

УДК 622.232

В.М. Стасюк, Ю.В. Куц

Луцький національний технічний університет

## РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ РОБОЧОГО ЦИКЛУ ПРИВОДІВ УДАРНИХ МАШИН ІЗ ПНЕВМОМЕХАНІЧНИМ КЕРУВАННЯМ

*Наведено результати досліджень математичної моделі робочого циклу приводів ударних машин із пневмомеханічними системами керування.*

Ключові слова: *привод, робочий цикл, пневмомеханічна система керування.*

**Постановка проблеми.** Використання пневматичних ударних машин обходиться досить дорого. Однак існують певні категорії робіт, виконання яких можливе лише за рахунок застосування пневмоударної техніки. Тому питання здешевлення процесів отримання енергії стисненого повітря було й залишається актуальним на сьогоднішній день. Один із варіантів його вирішення – глибоке вивчення шляхом математичного моделювання робочих процесів машин, які її використовують, з метою дослідження впливу конструктивних розмірів приводів на технічні показники цих машин і визначення раціональних співвідношень конструктивних параметрів.

**Аналіз останніх досліджень.** Дослідження робочих процесів приводів ударних машин із пневмомеханічними системами керування методом їх математичного моделювання започатковані в роботах [1,2]. У даній статті наводяться узагальнені результати подальших досліджень у цій області.

**Формулювання цілі статті** – довести можливість отримання заданих технічних показників ударної машини із пневмомеханічною системою керування шляхом правильного вибору співвідношень основних конструктивних параметрів її приводу, отриманих у результаті досліджень математичної моделі робочого процесу її приводу.

**Основна частина.** Окремі результати чисельних досліджень математичної моделі робочого циклу приводів ударних машин і механізмів із пневмомеханічними системами керування наведені в роботах [3-7]. У цій статті наведемо узагальнені досліджень.

У процесі чисельних досліджень математичної моделі досліджувався вплив величин характерних конструктивних параметрів привода на технічні показники пневмоударної машини. Одними із основних конструктивних параметрів є: відстань між осями впускних елементів камери холостого ходу та випускними отворами ( $l_2$ ), відстань між випускними отворами й осями впускних елементів камери робочого ходу ( $l_3$ ), фіктивні координати камери робочого та холостого ходів (відповідно  $x_{01}$  і  $x_{02}$ ), а також кут фаски поршня-ударника ( $\beta$ ). В якості основних технічних показників пневмоударної машини вибрані: тривалість робочого циклу  $t_u$ , сила удару  $P_y$ , енергія удару  $E_y$ , хід поршня-ударника  $s$  та частота ударів  $f$ . При варіюванні величиною досліджуваного конструктивного параметра величини інших приймалися сталими. Межі варіювання певних конструктивних параметрів та сталі величини інших при цьому обґрунтовані в роботі [1].

Залежності технічних характеристик від величини відстані  $l_2$  приводу зображені на рис. 1. Аналіз наведених залежностей свідчить, що збільшення відстані  $l_2$  вимагає збільшення часу на її проходження, тобто  $t_u$  зростає, а частота зменшується. Зі збільшенням параметра  $l_2$  до значень, вищих за  $85 \cdot 10^{-3}$  м сила  $P_y$  і енергія  $E_y$ , удару зростають (оскільки шлях розгону поршня-ударника під час робочого ходу збільшується і його передударна швидкість зростає).

Однак збільшення значень  $l_2$  вищих за  $85 \cdot 10^{-3}$  м приводить до зменшення величини ходу  $s$  поршня-ударника, тому що величина рушійної сили на етапі холостого ходу починає зменшуватись (частина кінетичної енергії поршня-ударника, затраченої на проходження збільшеної відстані  $l_2$  на етапі холостого ходу, зростає), падіння величин сили та енергії удару. Таким чином, раціональна величина відстані  $l_2$  для експериментального зразка приводу  $85 \cdot 10^{-3}$  м, а виражена відносно ходу  $s$  поршня-ударника вона рівна  $l_2 = 0,65 s$ .

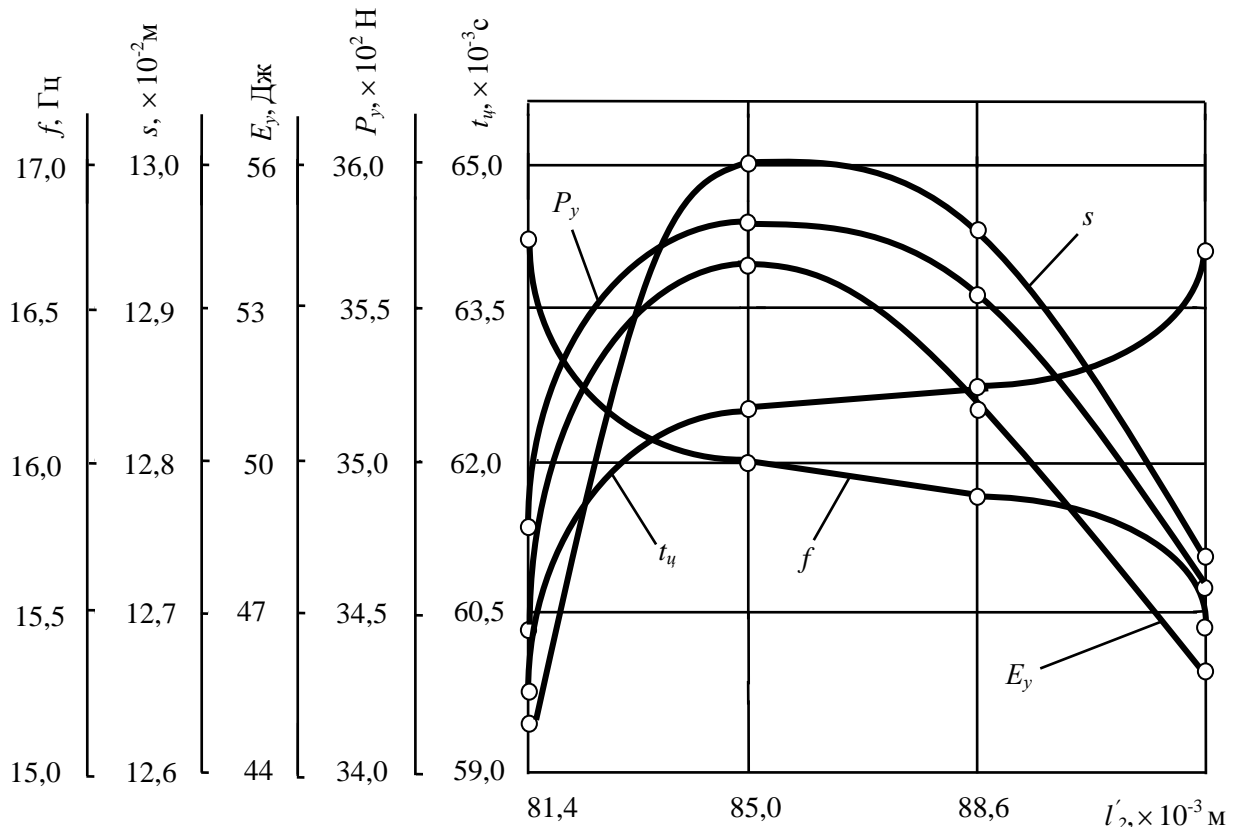


Рис. 1. Залежності технічних характеристик пневмоударної машини від конструктивного параметра  $l'_2$  ( $l'_3 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $\beta = 30^\circ$ ;  $x_{01} = 10 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ;  $x_{02} = 13 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ )

Залежності технічних характеристик від величини відстані  $l'_3$  між випускними отворами і вісями впускних елементів зображені на рис. 2. Із збільшенням відстані  $l'_3$  (до величини  $l'_3 = 19 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ) зростає величина ходу  $s$  поршня-ударника і час, за який він відбувається (тобто  $t_{\text{ц}}$  збільшується). При вищих за  $19 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  значеннях відстані  $l'_3$  затрати кінетичної енергії поршня-ударника, потрібні для її проходження, зростають настільки, що відстань, яку проходить поршень-ударник на завершальній фазі робочого циклу, починає стрімко зменшуватись, що приводить до зменшення величини ходу  $s$  і, відповідно, скорочення тривалості циклу  $t_{\text{ц}}$ .

Із незначним збільшенням  $l'_3$  (до значення  $l'_3 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ) енергія  $E_y$ , і сила  $P_y$  удару зростають, тому що шлях розгону поршня-ударника і, відповідно, його передударна швидкість збільшуються, а тиск замкненого в камері холодого ходу повітря змінюється неістотно. Однак з подальшим збільшенням  $l'_3$  величини  $E_y$ , і  $P_y$  починають зменшуватись, що пояснюється істотним зростанням сили протидії рухові поршня-ударника збільшеної (із збільшенням  $l'_3$ ) кількості замкненого в камері холодого ходу повітря і, відповідно, зменшенням величини передударної швидкості. Таким чином, раціональна величина відстані  $l'_3$  для експериментального зразка приводу становить  $l'_3 = 16 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , а виражена відносно ходу поршня-ударника вона рівна  $l'_3 = 0,12 \text{ с}$ .

Аналіз результатів чисельних досліджень математичної моделі робочого циклу показує, що на величини технічних показників істотно впливає компенсаційний об'єм камери робочого ходу. Оскільки при складанні математичної моделі використана змінна складова даного об'єму - довжина  $x_{01}$ , то на рис. 3 зображені криві залежностей технічних показників від даного конструктивного параметра.

Аналіз залежності  $t_{\text{ц}}(x_{01})$  показує, що тривалість робочого циклу при незначному збільшенні  $x_{01}$  (до  $x_{01} = 10 \cdot 10^{-2} \text{ м}$ ) дещо зменшується. Це пояснюється тим, що тривалість холодого ходу зростає неістотно - адже тиск в камері робочого ходу змінюється на незначну величину і сила протидії рухові поршня-ударника практично не змінюється, а тривалість робочого ходу значно зменшується внаслідок зростання тиску в камері робочого ходу в кінці ходу її наповнення і, відповідно, зростання швидкості переміщення поршня-ударника.

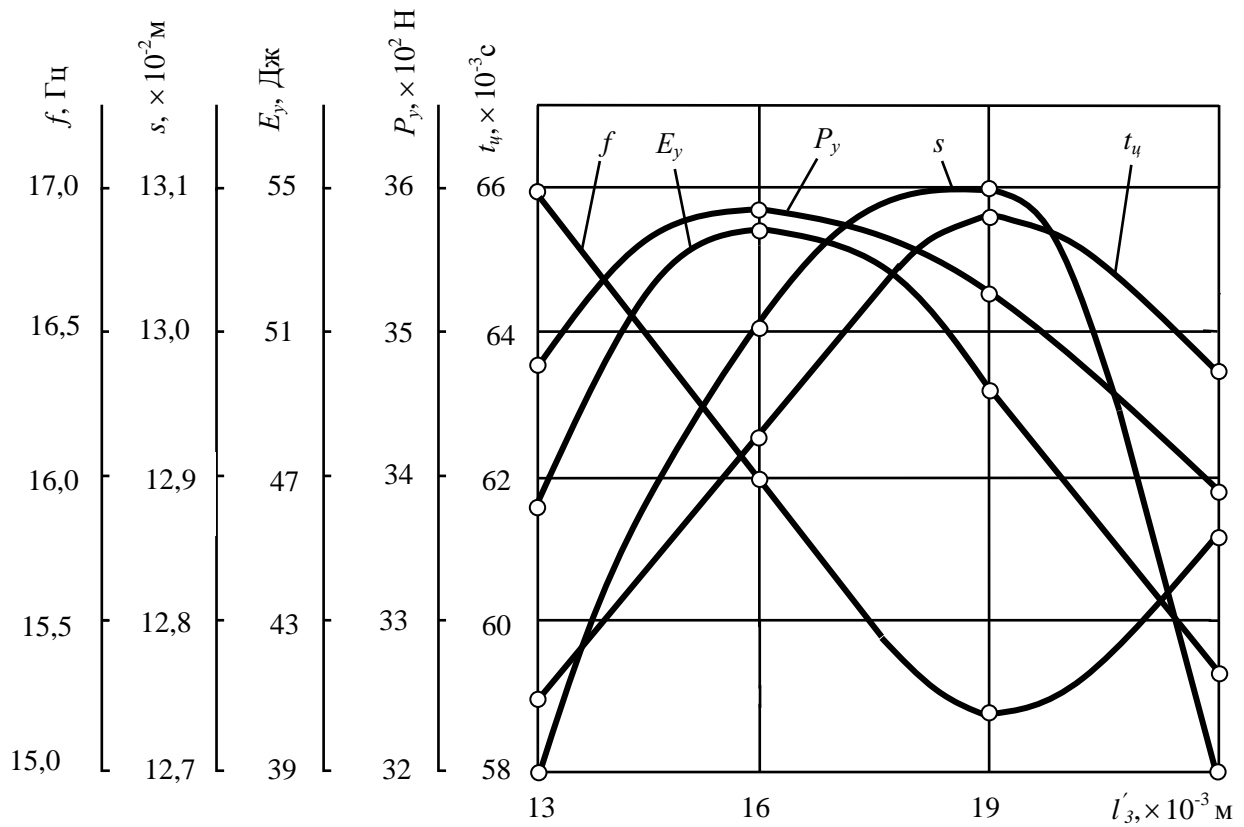


Рис. 2. Залежності технічних характеристик пневмоударної машини від конструктивного параметра  $l'_3$  ( $l'_2 = 85 \cdot 10^{-3}$ ;  $\beta = 30^\circ$ ;  $x_{01} = 10 \cdot 10^{-2}$  м;  $x_{02} = 13 \cdot 10^{-2}$  м)

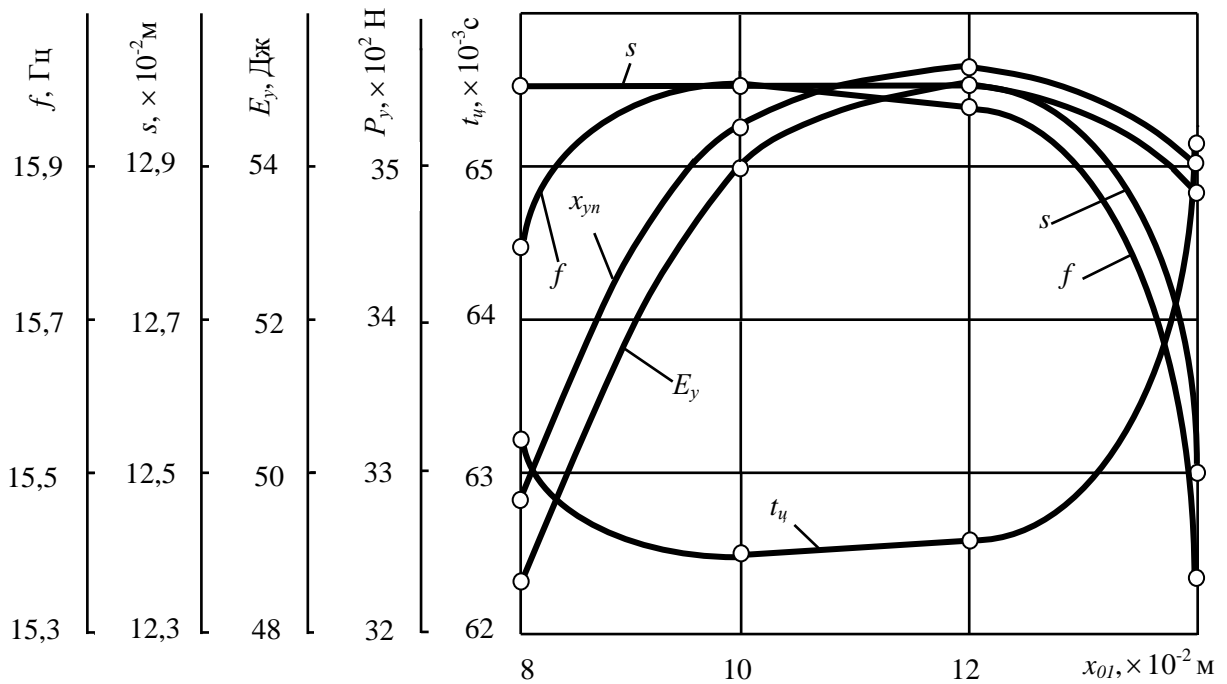


Рис. 3. Залежності технічних характеристик пневмоударної машини від фіктивної координати камери робочого ходу  $x_{01}$  ( $l'_2 = 85 \cdot 10^{-3}$ ;  $\beta = 30^\circ$ ;  $l'_3 = 16 \cdot 10^{-3}$  м;  $x_{02} = 13 \cdot 10^{-2}$  м)

Збільшення значень  $x_{01}$  вище  $10 \cdot 10^{-2}$  м приводить до зростання тривалості холостого ходу внаслідок зменшення швидкості переміщення поршня-ударника, обумовленого інтенсивним збільшенням протитиску в камері робочого ходу і, як наслідок, до зростання тривалості робочого циклу.

Якщо збільшення значень  $x_{01}$  до  $12 \cdot 10^{-2}$  м не приводить до зменшення величини ходу поршня-ударника, то енергія удару  $E_y$ , зростатиме за рахунок збільшення передударної швидкості. При зростанні значень  $x_{01}$  вище  $12 \cdot 10^{-2}$  м сила протидії рухові поршня-ударника в замкненій камері робочого ходу збільшується, що приводить до зменшення величини переміщення поршня-ударника на етапі холостого ходу (зменшення  $s$ ), зменшення шляху його розгону після зупинки в крайній точці камери робочого ходу і, як наслідок, зменшення передударної швидкості і, відповідно, величини енергії удару.

Результати чисельних досліджень математичної моделі свідчать, що на величини технічних показників істотно впливає компенсаційний об'єм камери холостого ходу. Оскільки при складанні математичної моделі він представлений фіктивною координатою  $x_{02}$ , то на рис. 4 зображені залежності технічних показників саме від цього конструктивного параметра.

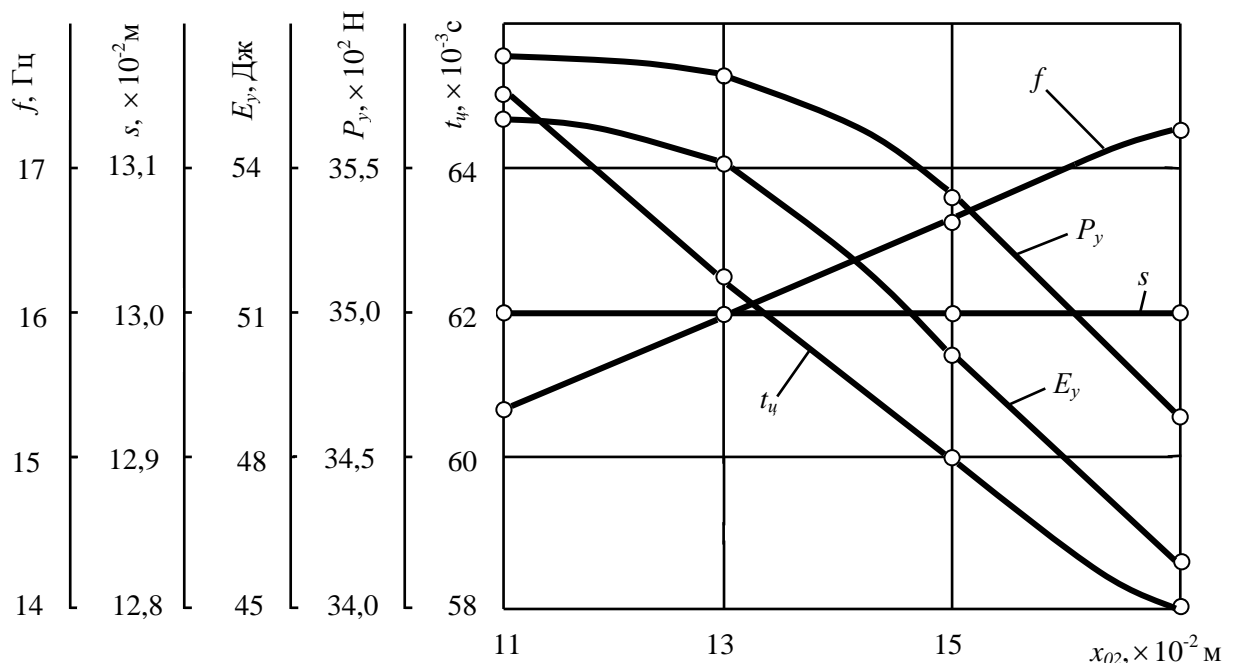


Рис. 4. Залежності технічних характеристик пневмоударної машини від фіктивної координати камери холостого ходу  $x_{02}$  ( $l_2 = 85 \cdot 10^{-3}$ ;  $\beta = 30^\circ$ ;  $l_3 = 16 \cdot 10^{-3}$  м;  $x_{01} = 10 \cdot 10^{-2}$  м)

Аналіз результатів розрахунків свідчить, що зі збільшенням параметра  $x_{02}$  тривалість циклу, величини  $P_y$  і  $E_y$ , зменшуються, частота ударів зростає, а величина ходу поршня-ударника не змінюється.

Результати досліджень залежностей технічних показників від конструктивних параметрів  $x_{01}$ ,  $x_{02}$  приводу свідчать, що раціональні значення останніх становлять:  $x_{01} = 0,1 \dots 0,12$  м;  $x_{02} = 0,11 \dots 0,13$  м, а відносно величини  $s$  ходу поршня-ударника вони складають:  $x_{01} / s = 0,77 \dots 0,92$ ;  $x_{02} / s = 0,85 \dots 1,0$ .

Графіки залежностей робочих характеристик від кута нахилу  $\beta$  фасок поршня-ударника зображені на рис. 5. Їх аналіз свідчить, що збільшення приводить до зменшення величин  $P_y$ ,  $E_y$ , та  $s$ . Падіння кривих  $P_y(\beta)$  і  $E_y(\beta)$  пояснюється тим, що із збільшенням кута  $\beta$  довжина ходу наповнення камери робочого ходу зменшується, що приводить до зменшення в ній тиску на момент закінчення впуску в неї стисненого повітря із магістралі.

Зі збільшенням кута  $\beta$  фаски ударного торця поршня-ударника зменшується величина ходу наповнення камери холостого ходу на етапі зворотного ходу, що приводить до зменшення величини рушійної сили (оскільки тиск у камері холостого ходу і швидкість переміщення поршня-

ударника зменшуються, що призводить до зменшення величини ходу  $s$ ). Для проходження поршнем-ударником коротшої відстані  $s$  потрібні менші затрати часу ( $t_u$  зменшується - рис. 5), однак при збільшенні кута  $\beta$  вище  $30^\circ$  тривалість холостого ходу і робочого циклу в цілому починає зростати внаслідок істотного зменшення величини імпульсів рушійної сили, що діють на поршень-ударник.

Аналіз наведених на рис. 5 графічних залежностей показує, що раціональна величина кутів фасок поршня-ударника становить  $25^\circ \dots 30^\circ$ .

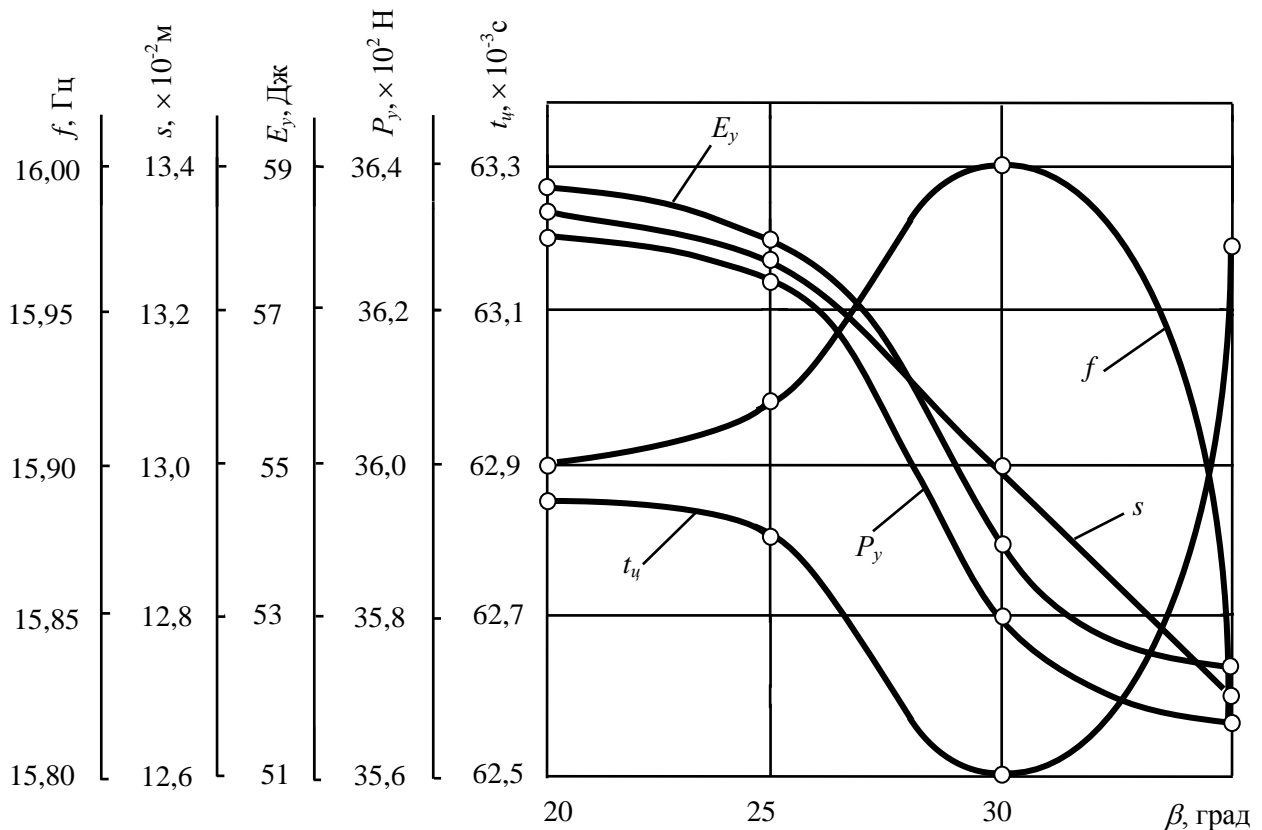


Рис. 5. Залежності технічних характеристик від кута нахилу  $\beta$  фасок поршня-ударника ( $l_2 = 85 \cdot 10^{-3}$ ;  $l_3 = 16 \cdot 10^{-3}$  м;  $x_{01} = 10 \cdot 10^{-2}$  м;  $x_{02} = 13 \cdot 10^{-2}$ )

**Висновок.** Забезпечити отримання заданих технічних показників ударної машини із пневмомеханічною системою керування можна шляхом правильного вибору співвідношень основних конструктивних параметрів її приводу, отриманих у результаті досліджень математичної моделі робочого процесу її приводу і наведених у даній статті.

1. Стасюк В.М. Пневматичний привод виконавчих органів ударних машин із механічним зв'язком поршня-ударника з впускними елементами: Дис...канд. техн. наук: 05.02.03. - Вінниця, 2003. - 296 с.
2. Кузнецов К.А. Разработка и исследование регулируемого поршневого вибровозбудителя с пневмоприводом для строительных технологий: Дис...канд. техн. наук: 05.02.03. - Винница, 1998. - 275 с.
3. Стасюк В.М., Ліщук М.Є. Пневматичний привод із вмонтованими клапанними пневморозподільниками для віброімпульсних машин // Вісник Українського державного університету водного господарства та природокористування. – 2004. - №2 (26). - С. 329 – 336.
4. Стасюк В.М. Рудинець М.В., Тунік І.Г. Методика визначення параметрів проміжних фаз робочого циклу пневматичних приводів вібраційних машин із пневмомеханічним керуванням // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – 2004. - №4 (28). - С. 201– 206.

5. Стасюк В.М. Фазні дослідження динаміки першого напівциклу приводів із пневмомеханічним керуванням // Наукові нотатки. (Луцький національний технічний університет). – 2008. - №23. - С. 299 - 304.
6. Стасюк В.М., Ліщук М.Є. Динаміка робочого ходу приводів ударних машин із пневмомеханічними системами керування // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – 2008. - №4 (44). Частина 1. – С. 207 – 212.
7. Стасюк В.М., Стасюк В.В. Дослідження системи впуску-випуску приводів із пневмомеханічним керуванням // Вісник Національного університету водного господарства та природокористування. – 2009. - №3 (47). Частина 2. – С. 424 – 429.

Рецензент: к.т.н., доц. каф. охорони праці та безпеки життєдіяльності ЛНТУ      М.В. Рудинець