 через гнучкі зв'язки 5, 6 (ремені, сталеві стрічки). Кут закручування торсіона визначається передатним відношенням між шківівми 3, 4. Шківів 7, 8 жорстко посаджені на валу і використовуються для кінематичного замикання гнучких ланок.

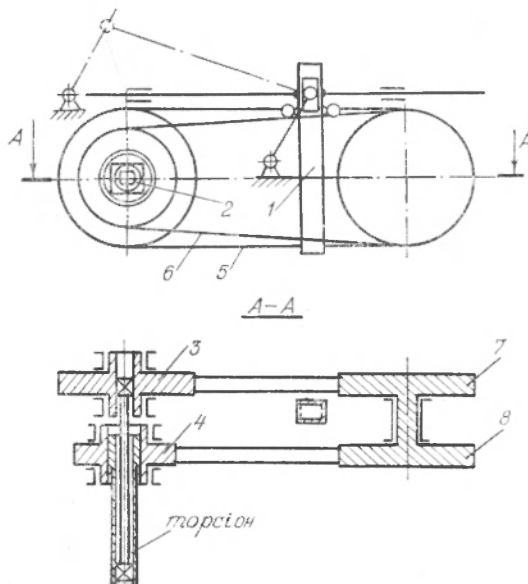


Рис. 1. Зрівноважувальний пристрій для мас, що рухаються зворотнопоступально.

Момент, створений торсіоном, за умовою зрівноваження повинен дорівнювати у кожній позиції циклу, протилежному за знаком моменту від сил інерції маси повзуна, зведеного до тієї ж осі.

Лінійну характеристику від надлишкових інерційних сил повзуна по його переміщенню забезпечує кривошипний механізм з кулісою, яка рухається поступально і перпендикулярно до лінії руху повзуна [1].

Визначимо параметри торсіона, вважаючи, що розміри інших елементів пристрою задані з конструктивних міркувань. Виходячи з рівності кінетичної і потенціальної енергій маси торсіона та їх максимальних значень, визначаємо жорсткість торсіона  $c_T$

$$A_{\text{кін}} = A_{\text{пот. т.}}; \quad A_{\text{кін max}} = A_{\text{пот. т. max}}, \quad A_{\text{кін max}} = \frac{m V_{\text{max}}^2}{2} = \frac{m B^2 R^2 \omega^2}{2};$$

$$A_{\text{пот. т. max}} = \frac{c_T \gamma_{\text{з}}^2}{8} = \frac{c_T R^2}{2r_1^2} (i - 1); \quad c_T = \frac{m B^2 \omega^2 r_1^2}{(i - 1)^2};$$

де  $m$  — маса повзуна;  $B$  — константа піку швидкості;  $R$  — радіус кривошипа;  $\omega$  — кутова швидкість кривошипа;  $\gamma_{\Sigma}$  — повний кут закручування торсіона;  $r_1$  — радіус шківів.

Діаметр торсіона  $d_T$  визначаємо з умови міцності його поперечного розтину

$$M_{\text{кр. т. max}} = 0,2 d_T^3 [\tau]_{-1},$$

де  $[\tau]_{-1}$  — допустиме напруження на кручення при симетричному знакозмінному циклі;

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{кр. т. max}}}{0,2 [\tau]_{-1}}} = \sqrt[3]{\frac{mB^2 \omega^2 r_1^2 \gamma_{\Sigma}}{0,4 (i-1)^2 [\tau]_{-1}}}.$$

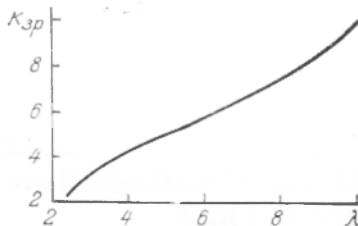
Довжину знаходимо з відомої формули для допустимого кута закручування стержня  $\Phi_{\text{max}}$

$$\Phi_{\text{max}} = \frac{M_{\text{кр. т. max}} l_T}{GJ_T}; \quad l_T = \frac{Gd_T \gamma_{\Sigma}}{4 [\tau]_{-1}},$$

де  $G$  — модуль пружності другого роду;  $J_T$  — момент інерції розтину торсіона;  $J_T = \frac{\pi d_T^4}{32}$ ;  $\Phi_{\text{max}} = 0,5 \gamma_{\Sigma}$ .

Зрівноважувальний пристрій такого типу можна досить ефективно використовувати і для зрівноважування мас повзуна центральних кривошипно-шатунних механізмів, у яких залежність сил інерції мас, що рухаються поступально, за переміщенням відрізняється від лінійної.

Рис. 2. Залежність коефіцієнтів зрівноваження  $K_{\text{зр}}$  від  $\lambda$  для центральних кривошипно-шатунних механізмів.



Із графіка (рис. 2) видно, що вже при відношенні довжини шатуну до довжини кривошипа  $\lambda \geq 4$  коефіцієнти зрівноваження, які являють собою відношення максимального моменту від сил інерції до максимального незрівноваженого моменту  $K_{\text{зр}} > 4$  і зростають зі збільшенням  $\lambda$ .

Розрахунок параметрів торсіона для таких механізмів аналогічний. Однак слід зауважити, що максимальною швидкість  $V_{\text{max}}$ , яка є складовим елементом у формулі визначення жорсткості торсіона, буде в положенні, при якому прискорення повзуна дорівнюватиме нулеві, тобто

$$W = (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha) R \omega^2 = 0,$$

де  $\alpha$  — кут повороту кривошипа від «мертвого положення», що відповідає дальньому крайньому положенню повзуна.

Тоді положення кривошпа визначиться з такої умови:

$$\cos \alpha = \frac{-1 \pm \sqrt{1 + 8\lambda^2}}{4\lambda}.$$

Користуючись наведеними вище формулами, при відомій величині маси, що рухається поступально, можна визначити параметри зрівноважувального пристрою.

**Список літератури:** 1. *Гарбовицкий Г. А.* О возможностях применения пружин для уравнивания сил инерции и перераспределения усилий в машинах. — «Труды Харьковского автодорожного института», 1955, вып. 16. 2. *Кожевников С. Н., Климковский Б. М., Ткаченко А. С.* Способ выравнивания нагрузок на приводном валу и уравнивание сил инерции возвратно-перемещающихся масс. — «Труды Днепропетровского института черной металлургии. Модернизация и автоматизация оборудования трубопрокатных станов», 1965, т. 20. 3. *Ли В. И.* Авторское свидетельство СССР № 191859. — «Бюллетень изобретений», 1967, № 4. 4. *Тир К. В., Чехман Я. И., Волощак И. А.* Авторское свидетельство СССР № 238558. — «Бюллетень изобретений». 1969, № 19.

M. S. KLUCHKOVSKI

### BALANCING OF THE MOVING MASSES WITH ALTERNATIVE MOTION

#### Summary

A construction and calculation method of the balancing mechanism for alternative moving masses using flexible links and an energy accumulator in the form of a torsion device, is proposed.