

Міщенко М.І.¹, д.т.н., Заренбін В.Г.², д.т.н., Колеснікова Т.М.², інж., Юрченко Ю.В.¹,
інж., Супрун В.Л.¹, інж., Шляхов В.С.¹, асп., Підлісна М.А.¹, магістрант

¹ – АДІ ДВНЗ «ДонНТУ», м.Горлівка

² – Придніпровська державна академія будівництва та архітектури, м. Дніпропетровськ

ДВИГУН GOENGINE ЗІ ЗМІННИМ ХОДОМ ПОРШНЯ Й РЕГУЛЬОВАНИМ СТУПЕНЕМ СТИСКУ. КІНЕМАТИКА, РОЗРАХУНОК, АНАЛІЗ

Приводиться докладний опис методики розрахунку кінематики силового механізму нетрадиційного двигуна GoEngine, розробленого інженером Bert de Gooijer. Наведено новий вираз для переміщення поршня в залежності від функції кута повороту колінчастого вала при регулюванні ходу поршня й ступеня стиску. Представлено деякі результати дослідження кінематики такого двигуна, у ході якого отримані графічні залежності переміщення, швидкості й прискорення поршня й ексцентрикової шийки від конструктивних параметрів силового механізму. У двигуні GoEngine регулювання ступеня стиску в широких межах (від 8 до 20 і вище) дозволяє змінювати хід поршня у невеликому діапазоні (від 0 до 3 %).

Вступ

Нетрадиційні двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ) – одні з найбільш обговорюваних сьогодні нових типів двигунів для транспортних засобів. У розробці автомобільних нетрадиційних ДВЗ уже досягнуті певні успіхи [1–3]. В останні роки розроблений оригінальний двигун інженера Bert de Gooijer, що названий автором як GoEngine [4–6]. Двигун, що виконаний у вигляді дослідного зразка, як стверджують автори [6], пройшов стендові випробування (більше 200 годин) і лабораторно-дорожні випробування на автомобілі Citroën Saxo (близько 500 км). При випробуваннях на автомобілі було досягнуто зниження витрати палива в середньому на 25 %.

Розроблена конструкція експериментального двигуна GoEngine вимагає аналізу великої кількості різних параметрів, і в першу чергу, силового механізму. У статті приводиться методика розрахунку кінематики силового механізму двигуна GoEngine. Методика дозволяє інженеру скласти уявлення про робочий цикл двигуна і його характеристики, а також про потенційні можливості двигуна. Представлена методика не тільки виявиться корисною інженерові, але й послужить відправною точкою для подальших досліджень геометричних параметрів силового механізму, динаміки й робочого процесу двигуна.

1. Силовий механізм

Конструкція й принцип роботи силового механізму двигуна GoEngine досить докладно описано в літературі [5,6].

Розрахункова схема силового механізму двигуна GoEngine показана на рис. 1.

Силовий механізм двигуна GoEngine виконаний у вигляді планетарної зубчастої передачі із внутрішнім зачепленням, з'єднаної через шатун з поршнем.

Сателіт планетарної передачі виконаний у вигляді шестірні 2, розташованої на осі шатунної шийки колінчастого вала 1 в точці С. Кривошип виконує роль водила в даній передачі. У точці В з шестернею шарнірно з'єднаний шатун.

При провороті шестірні в напрямку повороту кривошипа на кут θ , точка B зміщується й при цьому відбувається зміна ходу поршня, що приводить до зміни положень ВМТ і НМТ поршня, а відповідно й супутнього регулювання ступеня стиску в циліндрі двигуна.

2. Умовні позначення, скорочення, символи

Введемо позначення й безрозмірні параметри згідно рис. 1:

φ – кут повороту кривошипа OC від осі Oy ($^\circ$ п.к.в.);

φ_e – кут повороту ексцентрика BC відносно осі шатунної шийки (точки C);

k – передатне відношення кутових швидкостей ексцентрика (ω_e) і кривошипа (ω).

Для двигуна GoEngine $k = 1,5$;

$e = BC$ – ексцентриситет між віссю шатунної шийки (точка C) і ексцентрової шийки (точка B);

β – відхилення шатуна від осі циліндра при поточному куті φ ;

x – кут між ексцентром e й віссю, паралельною Ox ;

θ – кут фазового зрушення (провороту) ексцентрика, що змінює хід поршня і супутній

ступінь стиску. Коли $\theta = 0$ двигун має номінальний хід поршня та ступінь стиску, що відповідають максимальної (номінальної) потужності;

S_G – хід поршня при номінальній потужності двигуна GoEngine;

α_1 – кут між віссю шатуна й віссю циліндра при кутах $\varphi = 0$ і $\theta = 0$;

α – кут між віссю шатуна й віссю циліндра при кутах $\varphi = 0$ і $\theta > 0$;

R_G – радіус кривошипа двигуна GoEngine;

L_G – довжина шатуна двигуна GoEngine;

λ_G – безрозмірний конструктивний параметр силового механізму двигуна GoEngine;

μ – відносна величина ексцентриситету;

ВМТ, НМТ – верхня й нижня мертві точки.

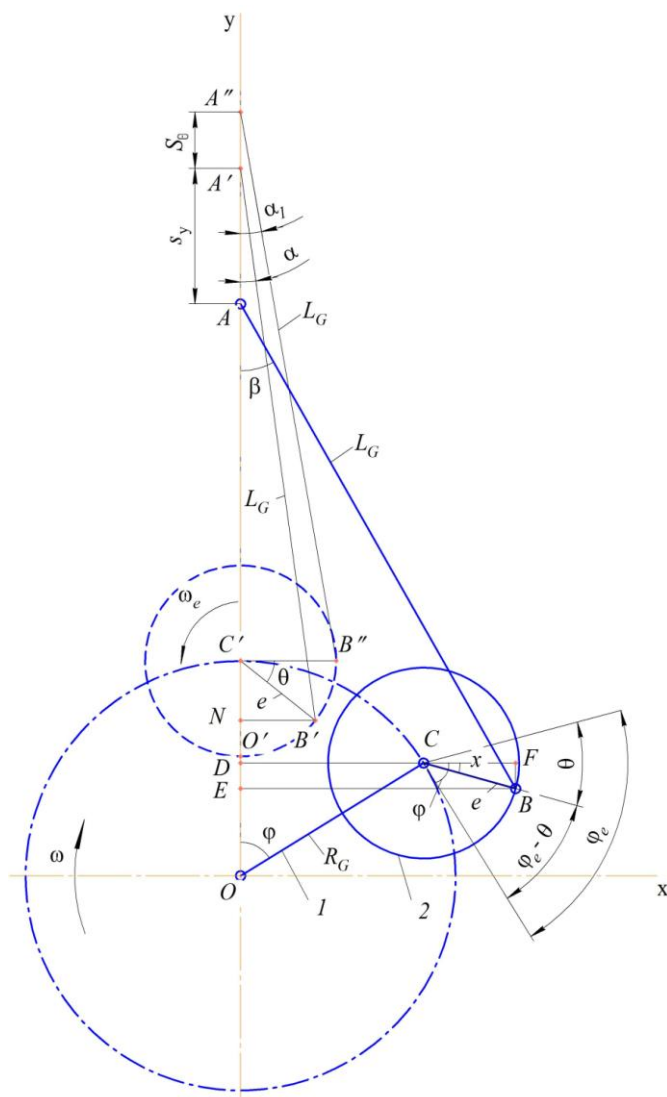


Рис. 1 – Схема до розрахунку кінематики двигуна GoEngine

3. Основні рівняння, графіки

3.1 Переміщення поршня

За початкове положення силового механізму приймаємо таке, при якому $\varphi = 0$ (кривошип R_G перебуває у вертикальному положенні OC' , як показано на рис. 1).

Положення поршня в будь-який момент часу буде визначатися поточним

кутом φ і регульованим кутом θ провороту ексцентрика. Переміщення поршня від ВМТ (при $\varphi = 0$) дорівнює

$$s_y = OA' - OA.$$

Тоді

$$s_y = R_G(1 - \cos \varphi) + L_G(\cos \alpha - \cos \beta) - e(\sin \Theta - \sin x),$$

або через безрозмірні параметри

$$s_y = R_G \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda_G} (\cos \alpha - \cos \beta) - \mu (\sin \Theta - \sin x) \right]. \quad (1)$$

Тут конструктивні параметри силового механізму двигуна GoEngine

$$\lambda_G = \frac{R_G}{L_G}; \quad \mu = \frac{e}{R_G}. \quad (2)$$

Визначимо кути, що входять у формулу (1).

Значення кута α можна знайти із трикутника $A'B'N$

$$\sin \alpha = \frac{e \cos \Theta}{L_G}.$$

Тоді з урахуванням (2)

$$\alpha = \arcsin(\lambda_G \mu \cos \Theta). \quad (3)$$

Із трикутника ABE будемо мати

$$\sin \beta = \frac{R_G \sin \varphi + e \cos x}{L_G}.$$

Звідки

$$\beta = \arcsin[\lambda_G (\sin \varphi + \mu \cos x)]. \quad (4)$$

Кут x , що визначає кутове положення ексцентрика BC відносно горизонтальної осі, дорівнює

$$x = \Theta - 0,5\varphi. \quad (5)$$

З урахуванням рівності (5) формула (1) прийме вид

$$s_y = R_G \left[(1 - \cos \varphi) + \frac{1}{\lambda_G} (\cos \alpha - \cos \beta) - 2\mu \cos(\Theta - \frac{\varphi}{4}) \sin(\frac{\varphi}{4}) \right]. \quad (6)$$

На рис. 2 наведені графіки переміщення поршня $s_y = f(\varphi)$ при різних значеннях параметрів силового механізму θ і e .

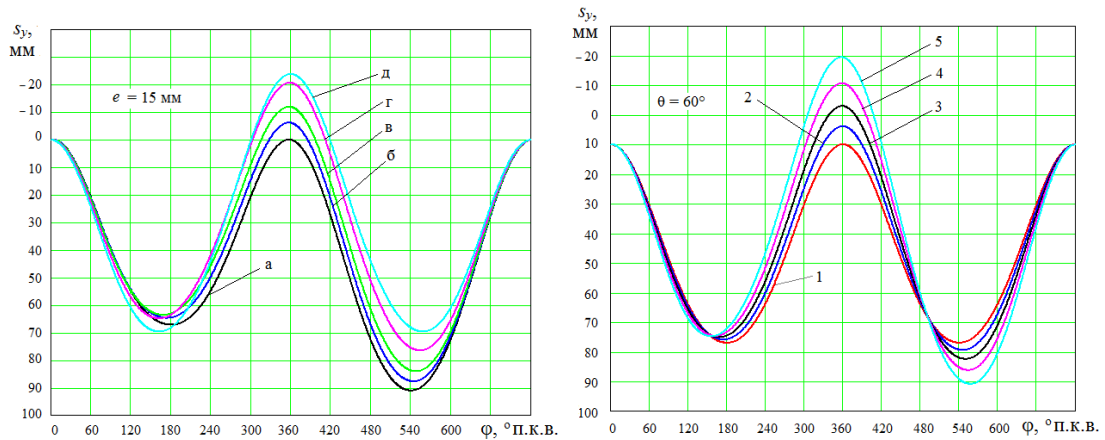


Рис. 2 – Залежності переміщення поршня s_y від кута повороту колінчастого вала φ у двигуні GoEngine для різних θ і e : $R_G=35,5$ мм; $\lambda_G=0,279$; $a=-0,5$;
а – $\theta=0$; б – $\theta=15$; в – $\theta=30$; г – $\theta=60$; д – $\theta=90^\circ$;
1 – $e=0$; 2 – $e=5$; 3 – $e=10$; 4 – $e=15$; 5 – $e=20$ мм

Як видно, у двигуні GoEngine силовий механізм забезпечує нетрадиційне переміщення поршня на протязі усього робочого циклу. При провороті ексцентрика на кут θ , а також змінюванні величини ексцентриситету e , змінюється ступінь стиску, повний хід поршня (об'єм циліндра) і крайні положення поршня по куту φ у всіх тактах робочого циклу двигуна.

Через наявність ексцентриситету $BC=e$ повний хід поршня на ділянці кута повороту колінчастого вала $\varphi=0\dots360^\circ$ не дорівнює ходу поршня на проміжку $\varphi=360\dots720^\circ$. При цьому в 4-тактному двигуні GoEngine, з одного боку, робочий об'єм циліндра змінний і залежить від параметрів θ та e і то того ж менший ніж в класичному ДВЗ, а з другого боку, здійснюється «продовжене розширення».

Як показує аналіз, в двигуні GoEngine автомобільного типу при регулюванні ступеня стиску в межах від 8 до 20 і вище, хід поршня у процесі впуску змінюється відносно номінального значення в дуже вузькому діапазоні – від 0 до 3%. Звідси випливає, що в цьому двигуні регулювання навантаження повинно здійснюватись не за рахунок зміни ходу поршня (як стверджує автор Bert de Gooijer), а традиційним способом – дроселюванням.

3.2 Швидкість поршня

Величину швидкості поршня знайдемо диференціюванням рівняння (1) або (6)

$$v = \frac{ds_y}{dt} = \frac{ds_y}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

де $\frac{d\varphi}{dt} = \omega$ – кутова швидкість кривошипа.

Передбачається, що $\omega = \text{const}$, тоді

$$v = \omega \frac{d}{d\varphi} s_y. \quad (7)$$

Графіки зміни швидкості поршня показані на рис. 3.

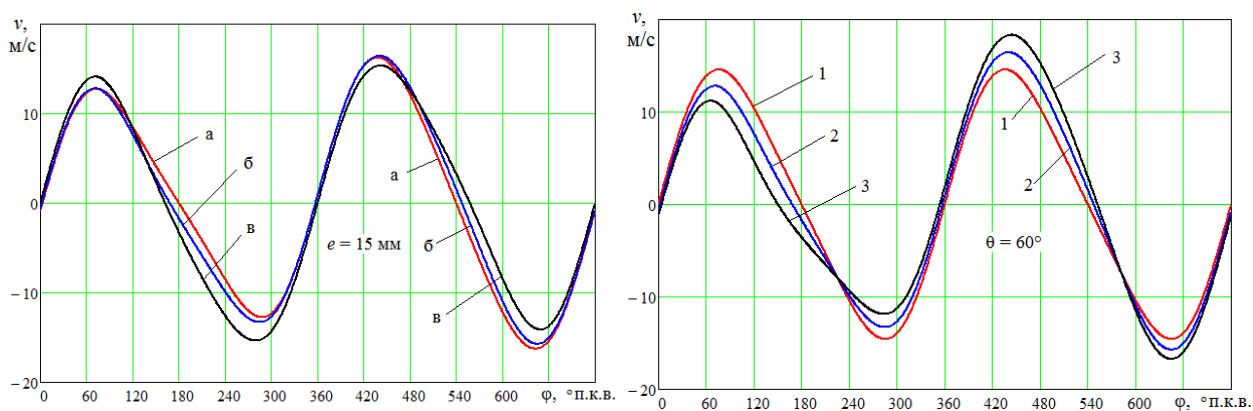


Рис. 3 – Залежності швидкості поршня v від кута повороту колінчастого вала φ в двигуні GoEngine для різних θ і e : $R_G = 35,5$ мм; $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$; $\lambda_G = 0.279$; $a = -0,5$;
а – $\theta = 0$; б – $\theta = 60$; в – $\theta = 90^\circ$; 1 – $e = 0$; 2 – $e = 10$; 3 – $e = 20$ мм

3.3 Прискорення поршня

Продиференціював вираження (7), одержимо

$$j = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt},$$

або при $\omega = \text{const}$

$$j = \omega \frac{d}{d\varphi} v. \quad (8)$$

Графічні залежності прискорення поршня наведені на рис. 4.

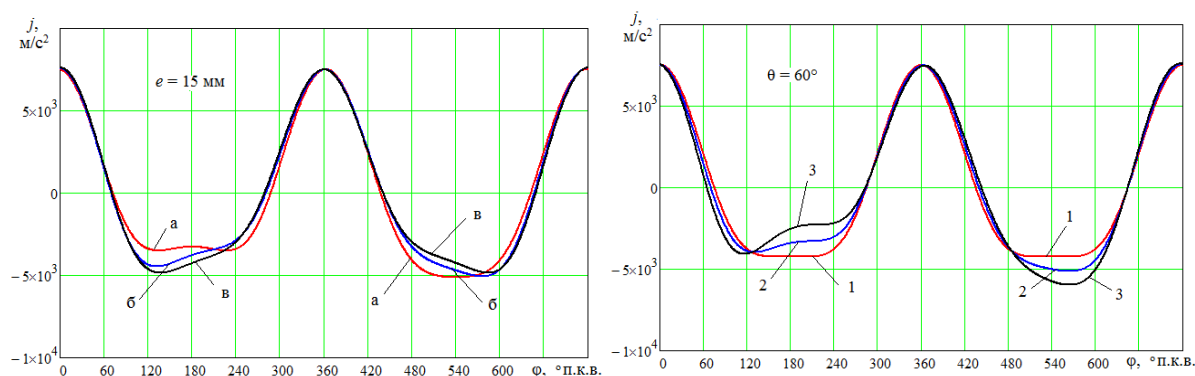


Рис. 4 – Залежності прискорення поршня j від кута повороту колінчастого вала φ у двигуні GoEngine для різних θ і e : $R_G = 35,5$ мм; $n = 4000 \text{ хв}^{-1}$; $\lambda_G = 0.279$; $a = -0,5$;
а – $\theta = 0$; б – $\theta = 60$; в – $\theta = 90^\circ$; 1 – $e = 0$; 2 – $e = 10$; 3 – $e = 20$ мм

3.4 Переміщення ексцентрикової шийки

Внаслідок особливостей кінематичної схеми силового механізму двигуна GoEngine ексцентрикова шийка й відповідно нижня головка шатуна (точка B) роблять кругові рухи, з одного боку, з кутовою швидкістю ω_e (рис. 5) з радіусом окружності BC , рівним e , і, з іншого боку, із центром обертання ексцентрика, розташованим на окружності радіусом R_G (точка C), який обертається відносно осі O з кутовою швидкістю ω . У цьому випадку ексцентрик й нижня головка шатуна рухаються по траєкторії, істотно відмінної від окружності, тому положення точки B на площині будемо визначати в полярній системі координат двома параметрами: полярним радіусом ρ і полярним кутом ψ .

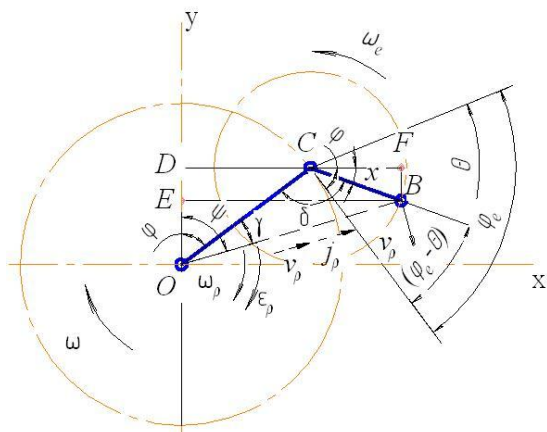


Рис. 5— Схема до розрахунку кінематики ексцентрика:
 $R_G = OC$; $\rho = OB$; $e = BC$

Проекції полярного радіуса $\rho = OB$ на кожную координатну вісь мають вид

$$\begin{aligned}\rho_x &= R_G \sin \varphi + e \cos \varphi; \\ \rho_y &= R_G \cos \varphi - e \sin \varphi.\end{aligned}\quad (9)$$

Тоді полярний радіус буде

$$\rho = \sqrt{\rho_x^2 + \rho_y^2},$$

або остаточно

$$\rho = R_G \sqrt{1 + \mu [\mu + 2 \sin(k\varphi - \theta)]}. \quad (10)$$

На рис. 6 показані графіки зміни полярного радіуса ρ від кута повороту колінчастого вала φ при різних значеннях e і θ .

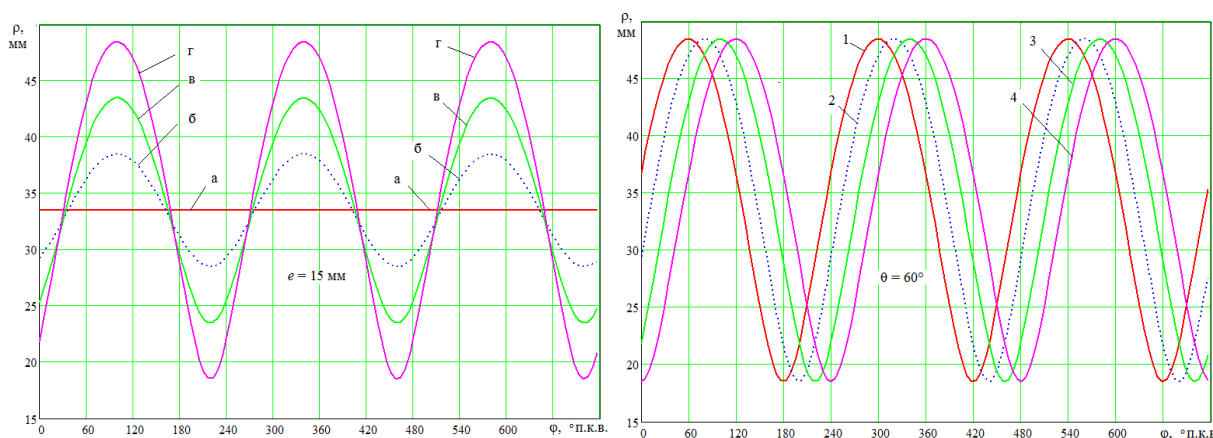


Рис. 6. Значення полярного радіуса ρ в залежності від параметрів φ , e і θ :

$R = 35,5$ мм; $k = 1,5$; а - $e = 0$; б - $e = 5$ мм; в - $e = 10$ мм; г - $e = 15$ мм;
1 - $\theta = 0$; 2 - $\theta = 30^\circ$; 3 - $\theta = 60^\circ$; 4 - $\theta = 90^\circ$

3.5 Швидкість ексцентрикової шийки

Швидкість ексцентрикової шийки (точки B) вздовж полярного радіуса може бути отримана диференціюванням вираження (10) за часом у припущенні, що $\omega = \text{const}$

$$v_p = \frac{d\rho}{dt} = \frac{d\rho}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\rho}{d\varphi},$$

$$v_p = \omega \frac{d}{d\varphi} \rho. \quad (11)$$

Кутова швидкість обертання полярного радіуса при $\omega = \text{const}$

$$\omega_p = \frac{d\psi}{dt} = \frac{d\psi}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\psi}{d\varphi},$$

$$\omega_p = \omega \frac{d}{d\varphi} \psi. \quad (12)$$

Окружна швидкість ексцентрикової шийки (точки B), яка направлена перпендикулярно полярному радіусу, дорівнює

$$v_\tau = \rho \omega_p. \quad (13)$$

Графіки швидкості ексцентрикової шийки в залежності від кута φ при різних значеннях e і θ показані на рис. 7 та 8.

3.6 Прискорення ексцентрикової шийки

1. Радіальне прискорення (вздовж полярного радіуса)

$$j_p = \frac{dv_p}{dt} = \frac{dv_p}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{dv_p}{d\varphi},$$

$$j_p = \omega \frac{d}{d\varphi} v_p. \quad (14)$$

2. Кутове прискорення обертання полярного радіуса

$$\varepsilon_p = \frac{d\omega_p}{dt} = \frac{d\omega_p}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d\omega_p}{d\varphi},$$

$$\varepsilon_p = \omega \frac{d}{d\varphi} \omega_p. \quad (15)$$

На рис. 9 та 10 зображені криві зміни швидкості й прискорення ексцентрикової шийки залежно від кута φ повороту колінчастого вала при різних значеннях кута θ .

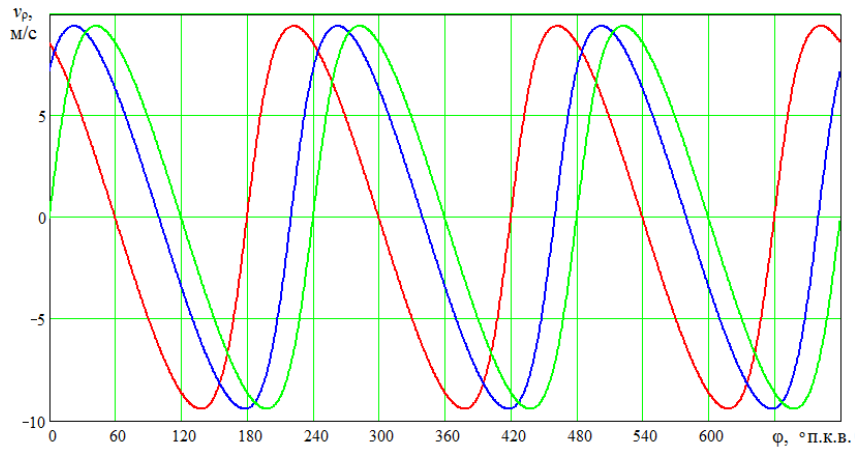


Рис. 7. Швидкість ексцентрикової шийки v_ρ вздовж полярного радіуса ρ :
 $R_G = 35,5$ мм; $n = 4000$ хв $^{-1}$;
 $a = -0,5$; $e = 15$ мм; 1 - $\theta = 0$; 2 - $\theta = 60^\circ$; 3 - $\theta = 90^\circ$

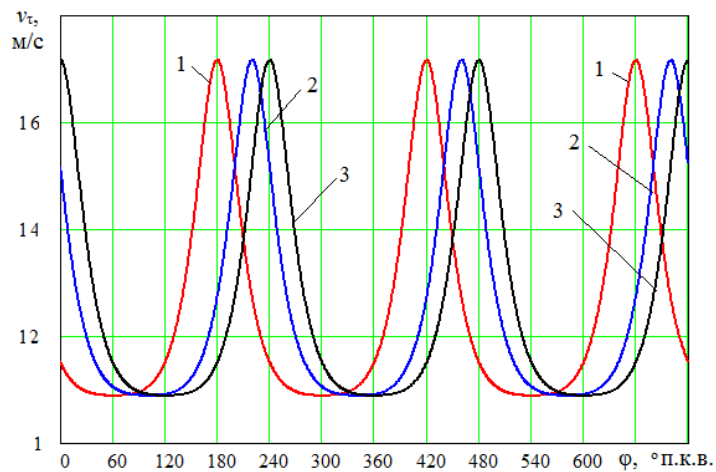


Рис. 8. Окружна швидкість ексцентрикової шийки v_τ , що діє перпендикулярно полярному радіусу ρ : $R_G = 35,5$ мм; $n = 4000$ хв $^{-1}$; $a = -0,5$; $e = 15$ мм;
1 - $\theta = 0$; 2 - $\theta = 60^\circ$; 3 - $\theta = 90^\circ$

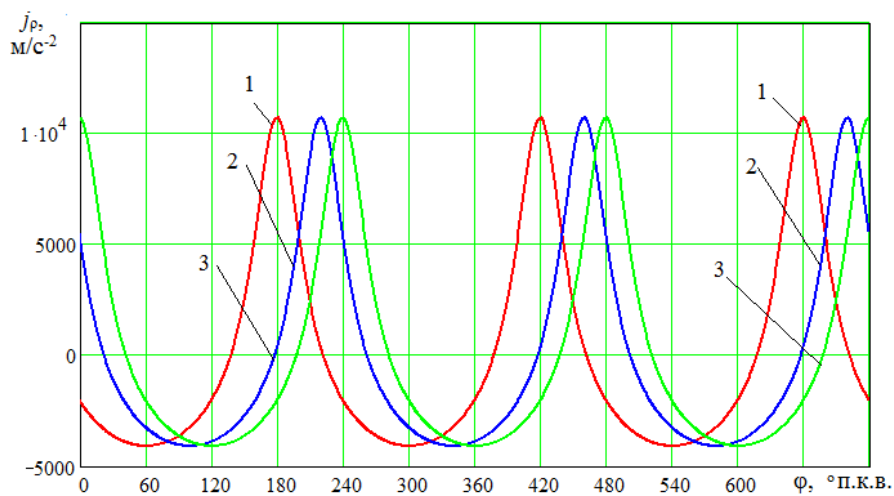


Рис. 9. Прискорення ексцентрикової шийки j_ρ вздовж полярного радіуса ρ :
 $R_G = 35,5$ мм; $n = 4000$ хв $^{-1}$; $a = -0,5$; $e = 15$ мм; 1 - $\theta = 0$; 2 - $\theta = 60^\circ$; 3 - $\theta = 90^\circ$

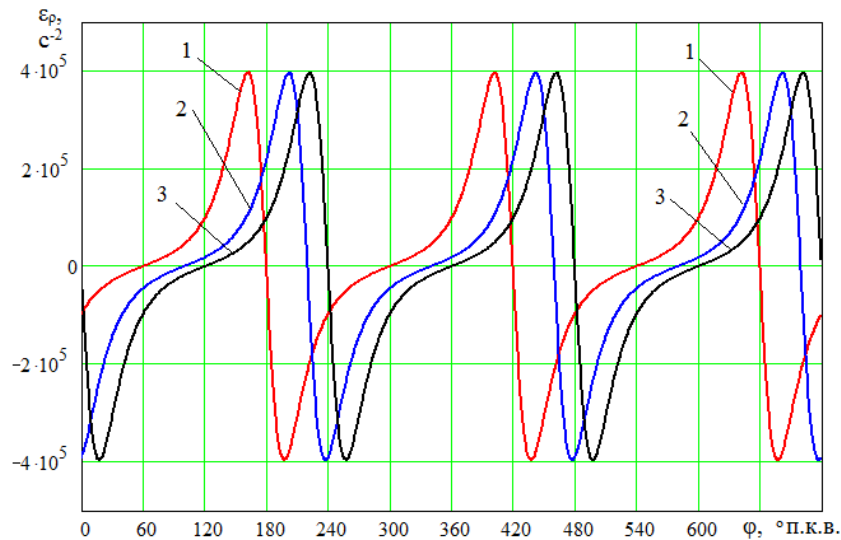


Рис. 10. Кутове прискорення ексцентрикової шийки ε_p обертання полярного радіуса ρ :

$$R_G = 35,5 \text{ мм}; n = 4000 \text{ хв}^{-1}; a = -0,5, e = 15 \text{ мм};$$

$$1 - \theta = 0; 2 - \theta = 60^\circ; 3 - \theta = 90^\circ$$

Висновки

Отримані аналітичні залежності кінематики силового механізму дозволяють виявити ряд особливостей, наприклад, пов'язаних з переміщенням поршня в різних тактах двигуна, які визначають ступінь стиску й ступінь розширення, а відповідно й характеристики термодинамічного циклу. Такий розрахунок дає можливість правильно вибрати конструктивні параметри двигуна такі як, наприклад, радіус кривошипа, величина ексцентриситету, кут провороту ексцентрика та ін.

Методика в наведеній тут формі може застосовуватися для динамічного розрахунку двигуна GoEngine.

Література

1. Saab Variable Compression SVC-Variabilitat und Kontrolle, MTZ, Motortechnische Zeitschrift 62 (2001) 6. –Р. 424 – 431.
2. Зленко М. Д., Петриков А. М. Двигатели необычных схем с управляемым движением поршней / Зленко М. А., Петриков А. М. // Автомобили и двигатели: Сб. науч. тр.- М.: ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», 2002. – Вып.230. – С. 34 –45.
3. www.europa.eu.int/comm/research/growth/index.html.
4. Пат. 6349684США, В1 : F16Н 21/36. Crank-connecting rod mechanism / De Gooijer Lambertus H. - Заявлено 17.04. 2000; Опубл. 26. 02. 2002. – 5 с.
5. Пат. 2001/0036334 США, А1 : F02В 47/08 / Reciprocating piston mechanism and a method of increasing internal egrin an internal combustion engine / De Gooijer Lambertus H. – Заявлено 9.01.2009; Опубл. 17. 02. 2011. – 4 с.
6. Displacement Spark-Ignition Engine: Final Report / Sandia Laboratories; Pouliot H.N., Robinson C.W. and Delameter W.R. – Livermore, California, 1978. – 83 p.p.– Report № SAND 77-8299.