

УДК.620.178.167

**І.Ярема, канд.техн.наук; П.Стухляк, докт.техн.наук; І.Пеляк;  
П.Колибаб'юк; Ю.Наконечний**

*Тернопільський державний технічний університет імені Івана Пулюя*

## **ВИЗНАЧЕННЯ ЕНЕРГІЇ РАЗОВОГО УДАРУ ПЛАСТИНИ САМОДІЙНОГО КІЛЬЦЕВОГО КЛАПАНА ПОРШНЕВОГО ГАЗОМОТОРНОГО КОМПРЕСОРА**

*У статті подана методика визначення енергії разового удару пластини кільцевого клапана поршневого газомоторного компресора залежно від маси пластини, висоти підйому, жорсткості підтискних пружин, часу закриття та умов роботи.*

### **Умовні позначення:**

$c$	— приведена жорсткість пружин, Н/м;
$h$	— максимальна висота ходу пластини, м;
$t$	— час, с;
$\lambda_0$	— деформація пружин при повністю відкритому клапані, м;
$l$	— висота пружини, м;
$x_0(t)$	— поточна координата при рухові пластини клапана, м;
$P_n$	— тиск у нагнітальному каналі, Па;
$P_{ц}(t)$	— тиск у циліндрі в довільний момент часу в процесі зворотнього розширення, Па;
$m$	— маса пластини, кг;
$P_{в}$	— тиск у всмоктувальному клапані, Па;
$t_{зр}$	— час зворотнього розширення, с;
$\alpha_m$	— відносний “мертвий” простір, м;
$\omega$	— кутова швидкість кривошипа, рад/с;
$\lambda$	— відношення радіуса кривошипа до довжини шатуна;
$A_n$	— площа пластини, м <sup>2</sup> ;

- $m_{пр}$  — маса приведена, кг;
- $m_n$  — маса пружин, кг;
- $A_k$  — площа контакту пластини клапана з сідлом, м<sup>2</sup>;
- $E$  — енергія разового удару, Дж;
- $E_{num}$  — питома енергія разового удару, Дж/м<sup>2</sup>.

Одними з основних вузлів поршневих газомоторних компресорів (ГМК), що експлуатуються при перекачуванні газу на магістральних газопроводах або станціях підземного зберігання газу, є самодійні нагнітальні та всмоктуючі клапани. Найбільш поширеним типом клапанів, що застосовуються для ГМК, є кільцеві, де запірний елемент виконаний у вигляді металевих або полімерних кілець [1-4]. У сучасних клапанах такі кільця виготовляють з високолегованих сталей, а деколи з титанових сплавів та полімерних матеріалів.

У процесі експлуатації клапани відкриваються та закриваються під дією перепаду тиску, що призводить до періодичних ударів пластин на сідло клапана та упорну тарілку. Частота циклу “закриття-відкриття” становить п’ять разів за секунду. Це є основною причиною для втомного руйнування пластин, появи тріщин та раковин на посадочних поясах. Крім цього, як пластина, так і посадочні місця сідла клапана, внаслідок наявності в газі, що транспортується, твердих механічних домішок, підлягають ударно-абразивному зношуванню.

Переважним фактором, що призводить до руйнування пластин, вважають енергію удару пластини на сідло клапана та упорну тарілку [1]. Тому визначення величини енергії удару пластини при реальних умовах експлуатації можна використати при конструюванні та підборі матеріалу пластини клапана.

Основними параметрами, які впливають на енергію удару є висота підйому пластини, її маса і кутова швидкість обертання кривошипошпатуного механізму газомотокомпресора, що регламентує швидкодію клапана, перепад тиску.

При експлуатації газомотокомпресора у найбільш навантажених умовах перебуває пластина нагнітального клапана в момент контакту з сідлом. Тому для

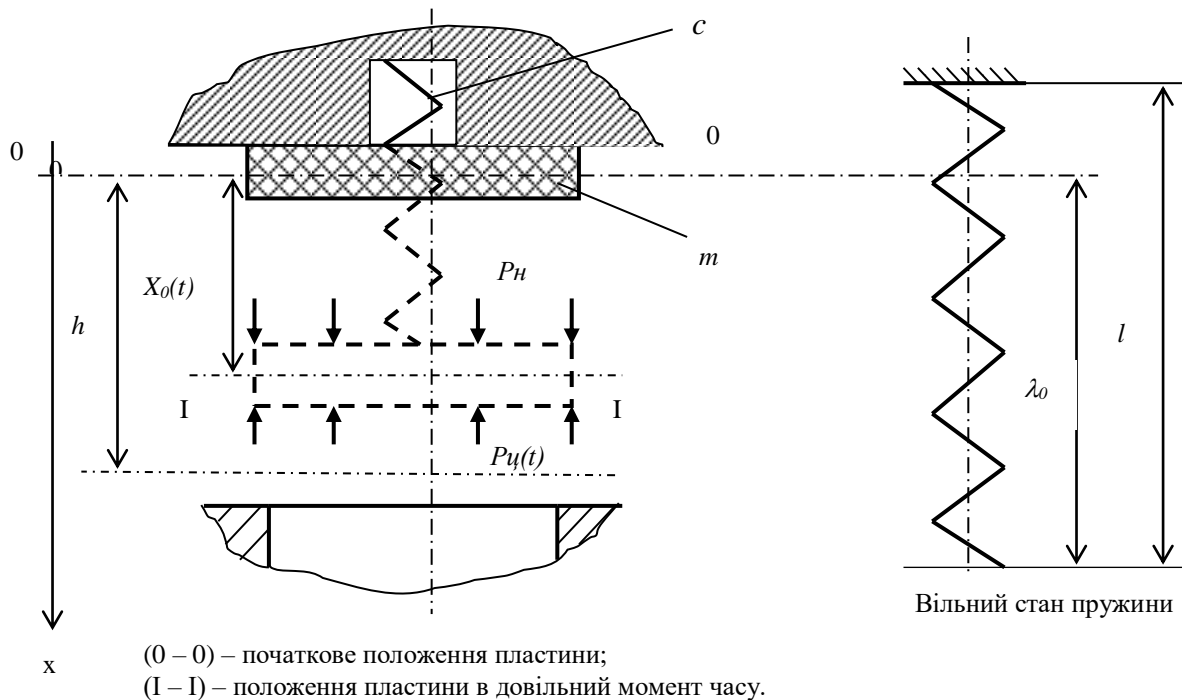


Рисунок 1. Розрахункова схема сил, що діють на пластину клапана.

визначення кінетичної енергії удару пластини на сідло необхідно знати її швидкість у даний момент часу. Розрахункову схему пластини з навантаженнями, що діють на неї, подано на рис.1.

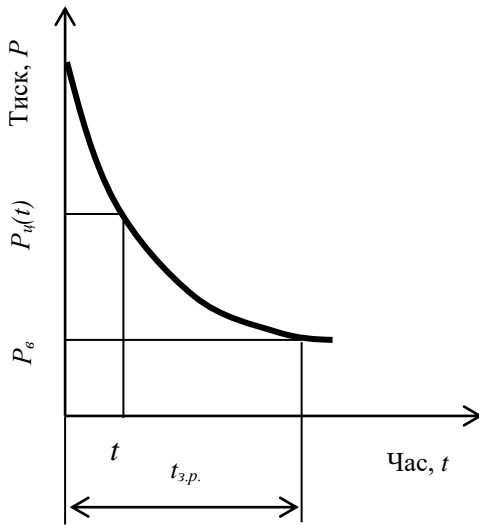


Рисунок 2. Індикаторна діаграма газомото-компресора (ділянка зворотнього розширення).

Важливими параметрами, що впливаються на працездатність та надійність експлуатації клапана, є тиск на вході та виході клапана, час спрацювання (закриття) запорного органу (пластини) клапана. Даний параметр залежить від висоти підйому пластини. Автор роботи [1] показав залежність тиску від часу закриття запорного органу. Пластини клапана, що працюють на нагнітання, здебільшого експлуатуються при вищих температурах, ніж впускні. На рис.2 подана діаграма процесу зворотнього розширення поршневого компресора, що характерно для роботи випускного

клапана.

Відомо [1], що тиск у циліндрі поршневого компресора змінюється згідно з залежністю:

$$P_u(t) = P_u(0) \times \left( \frac{\frac{2\alpha_m}{1-\alpha_m}}{\frac{2\alpha_m}{1-\alpha_m} + (1-\cos \omega t) + \frac{\lambda}{2} \sin^2 \omega t} \right) \quad (1)$$

де  $P_u(0) \approx P_n$

Користуючись принципом Даламбера, запишемо диференціальне рівняння руху пластини.

$$m_{np} \frac{d^2 x}{dt^2} = (P_u(0) - P_u(t)) \times A_n + c(\lambda_0 - x),$$

де  $m_{np} = m + 1/3 m_n$

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + \omega_0^2 x = \frac{A_n P_u(0) + c \lambda_0}{m_{np}} - \frac{A_n}{m_{np}} P_u(t) \quad (2)$$

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m_{np}}}$$

Розв'язуючи відповідне однорідне рівняння, отримуємо:

$$x = c_1 \cos \omega_0 t + c_2 \sin \omega_0 t \quad (3)$$

Загальний розв'язок диференційного рівняння (2) знаходимо методом варіації сталих інтегрування [5]

$$\begin{cases} -c_1' \sin \omega_0 t + c_2' \cos \omega_0 t = K(t) \\ c_1' \cos \omega_0 t + c_2' \sin \omega_0 t = 0 \end{cases}$$

де  $K(t)$  – права частина рівняння (2)

$$\dot{c}_1 = \frac{\begin{vmatrix} 0 & \sin \omega_0 t \\ K(t) \cos \omega_0 t & \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \cos \omega_0 t & \sin \omega_0 t \\ -\sin \omega_0 t & \cos \omega_0 t \end{vmatrix}} = -K(t) \times \sin \omega_0 t$$

$$\dot{c}_2 = \frac{\begin{vmatrix} \cos \omega_0 t & 0 \\ -\sin \omega_0 t & K(t) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} \cos \omega_0 t & \sin \omega_0 t \\ -\sin \omega_0 t & \cos \omega_0 t \end{vmatrix}} = K(t) \times \cos \omega_0 t$$

Згідно (3) маємо:

$$x = -\cos \omega_0 t \int_0^t K(t) \sin \omega_0 t dt + \sin \omega_0 t \int_0^t K(t) \cos \omega_0 t dt \quad (4)$$

Диференціюючи (4) за часом, знаходимо швидкість пластини

$$\begin{aligned} \frac{dx}{dt} &= \omega_0 \sin \omega_0 t \int_0^t K(t) \sin \omega_0 t dt - \cos \omega_0 t K(t) \sin \omega_0 t + \\ &+ \omega_0 \cos \omega_0 t \int_0^t K(t) \cos \omega_0 t dt + \sin \omega_0 t K(t) \cos \omega_0 t \end{aligned}$$

$$\frac{dx}{dt} = \omega_0 \sin \omega_0 t \int_0^t K(t) \sin \omega_0 t dt + \omega_0 \cos \omega_0 t \int_0^t K(t) \cos \omega_0 t dt \quad (5)$$

Енергія разового удару пластини на сідло дорівнює

$$A = \frac{m_{\nu \delta} \left( \frac{dx}{dt} \right)^2}{2}$$

Маючи висоту підйому пластини, знаходимо час закриття клапана, а використовуючи (5), знаходимо її швидкість на момент контакту з сідлом.

Питома енергія удару

$$E_{num} = \frac{E}{A_x}$$

При обчисленні питомої енергії удару пластини кільцевого клапана компресорного циліндра виходили з таких міркувань.

На основі конструктивних і експлуатаційних вимог висота підйому кільцевої пластини не перевищує  $h = 4 \times 10^{-2}$  м. Тому верхню границю висоти підйому пластини при розрахунках приймаємо  $h = 4 \times 10^{-2}$  м. Площа контакту для пластини  $\varnothing 155$  мм становить  $\approx 3468,3 \times 10^{-6}$  м<sup>2</sup>. Маса пластини може змінюватися в процесі роботи вузла від  $m=5,0 \times 10^{-2}$  кг до  $m=10,0 \times 10^{-2}$  кг, тобто відповідає діапазонам реальних деталей. Сумарна жорсткість підтискних пружин приймали відповідно до реальних значень:  $c=10,0 \dots 20,0 \times 10^3$  Н/м. Найбільше впливають на питому енергію удару пластини на сідло зміна її маси, висота підйому і сумарна жорсткість пружин, що підтискають пластину до сідла клапана. Практично не впливає на питому енергію удару перепад тиску на клапані, що задається ступенем стискання компресора [1]. Тому при обчисленнях останнім фактором нехтуємо.

З розрахунків випливає, що міру збільшення маси пластини від  $m=5,0 \times 10^{-2}$  кг до  $m=10,0 \times 10^{-2}$  кг при рівній жорсткості пружин і висоті підйому пластини, питома енергія удару зменшується в середньому в 1,2...1,3 раза. При збільшенні сумарної жорсткості пружин від  $c=10,0 \times 10^3$  Н/м до  $c=20,0 \times 10^3$  Н/м, при сталій масі і висоті підйому пластини, питома енергія удару збільшується в 1,5...1,6 раза. Тобто, основним фактором збільшення питомої енергії удару пластини на сідло при рівній масі і висоті її підйому є зміна жорсткості підтискних пружин.

Обчислення для побудови номограми виконували для клапана  $\varnothing 155$  мм

ГМК10ГК. Тиск у нагнітаючому каналі становить:  $P_n=3,227 \times 10^6$  Па, приведена маса -  $m_{пр}=5,0 \times 10^{-2}$  кг. Результати обчислення енергії разового удару пластини клапана на сідло подані на номограмі (рис. 3). Таким чином, знаючи приведену жорсткість пружини, вибираємо відповідну криву графіка. На шкалі “Висота підйому пластини” вибираємо необхідне значення, від якого проводимо вертикальну лінію до перетину з відповідною кривою жорсткості пружини. Від точки перетину проводимо горизонталь до перетину з відповідною кривою енергії разового удару. На шкалі “Енергія разового удару” отримуємо числове значення енергії разового удару пластини на сідло клапана. Наприклад, при жорсткості  $10,0 \times 10^3$  Н/м і висоті підйому  $h = 2,5$  мм питома енергія удару  $E_{пит} \approx 1,8 \times 10^4$  Дж/м<sup>2</sup>.

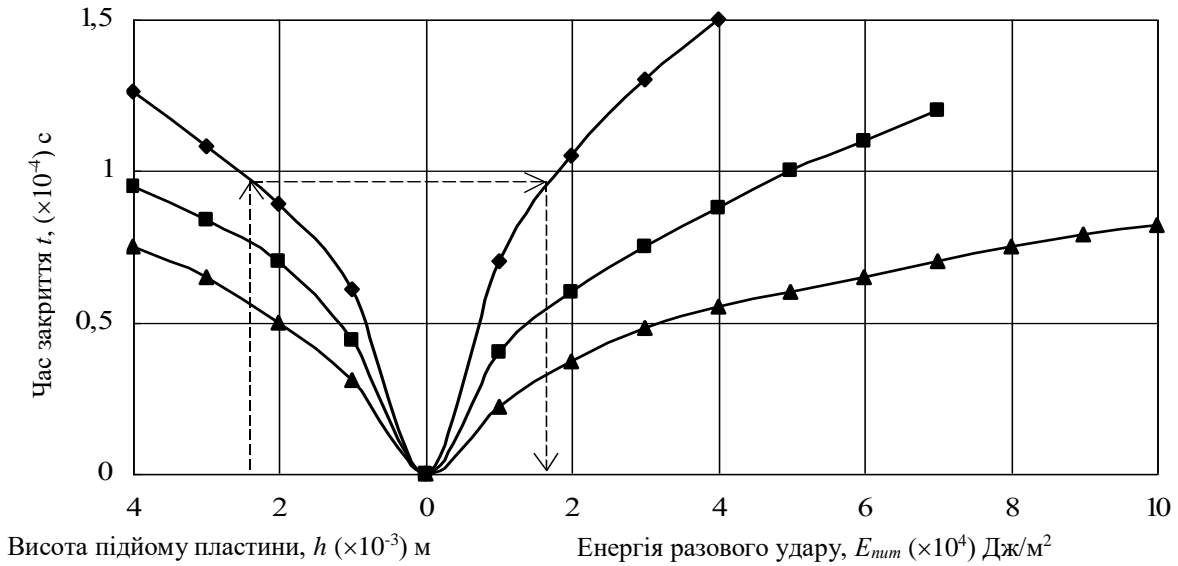


Рисунок 3. Номограма визначення енергії разового удару пластини кільцевого клапана  
 $\sigma - C = 20,0 \times 10^3$  Н/м,  $\nu - C = 14,13 \times 10^3$  Н/м,  $\nu - C = 10,0 \times 10^3$  Н/м.

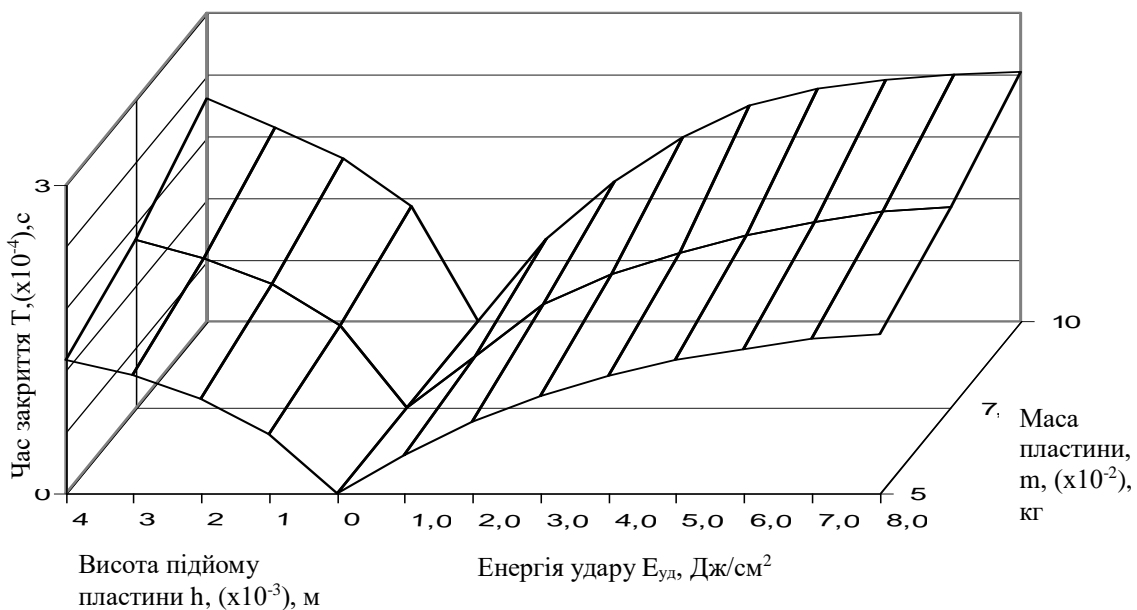


Рисунок 4. Об'ємна номограма визначення енергії разового удару пластини клапана.

Оскільки при складанні рівняння руху (2) пластини клапана ряд факторів (сила опору пружин, підсмоктування газу в процесі закриття та ін.), що сповільнюють швидкість руху пластини, не враховувалася, то отримані числові значення енергії є їх верхньою (максимально можливою) їх границею. Реальне значення енергій разового удару менше від розрахункових, що й обумовило вибір діапазону енергії удару для лабораторних випробувань, що визначається робочим діапазоном порядку  $E=2,0-2,2$  Дж/см<sup>2</sup> і максимально можливим  $E=5$  Дж/см<sup>2</sup>. На рис.4 подана об'ємна номограма визначення енергії разового удару при зміні маси пластини клапана від  $5,0 \times 10^{-2}$  кг до  $10,0 \times 10^{-2}$  кг, зміні висоти підйому від 0 до  $5 \times 10^{-3}$  м та сталій жорсткості пружин  $c=14,03 \times 10^3$  Н/м. Об'ємна номограма дозволяє отримати обчислювальне значення енергії разового удару при зміні маси пластини, часу закриття клапана та висоти підйому запірного органу.

Таким чином результати досліджень дозволяють прогнозувати реальні умови роботи пластини клапана газомоторного компресора. На основі цього встановлено діапазон вибору матеріалів запірного органу, в якому чільне місце займають термопластичні композити на основі поліаміду. На думку авторів, далі працездатність самодійних клапанів треба досліджувати у напрямку демфуючих властивостей запірного органу, а їх можна поліпшити як конструктивно, так і варіюванням складу матеріалу запірного органу.

*The technique of determining the power of single impact of a ring valve plate of a piston gas engine compressor in dependence on plate mass, its hoisting depth, adjusting springs force, completion time and labour conditions is proposed in this article.*

### **Література**

1. Френкель М.И. Поршневые компрессоры.-М.:Машиностроение, 1969.-743 с.
2. А.с. № 987248 СССР. Кольцевой клапан /Стухляк П.Д., Цветинович А.А., Наконечный Ю.И., Якубишин О.М., Ярема И.Т./ - Оpub. в Б.И., 1983, №1.
3. А.с. № 1038564. Клапан СССР /Шкодзинский О.К., Стухляк П.Д., Ярема И.Т. - Оpubл. Б.И., 1983, №32.
4. А.с. № 1302069 СССР, Прямоточный клапан / Коржик В.Н., Стухляк П.Д., Сорокин Г.М. Ярема И.Т. – Оpubл. Б.И. 1987, №13.
5. Толстов Г.П. Элементы математического анализа.-М.:Наука, 1974.-Т.2.-463 с.

*Одержано 15.05.2000 р.*