

## МЕХАНІЧНИЙ ГЕНЕРАТОР ІМПУЛЬСІВ МАШИНИ УДАРНОЇ ДІЇ ДЛЯ СТАТИКО-ІМПУЛЬСНОГО ЗМІЦНЕННЯ

В статті розглянуті питання розробки конструкції та методики розрахунку основних параметрів генератора механічних імпульсів машин ударної дії для статико-імпульсної зміцнювальної обробки. Проведено огляд останніх досліджень і публікацій в області синтезу та конструювання генераторів механічних імпульсів машин ударної дії та виявлено їх конструктивні відмінності. Запропоновано конструкцію кулачкового генератора механічних імпульсів пристрою для зміцнення зовнішніх неповних сферичних поверхонь статико-імпульсної дії зі статичним навантаженням бойка та інструмента. Розроблено математичні моделі роботи генератора для періоду взведення та розгону бойка. Встановлено діапазон оптимальних значення колової швидкості ротора. Проведено комп'ютерне моделювання роботи генератора з використанням системи для проведення кінематичного та динамічного аналізу технічних систем SOLIDWORKS Motion.

Ключові слова: пластичне деформування, генератор, метод, енергія, параметр, імпульс.

M.M. KOSIYUK, S.A. KOSTYUK  
Khmelnytsky National University

### MECHANICAL PULSE GENERATOR MACHINES FOR IMPACT STATIC PULSE STRENGTHENING

The article deals with the development of the design and methodology for calculating the basic parameters of the mechanical impulse generator of impact machines for static-impulse hardening processing. A review of recent research and publications was carried out in the purview of synthesis and construction of mechanical impulse generators of impact machines and their constructive differences were revealed. The construction of a cam generator of mechanical impulses of a bipolar action of the device for strengthening of external incomplete spherical surfaces of static-impulse action with static load of a paint and a tool is proposed. The use of a mechanical impulse generator of such a design allows to increase the use of impact energy, the processing efficiency and reduce energy costs. The study of the working cycle of the boyc movement was conducted. The diagram of displacements of the boycott is obtained, depending on the angle of rotation of the cam, which illustrates the working process of the cam shock mechanism. The mathematical models of the operation of the generator for the period of boosting and acceleration have been developed. To confirm the adequacy of the proposed mathematical models, a computer simulation of the generator operation using a system for conducting kinematic and dynamic analysis of technical systems SOLIDWORKS Motion. A range of optimal values of rotor speed is established. The limits of optimal values of the phase angle of advance are determined depending on the rotor speed and the structural features of the impact mechanism. Graphs of the dependence of rotor rotation frequency on the magnitude of the phase angle of advance are obtained.

Keywords: plastic deformation, generator, method, energy, parameter, impulse.

### Постановка проблеми

В наш час для підвищення довговічності та несучої здатності деталей машин широкого застосування набули методи обробки поверхнево-пластичним деформуванням (ППД). Гарно себе зарекомендував комбінований метод статико-імпульсної обробки (СІО), який поєднує статичне та динамічне навантаження зміцнюваної поверхні. Важливою відмінністю СІО є те, що в ударній системі бойок-інструмент генеруються плоскі акустичні хвилі деформації, що формують в зоні контакту інструмента із зміцнювальною поверхнею ударні імпульси, форма яких залежить від параметрів ударної системи і впливає на ККД процесу зміцнення [1].

Для забезпечення ударних навантажень використовуються різноманітні за параметрами, конструкціями, виду живлення машини та пристрої ударної дії [2–4]. Привертають увагу до себе генератори механічних імпульсів (ГМІ) машин ударної дії, які характеризуються малою енергоємністю, простотою конструкції і малими габаритами (з'являється можливість встановлення на металообробні верстати). Зменшення габаритів та металоємкості досягається за рахунок функціонального об'єднання ланок механізму та внесення ГМІ у корпус машини ударної дії [3].

Тому питання розробки нових малогабаритних конструкцій ГМІ для машин ударної дії, які не потребують громіздких станцій живлення (гідравлічних, пневматичних) є актуальним.

### Аналіз останніх досліджень і публікацій

При зміцненні динамічними методами ППД застосовують машини ударної дії, які використовують для своєї роботи пневматичну, гідравлічну, електричну, механічну енергію [5–7] і мають подібні за принципом дії ударні механізми (рис.1). До складу таких механізмів входить ударний елемент (бойок) у різних конструктивних виконаннях, який здійснює зворотно-поступальні рухи в напрямних і наносить серію ударів по інструменту з певною частотою та енергією.



Рис. 1. Схема ударного механізму з електричним приводом:  
1 – кривошип; 2 – гільза; 3 – поршень; 4 – бойок; 5 – патрон; 6 – інструмент

При СІО застосовуються машини ударної дії з статичним навантаженням на інструмент (рис. 2), вектор дії якого збігається з напрямком дії ударного імпульсу, чим забезпечується стабільність процесу зміцнення та зменшення втрат енергії удару.

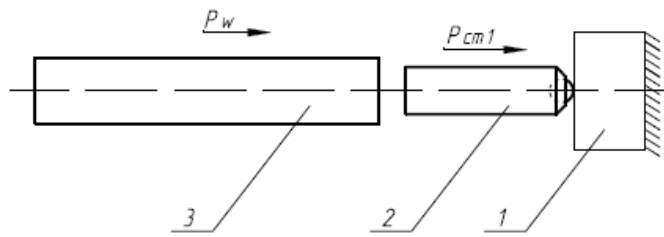


Рис. 2. Конструктивна схема ударної системи з статичним навантаженням інструмента:  
1 – деталь; 2 – інструмент; 3 – бойок

Враховуючи особливості СІО ударні пристрої повинні забезпечувати: максимальну передачу необхідної кількості енергії удару в зону деформації за допомогою ударної системи (бойок-інструмент), геометричні параметри якої дозволяють генерувати хвилі деформації [1]; нерозривний контакт ударної системи після удару (деталь-інструмент-бойок) для максимального використання енергії удару; необхідну частоту імпульсів (ударів); низьку металоємність, що дозволить встановлювати ударний пристрій на металооброблювальні верстати (токарні, фрезерні і т.д.); високий ККД, що сприяє зниженню енергоємності процесу обробки.

Пристрої для деформаційного зміцнення деталей машин бувають з винесеним (ГМІ) та вбудованим у його виконавчу ланку. Для деформаційного зміцнення поверхонь деталей машин порівняно не великих розмірів з погляду мінімізації габаритів пристрою перевагу надають використанню пристроїв з вбудованими ГМІ. Величина енергії удару при деформуванні є основним фактором для вибору та конструювання пристрою і його силових (виконавчих) ланок.

Аналіз конструкцій ударних пристроїв показав, що перераховані вимоги будуть залежати від застосування того чи іншого типу ГМІ (магнітострикційні, електромагнітні, механічні, пневматичні, гідравлічні) [2–7].

Магнітострикційні забезпечують малу енергію та високі частоти ( $10^9 \dots 10^{12}$  Гц) і застосовуються для ультразвукової обробки ППД. Електромагнітні мають більшу динамічну енергію, переважно використовуються при карбуванні. Механічні володіють не високою енергією і частотою удару та відрізняються простотою конструкції. Пневматичні працюють за рахунок стисненого повітря, характеризуються низьким ККД (8...20%) і переважно використовуються там де необхідно забезпечити високу енергію удару (25...80 Дж). Гідравлічні забезпечують високу енергію удару (50...10000 Дж), мають вищий ККД, плавність регулювання, але складні у виготовленні і потребують потужних станцій живлення.

При розробці машин ударної дії однією з головних задач є підвищення продуктивності та ефективності використання енергії, що надходить від ГМІ в зону деформації. Для розв'язання даної задачі в роботі [8] запропоновано удосконалену модель ударної системи ГМІ з статичним навантаженням ступінчатого бойка та інструмента.

**Мета статі** – розробка конструкції та методики розрахунку основних параметрів генератора механічних імпульсів машин ударної дії для статико-імпульсної обробки.

#### Виклад основного матеріалу

На основі проведених теоретичних та експериментальних досліджень запропоновано конструкцію генератора механічних імпульсів пристрою для зміцнення НСП статико-імпульсної дії з статичним навантаженням бойка  $F_{ст1}$  та інструмента  $F_{ст2}$ . В основі запропонованого генератора (рис. 3) використовується кулачковий ударний механізм здатний здійснювати серію ударів за один оберт кулачка та нова модель ударної системи [8].

Генератор містить кулачок 1 з інструментальною головкою з статично навантаженими інструментами 2 (виконаними з можливістю переміщення у напрямку перпендикулярному до осі обертання кулачка 1) та ударні механізми, прикріплені на корпусі ГМІ (не показано).

Розрахунок енергосилових та конструктивних параметрів ударної системи проведено згідно з методикою розглянутою в [8].

Взведення підпружинених бойків 3 здійснюється кулачком 1, який обертається з частотою  $n_i$  та має з ними кінематичний зв'язок. Під час робочого ходу бойка маси  $m$  відбувається перетворення потенціальної енергії стисненої пружини в кінетичну енергію бойка, який розганяється до передударної швидкості  $v$ . В момент удару бойка відбувається передача механічної енергії статично навантаженому інструменту 2, які в подальшому набувають спільної швидкості  $v_{д1}$ , чим забезпечується статико-імпульсне деформаційне навантаження на оброблювану поверхню заготовки 4.

ГМІ запропонованої конструкції дозволяє забезпечити підвищення використання енергії удару, продуктивності процесу обробки та скоротити енерговитрати.

Головною перевагою кулачкових механізмів є можливість задавання руху вихідної ланки (бойка) по заданому закону при відносній простоті конструкції механізму та високій точності його роботи. Такі

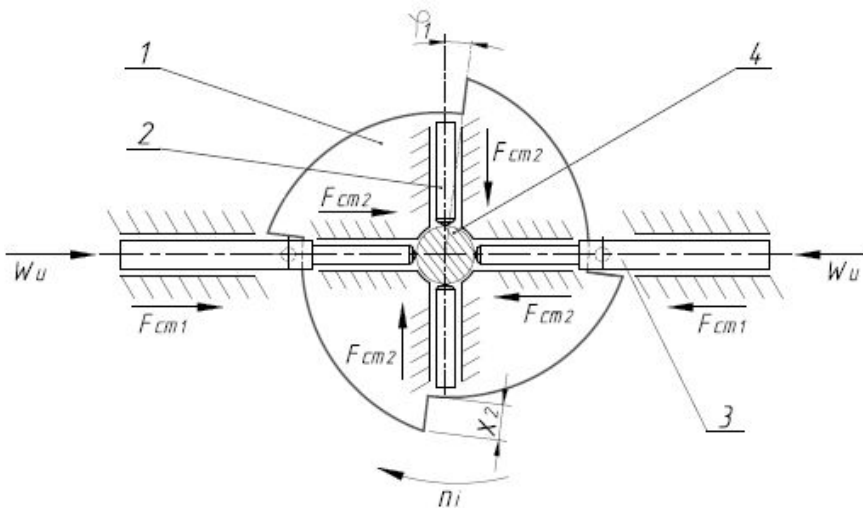


Рис. 3 Схема генератора механічних імпульсів біполярної дії:  
1 – кулачок; 2 – інструмент; 3 – бойок; 4 – заготовка

механізми надійні в роботі, займають мало місця в конструкціях машин та найчастіше знаходять застосування там де потрібно забезпечити автоматизм та жорстку кінематику руху ланок механізму.

Відповідно до запропонованої конструкції ведучою ланкою є кулачок, а виконавчим органом (вихідною ланкою) бойок (штовхач) з центральним розташуванням (роликівим наконечником).

Переміщення бойка залежно від кута повороту кулачка описується

залежністю:

$$x_2 = \varphi_x(\varphi), \tag{1}$$

де  $x_2$  – прямолінійне переміщення бойка при повороті кулачка на кут  $\varphi$ .

В період віддалення бойок в напрямних рухається прямолінійно під дією кулачка, а під час наближення розганяється до передударної швидкості за рахунок потенціальної енергії стисненої пружини. В період ближнього стояння відбувається удар бойка по інструменту з наступним вистоєм. На рис. 4 наведено схему фазових кутів кулачка.

Робочий цикл руху бойка  $T_{Ц}$  можна розділити на декілька етапів, (рис.5):

1) Холостий хід  $t_{х.х} = x_2$  відповідає куту віддалення кулачка (бойок рухається у крайнє положення (зведення бойка) за час  $t_{зв}$ ;

2) Вистій бойка у зведеному стані – відповідає куту дальнього стояння кулачка  $t_{д.с}$ ;

3) Робочий хід  $t_{р.х}$ , відповідає моменту, коли бойок з прискоренням розганяється до перед ударної швидкості (розгін бойка)  $t_p$ ;

4) Удар бойка по інструменту та їх спільний рух, з подальшим пружно-пластичним деформуванням матеріалу зразка інструментом  $t_y$ ;

5) Вистій (після удару) бойка в контактi з інструментом під дією статичного навантаження – відповідає куту ближнього стояння кулачка (удар – вистій)  $t_{б.с}$ .

Таким чином робочий цикл бойка можна записати:

$$T_{Ц} = t_{зв} + t_{д.с} + t_p + t_y + t_{б.с} \tag{2}$$

Повний цикл руху бойка (взведення, вистій, розгін, удар, вистій) відбудеться за час:

$$T_{Ц} = 1/f, \tag{3}$$

де  $f$  – частота ударів, яка розраховується за формулою:

$$f = n/z, \tag{4}$$

де  $n$  – частота обертання ротора;  $z$  – кількість кулачків

Робочий процес кулачкового ударного механізму ілюструється діаграмою переміщень бойка в залежності від кута повороту кулачка представленою на (рис. 6).

При розробці математичної моделі та дослідженні робочого циклу були прийняті наступні припущення, які ідеалізують реальні умови роботи ударного механізму: втрати на механічне тертя не чинять суттєвого впливу на енергетичні характеристики пристрою; маси рухомих елементів вважаються зосередженими; тривалість співударяння бойка з хвостовиком інструмента була дуже малою порівняно з періодом циклу і в розрахунках не враховувалась; механізм у роботі розглядається в період усталеного руху (робота рушійних сил не враховувалась).

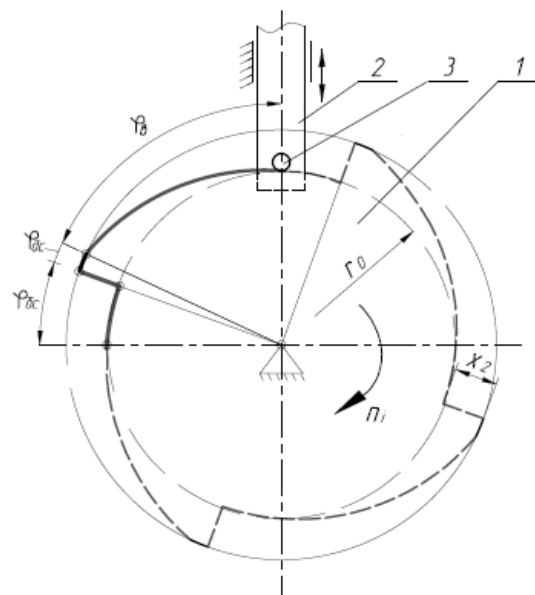


Рис. 4. Фазові кути кулачка:  
1 – кулачок; 2 – бойок; 3 – ролик;  $\varphi_{в}$  – кут віддалення;  
 $\varphi_{д.с}$  – кут дальнього стояння;  $\varphi_{б.с}$  – кут ближнього стояння

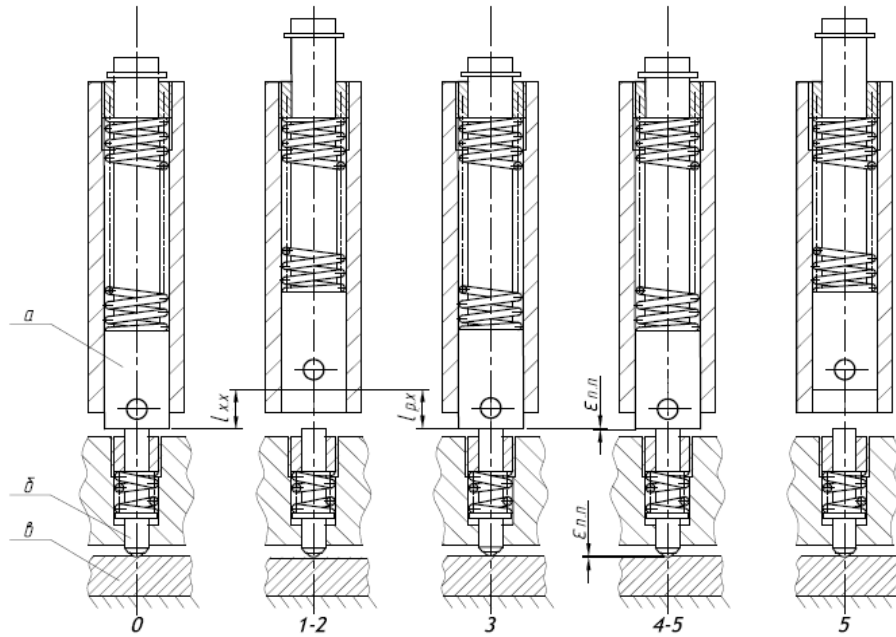


Рис. 5. Цикл роботи бойка: а – бойок; б – інструмент; в – зразок

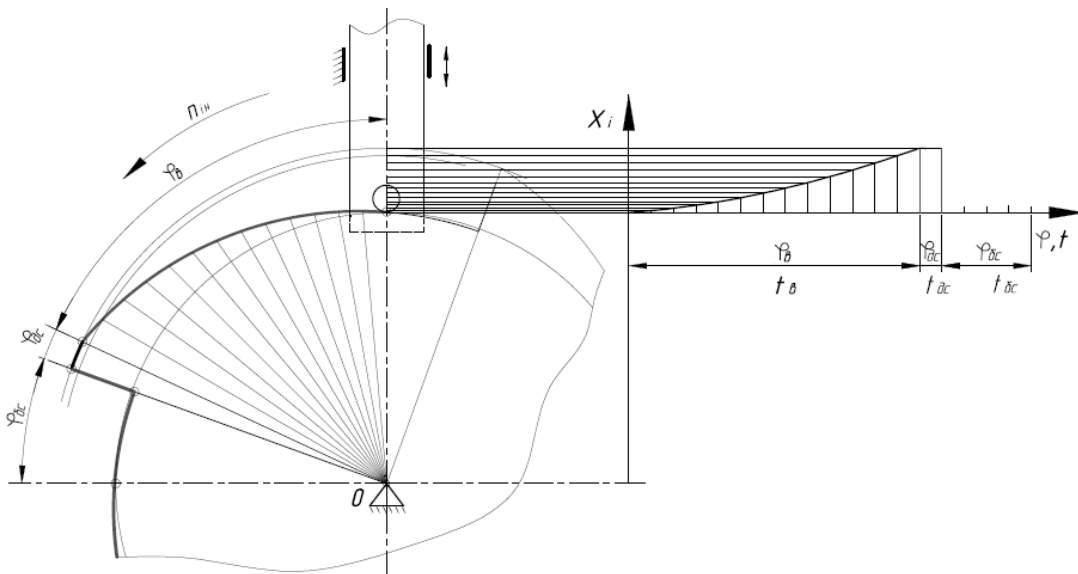


Рис. 6. Діаграма переміщень руху бойка

Головним показником який визначає ККД у запропонованому ГМІ є енергія удару, оскільки частота ударів залежить від конструкції кулачка та частоти його обертання.

Для забезпечення максимальної передачі енергії необхідно враховувати рекомендації, щодо проектування елементів ударної системи [11].

Головними конструктивними параметрами, що визначають розміри ГМІ є геометричні характеристики елементів ударної системи та робочий хід бойка  $l_{р.х.}$ . Робочий хід розраховується в залежності від енергії удару та величини передударної швидкості і задається параметрами кулачка.

Необхідні значення енергії та передударної швидкості бойка забезпечуються за рахунок дії пружних сил стисненої пружини жорсткістю  $k$ .

При роботі регулювання енергії ударів здійснюється завдяки додатковому стисненню пружини регулювальною втулкою на величину  $x_1$ .

Розглядаючи механізм на першому етапі роботи як змінну систему, взведення бойка (штовхача) можна виразити через роботу, яка витрачається на переміщення бойка в опорах і стиснення пружини [9]:

$$\Sigma A = A_f + A_{п.п.} \tag{5}$$

де  $A_f$  – робота сил тертя;  $A_{п.п.}$  – корисна робота виконана машиною для взведення бойка.

З іншого боку взведення бойка здійснюється за рахунок повертання кулачка на деякий кут  $\varphi_з$ .

Враховуючи, що роботу зведених рушійних сил і сил опору можна виразити через зведений момент:  $M_{зв} = M_p + M_{к.о.}$ , рівняння рівноваги буде мати вигляд:

$$dA = M_{зв} \cdot d\varphi \tag{6}$$

де  $\varphi$  – узагальнена координата кута повороту ланки взведення.

Корисна робота виконана машиною для введення бойка (стиснення пружини) визначається як різниця потенціальної енергії в початковій і кінцевій точках (рис.7):

$$A_{к.о} = W_{п2} - W_{п1} = \frac{k(x_1 + x_2)^2}{2} - \frac{kx_1^2}{2} = \frac{k}{2}((x_1 + x_2)^2 - x_1^2), \quad (7)$$

де  $W_{п1}$ ,  $W_{п2}$  – потенціальна енергія пружини в початковій та кінцевій точках;  $k$  – жорсткість пружини;  $x_1$  – величина стиску пружини регулювальною втулкою;  $x_2$  – величина стиску пружини внаслідок повороту кулачка.

Модуль роботи сил тертя в напрямних бойка залежно від кута підйому кулачка  $\vartheta$  (рис. 8) визначається як:

$$A_f = |F| \sin \vartheta f X_2, \quad (8)$$

де  $F$  – необхідна сила для стиснення пружини на величину  $X_2$ ,  $\vartheta$  – кут підйому кулачка,  $f$  – коефіцієнт тертя.

В нашому випадку сила  $F$  в залежності від величини  $X_2$  визначається як:

$$F = \frac{k(x_1 + x_2)^2}{x_2} \quad (9)$$

Враховуючи формули (7-9), формула (6) матиме наступний вигляд:

$$dA = d\left(\frac{k(x_1 + x_2)^2}{2} - \frac{kx_1^2}{2} + k(x_1 + x_2)^2 \sin \vartheta f\right) = M_{\text{вв}} d\varphi \quad (10)$$

Або:

$$M_{\text{вв}} = \frac{d}{d\varphi} \left( \frac{k(x_1 + x_2)^2}{2} - \frac{kx_1^2}{2} + k(x_1 + x_2)^2 \sin \vartheta f \right) \quad (11)$$

Отримана математична модель роботи ГМІ на першому етапі робочого циклу (11) дозволяє визначити необхідний зведений крутний момент на валу ротора для найбільш навантаженого періоду (взведення бойка).

Якщо зробити припущення, що система консервативна (дисипативні чинники не враховуємо), то період розгону бойка (третій етап) можна описати згідно з законом збереження енергії наступним чином:

$$\frac{m_1 v_1^2(t_1)}{2} + \frac{k(x_1 + x_2)^2}{2} = \frac{m_1 v_1^2(t_2)}{2} + \frac{kx_1^2}{2}, \quad (12)$$

де  $t_1$ ,  $t_2$  – проміжки часу;  $m_1$  – маса бойка;  $v_0$  – швидкість бойка в початковий момент часу  $t_1$ ;  $v_1$  – швидкість бойка в момент часу  $t_2$  (удар по інструменту).

Враховуючи, що початкова швидкість бойка  $v_0 = 0$ , а передударна  $v_1 = \frac{dx_2}{dt}$ , рівняння руху бойка після математичних перетворень матиме вигляд:

$$\frac{dx_2}{dt} = \left( \frac{k}{m} (x_2^2 + 2x_1x_2) \right)^{1/2} \quad (13)$$

З отриманих рівнянь видно, що динаміка бойка під час розгону в більшості залежить від конструктивних параметрів ГМІ. Швидкість бойка буде зростати по мірі випрямлення пружини і досягне максимальних значень в момент удару по інструменту.

Максимальне переміщення бойка визначається як:

$$X_2 = R_{\text{max}} - r_0, \quad (14)$$

де  $R_{\text{max}}$ ,  $r_0$  – максимальний та мінімальний радіуси кулачка.

Для визначення часу розгону бойка  $t_{\text{роз}}$  запишемо наступне рівняння:

$$dt = \frac{dx_2}{\left( \frac{k}{m} (x_2^2 + 2x_1x_2) \right)^{1/2}} \quad (15)$$

Для забезпечення збіжності торців в момент удару необхідно узгодити прямолінійний рух бойка та обертний рух кулачка, тобто від початку розгону бойка до удару за час  $t_{\text{роз}}$ , кулачок повинен повернутись на кут  $\varphi_i$  (див. рис. 4):

$$\varphi_i \leq 90 - (\varphi_{\text{с}} + \varphi_{\text{дс}} + \varphi_{\text{н}}), \quad (16)$$

Для визначення кутової швидкості повороту кулачка можна скористатись наступною умовою:

$$\omega = \frac{d\varphi}{dt}, \quad (17)$$

Враховуючи, що  $t_{\text{роз}} = t_{\text{пов}}$ , формула (17) з врахуванням (15) матиме вигляд:

$$\omega_{\text{max}} = \frac{d\varphi_i \left( \frac{k}{m} (x_2^2 + 2x_1x_2) \right)^{1/2}}{dx} \quad (18)$$

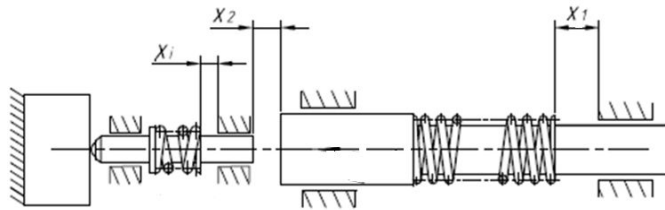


Рис. 7. Розрахунково-конструктивна схема ударної системи з додатковим навантаженням бойка

Отримані математичні моделі для періодів взведення та розгону бойка дозволяють визначити основні параметри ГМІ ударної машини.

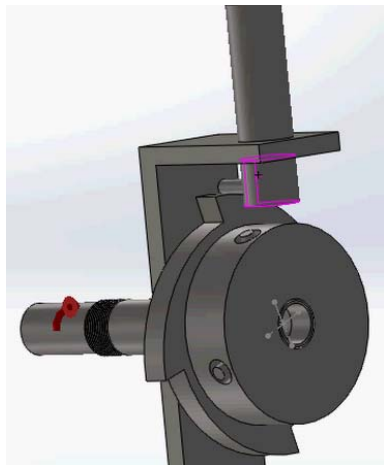


Рис. 8. Імітаційна модель ГМІ

Для визначення параметрів ГМІ проводились розрахунки відповідно до запропонованої методики в середовищі Excel.

Встановлено, що підвищення частоти обертання ротора до  $n_{кр}$ , коли час повороту кулачка  $t_{пов}$  на кут  $\varphi_{sc}$  стає меншим за час відведений на розгін і удар бойка  $t_{роз}$ , призводить до перехоплювання бойка кулачком і унеможливує процес передачі енергії бойка інструменту.

Для перевірки працездатності запропонованої моделі ГМІ та дослідження оптимального частотного ряду обертів привода ротора, а також фазового кута випередження  $\varphi_1$  розроблено комп'ютерну імітаційну модель ГМІ (рис. 8) та проведено моделювання у середовищі SOLIDWORKS з використанням системи для проведення кінематичного та динамічного аналізу технічних систем SOLIDWORKS Motion.

В результаті проведених досліджень отримано графічні залежності частоти обертання ротора  $n_{кр}$  від фазового кута випередження  $\varphi_1$ , які представлені на рис.9 та підтверджено адекватність математичної моделі, так як відхилення результатів не перевищують 6%.

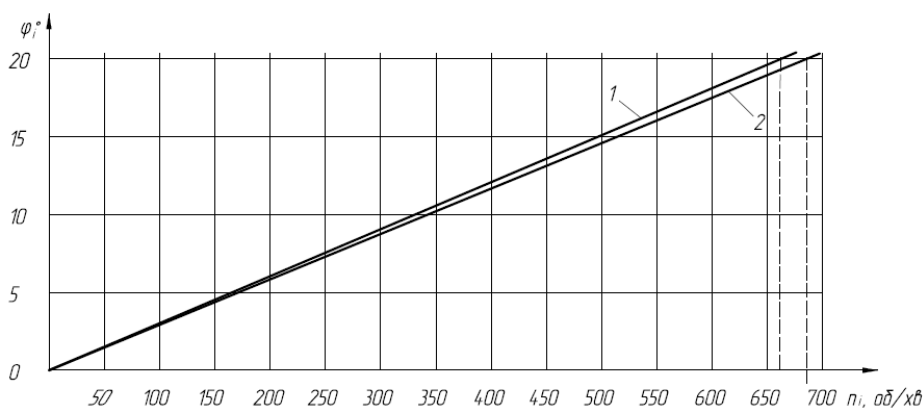


Рис. 9. Графічна залежність частоти обертання ротора від кута випередження  $\varphi_1$   
1 – теоретична крива; 2 – крива отримана за допомогою комп'ютерного моделювання

Аналіз результатів показав, що частотний ряд обертання ротора знаходиться в межах 12,5...650 об/хв., так як після  $n_{кр} = 660$  відбувається перехоплювання бойка.

Під час призначення режимів обробки слід наближатись до діапазону максимально-допустимих значень частоти обертання ротора так як від неї залежить продуктивність обробки. Відповідно до запропонованої методики проведено розрахунки параметрів ГМІ машини ударної дії, основні технічні характеристики якого зведені в таблицю 1.

Таблиця 1

#### Технічні характеристики ГМІ

Радіус деформуючого тіла $R_i$ , мм	1.5...2.5
Енергія удару $W$ , Дж	0.5...4
Статичне навантаження інструмента $P_{ст1}$ , Н	40...80
Статичне навантаження бойка $P_{ст2}$ , Н	60...200
Частота ударів $f$ , Гц	1.3...84
Частота обертання ротора $n$ , хв. <sup>-1</sup>	10...630
Стиснення пружини регулювальною втулкою $X_1$ , мм	0...27
Стиснення пружини кулачком $X_2$ , мм	15
Маса бойка $m_1$ , кг	0.3
Жорсткість пружини $k$ , Н·м	50000

#### Висновки

Розглянуто способи зміцнення поверхневого шару деталей машин методами ППД.

Запропоновано модель ГМІ машини ударної дії з статичним навантаженням бойка та інструмента за схемою обробки біполярним ударом. Розроблено методику розрахунку параметрів ГМІ та отримано математичні моделі для характерних періодів його роботи. Проведено комп'ютерне моделювання роботи ГМІ та визначено діапазон частот обертання ротора.

Результати проведеної роботи планується використати при проектуванні та виготовленні

технологічного спорядження біполярної дії для статико-імпульсного зміцнення зовнішніх неповних сферичних поверхонь пальців кульових шарнірів.

### Література

1. Киричек А. В. закономерности волнового деформационного нагружения очага деформации / А. В. Киричек, Д.Л. Соловьев, С.А. Силантьев // Вестник Рыбинской государственной авиационной технологической академии им. П.А. Соловьева. – 2017. – №2 (41). – С. 144–147.
2. Браславский В.М. Технология обкатки крупных деталей роликами / Браславский В.М. – М. : Машиностроение, 1975. – 160 с.
3. Горбунов В.Ф. Ручные пневматические молотки / В.Ф. Горбунов, В.И. Бабуров, Г.С. Жартовский и др. – М. : Машиностроение, 1967. – 182 с.
4. Ряшенцев Н.П. Динамика электромагнитных импульсных систем / Н.П. Ряшенцев, Ю.З. Ковлев. – Новосибирск : Наука, 1974. – 182 с.
5. Волков С.А. Строительные машины / С.А. Волков, С.А. Евтюков. – СПб : ДНК, 2008. – 704 с.
6. Кусницын Г.И. Пневматические ручные машины. Справочник / Г.И. Кусницын. и др. – Л. : Машиностроение, 1968. – 376 с.
7. Селивра С.А. Разработка гидравлических механизмов ударного действия различной мощности / С.А. Селивра, Т.А. Устименко, А.Ф. Яценко // Научные труды Донецкого национального технического университета. Серия «Горно-электромеханическая». – 2009.– Вып. 17 (157). – С. 235.
8. Костюк С.А. Підвищення ефективності використання енергії удару при статико-імпульсному зміцненні поверхневим пластичним деформуванням / С.А. Костюк, М.М. Косіюк // Вісник Хмельницького національного університету. – 2018. – № 4. – С. 48–56.
9. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин / Кіницький Я.Т. – Київ : Наукова думка, 2002. – 660 с.

### References

1. Kyrychek A. V. Zakonomernosti volnovoho deformatsyonnoho nahruzhennya ochaha deformatsyy / A. V. Kyrychek, D.L. Solovov, S.A. Sylantev // Herald Rybinskoi gosudarstvennoi avyatsyonnoi tekhnolohycheskoi akademyy im. P.A. Soloveva 2017. No. 2, pp. 144–147.
2. Braslavskiy V.M. Tehnologiya obkatki krupnykh detaley rolikami. M.: Mashinostroenie, 1975. 160 p.
3. Gorbunov V.F. Ruchnyie pnevmaticheskie molotki / V.F. Gorbunov, V.I. Baburov, G.S. Jartovskiy. M., Mashinostroenie, 1967. 182 p.
4. Ryashentsev N.P. Dinamika elektromagnitnykh impulsnykh system / N.P. Ryashentsev, YU.Z. Kovlev Novosibirsk, Nauka, 1974. 182 p.
5. Volkov S.A. Stroitelnyie mashiny / S.A. Volkov, S.A. Evtyukov. – SPb. : DNK. – 2008. – 704 p.
6. Kusnitsyin G.I. Pnevmaticheskie ruchnyie mashiny. Spravochnik / G.I. Kusnitsyin. – L.: Mashinostroenie, 1968. – 376 p.
7. Selivra S.A. Razrabotka gidravlicheskih mehanizmov udarnogo deystviya razlichnoy moschnosti / S.A. Selivra, T.A. Ustimenko, A.F. Yatsenko // Nauchnyie trudy Donetskogo natsionalnogo tehniceskogo universiteta. Seriya «Gorno-elektromehaniicheskaya». – 2009.– Issue 17, 235 p.
8. Kostyuk S.A. Pidvischennya efektyvnosti vikoristannya energiyi udaru pri statiko-impulsnomu zmitsnenni poverhnevim plastichnim deformuvannyam / S.A. Kostyuk, M.M. Kosiyuk // Herald of Khmelnytskyi national University. – 2018. – No. 4, pp. 48–56.
9. Kinitskiy YA.T. Teoriya mehanizmiv i mashin. Kyiv: Naukova dumka, 2002. 660 p.

Рецензія/Peer review : 10.9.2018 р.

Надрукована/Printed :26.9.2018 р.

Рецензент: д.т.н., проф., Кіницький Я.Т.

За зміст повідомлень редакція відповідальності не несе

## Повні вимоги до оформлення рукопису <http://vestnik.ho.com.ua/rules/>

Рекомендовано до друку рішенням вченої ради Хмельницького національного університету,  
протокол № 1 від 30.08.2018 р.

Підп. до друку 30.09.2018 р. Ум.друк.арк. 46,55 Обл.-вид.арк. 44,29

Формат 30x42/4, папір офсетний. Друк різнографією.

Наклад 100, зам. № \_\_\_\_\_

Тиражування здійснено з оригінал-макету, виготовленого редакцією журналу “Вісник Хмельницького національного університету” редакційно-видавничим центром Хмельницького національного університету 29016, м. Хмельницький, вул. Інститутська, 7/1. тел (0382) 72-83-63