

Міністерство освіти і науки України

ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНИЙ  
УНІВЕРСИТЕТ

**Ф.І. Абрамчук**  
**А.П. Кузьменко**  
**І.М. Нікітченко**

**КОНСТРУКЦІЯ І ДИНАМІКА  
ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

**Частина 1**

*Конспект лекцій*

Затверджено методичною  
радою університету,  
протокол № 1 від 01.10.2014 р.

Харків  
ХНАДУ  
2015

УДК 621.43

ББК

А

Рецензент:

А.М. Пойда, професор, д-р техн. наук ХНАДУ

Автори висловлюють подяку інженеру кафедри ДВЗ ХНАДУ Волковій С.П.

Колектив авторів:

Абрамчук Ф.І.,

Кузьменко А.П.,

Нікітченко І.М.,

**Абрамчук Ф.І.**

А      Конструкція і динаміка двигунів внутрішнього згорання: конспект лекцій / Ф.І. Абрамчук, А.П. Кузьменко, І.М. Нікітченко. – Х.: ХНАДУ, 2015. – Ч. 1. – 113 с.

В конспекті лекцій викладені матеріали з кінематики і динаміки кривошипно-шатунного механізму, питання зрівноваження ДВЗ.

© Абрамчук Ф.І., Кузьменко А.П.,  
Нікітченко І.М., 2015  
© ХНАДУ, 2015

## ПЕРЕДМОВА

Відомо, що основні механізми поршневих двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) кривошипно-шатунний механізм (КШМ), кулачкові механізми приводу клапанів та плунжерів паливного насосу високого тиску забезпечують перетворення індикаторної роботи в циліндрах двигуна в механічну роботу, яка передається споживачам валом двигуна, а також проходження процесів газообміну і паливоподачі, необхідних для одержання індикаторної роботи.

Основні механізми двигуна забезпечують проходження робочого процесу в ДВЗ і цим зумовлюють визначний вплив на їх потужність, економічність та надійність.

Знання, які одержують при вивченні динаміки ДВЗ, необхідні для проектування, розрахунків, організації виробництва та експлуатації ДВЗ.

При вивченні динаміки ДВЗ переслідують наступні цілі:

1. Вивчення кінематики та динаміки основних механізмів ДВЗ.
2. Опанування принципами вибору компоновки, співвідношень і параметрів механізмів ДВЗ, які відповідають вимогам робочих процесів, надійності, технологічності та експлуатації ДВЗ.
3. Опанування основними методами розрахунку навантажень в елементах механізмів ДВЗ та методами розрахунку на міцність основних деталей цих механізмів.
4. Усвідомлення суті складних фізичних явищ, які виникають в роботі механізмів ДВЗ, розуміння яких необхідні для правильного їх проектування, доводки, виробництва та експлуатації ДВЗ.

Динамічні явища в механізмах ДВЗ дуже складні. Їх точний розрахунок важкий через складність форми деталей, невизначеності багатьох умов роботи та навантажень. Тому в інженерній практиці широко використовуються розрахунки, які базуються на ідеалізованих та спрощених моделях. Багаторічний досвід показав, що такий підхід придатний для вивчення основних закономірностей роботи механізмів ДВЗ, обґрунтованого вибору їх розмірів та параметрів.

Звичайно динамічні розрахунки ведуть для номінального режиму з постійною кутовою швидкістю колінчастого валу. Реальні ж режими роботи двигунів можуть відрізнятися від них. Так, максимальні сили тиску газів та сил інерції рухомих мас в реальних умовах можуть на 10–20 % перевищувати номінальні їх значення. Цей факт враховують в розрахунках на міцність, вибираючи запаси міцності.

# ТЕМА «КІНЕМАТИКА КРИВОШИПНО-ШАТУННОГО МЕХАНІЗМУ»

## Лекція № 1

- 1.1. Схеми загальних компоновок ДВЗ та їх кривошипно-шатунних механізмів.
- 1.2. З'єднання поршня з кривошипно-шатунним механізмом ДВЗ.
- 1.3. Схеми колінчастих валів ДВЗ.

### 1.1. Схеми загальних компоновок ДВЗ та їх кривошипно-шатунних механізмів

Найбільш широке застосування одержали схеми, в яких перетворення зворотно-поступального руху поршня в обертальний рух колінчастого валу здійснюється кривошипно-шатунним механізмом. На рис. 1.1 приведена схема аксіального КШМ.

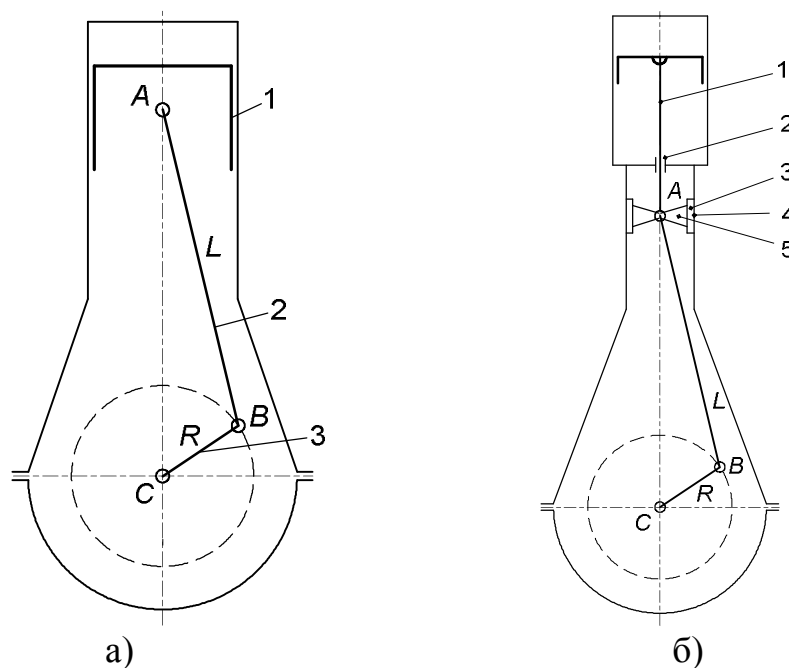


Рисунок 1.1 – Аксіальні кривошипно-шатунні механізми:  
а) тронковий КШМ: 1 – поршень; 2 – шатун; 3 – кривошип;  
б) крейцкопфний КШМ: 1 – шток; 2 – сальник; 3 – повзун;  
4 – направляюча повзуна; 5 – крейцкопф;  
 $R$  – радіус кривошипа;  $L$  – довжина шатуна

Аксіальним КШМ є механізм, у якого лінія руху точки  $A$  проходить через вісь колінчастого валу (точка  $C$ ). В тих випадках, коли висота двигуна не являється визначаючим фактором – в судових та стаціонарних двигунах, між поршнем і шатуном ставлять шток та крейцкопф (рис. 1.1, б).

Якщо лінія руху точки  $A$  зміщена і не проходить через вісь колінчастого валу, то такий механізм називають дезаксіальним (рис. 1.2). Дезаксаж можна одержати зміщенням вісі циліндра (рис. 1.2, а) або зміщенням вісі поршневого пальця (рис. 1.2, б). Зміщення виконують в напрямок обертання для зменшення кута відхилення шатуна  $\beta$  в момент робочого циклу, забезпечуючи рівномірний виробіток гільзи циліндра.

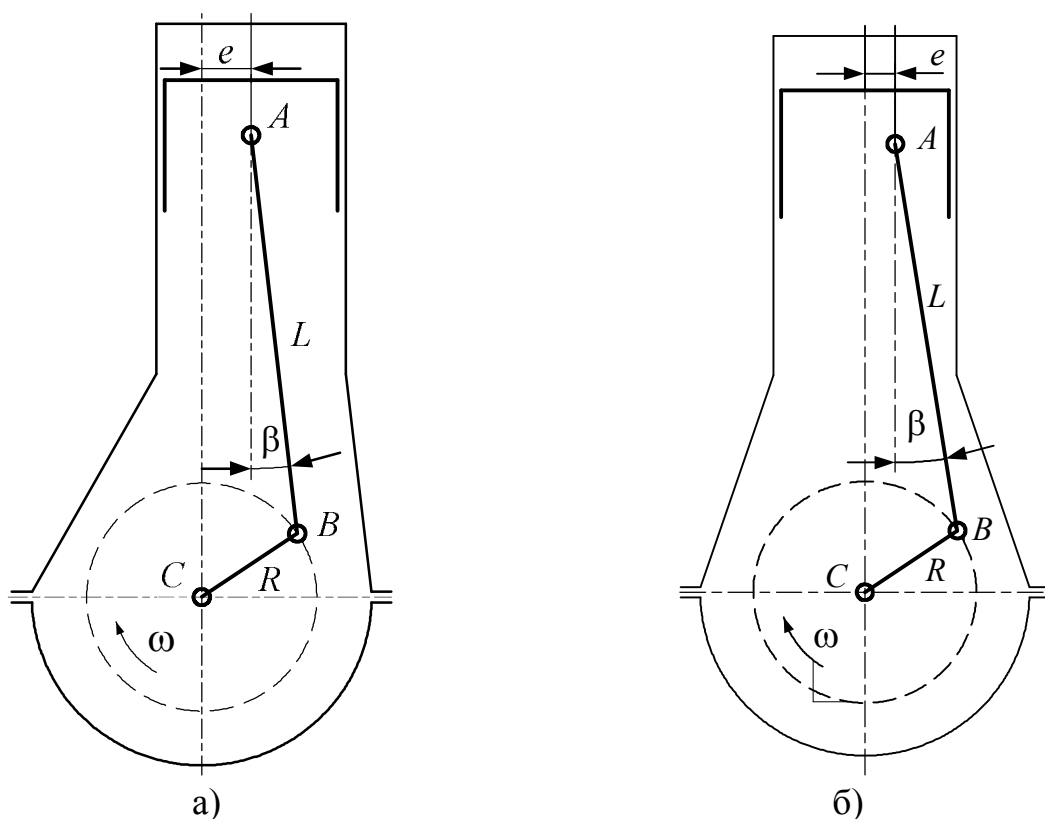


Рисунок 1.2 – Дезаксіальні кривошипно-шатунні механізми:  
 а) зміщення вісі циліндра; б) зміщення вісі поршневого пальця  
 е-дезаксаж

Двигуни, у яких циліндри у відсіках знаходяться під кутом  $\gamma$ , нагадуючи букву  $V$ , називають  $V$ -подібними. Кут розвалу  $\gamma$  зустрічається в межах від  $15^\circ$  до  $180^\circ$ . Двигун, у якого  $\gamma = 180^\circ$  називають опозитним.

В V-подібних двигунах застосовують дві схеми:

- 1) з центральними шатунами (рис. 1.3, а);
- 2) з причіпним шатуном (рис. 1.3, б).

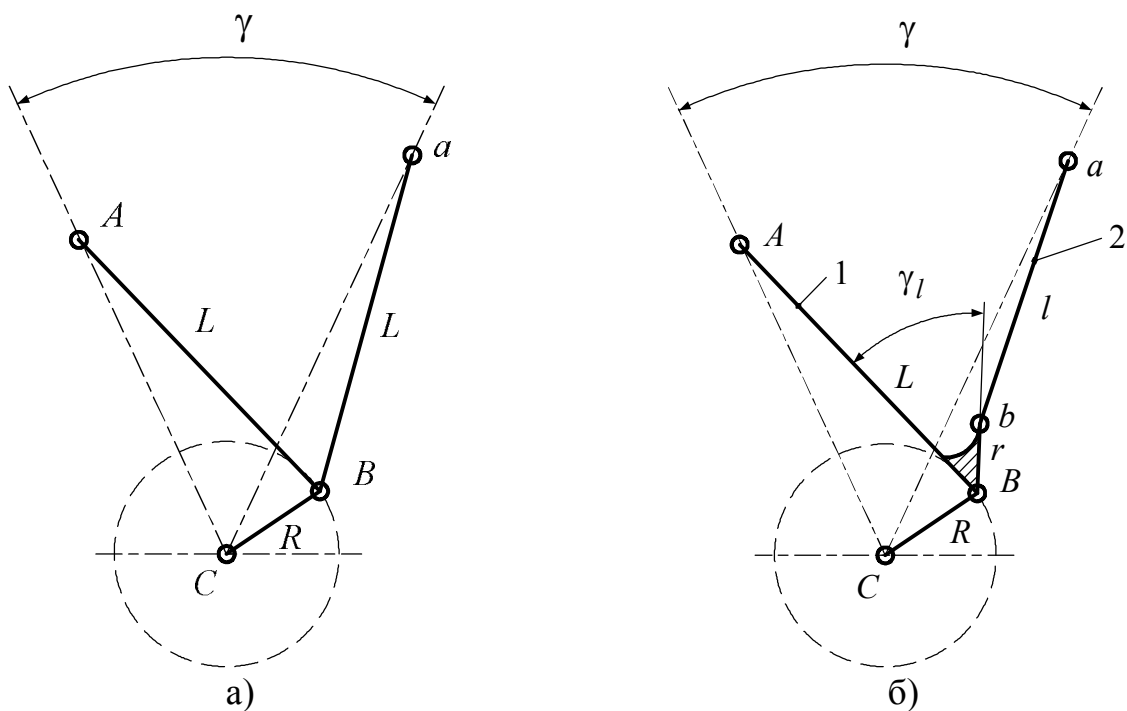


Рисунок 1.3 – Схеми кривошипно-шатунних механізмів V-подібних двигунів: а) з центральними шатунами (розміщені поруч або вільчаті); б) з причіпним шатуном  
 $l$  – довжина причіпного шатуна;  $r$  – радіус провухини;  $\gamma_e$  – кут причеплення; 1 – головний шатун; 2 – причіпний шатун

Схема з центральними шатунами конструктивно виконується дwoяко: при шатунах, розміщених поруч на шатунній шийці колінчастого валу та вільчастим сполученням шатунів.

В першому випадку використовують однакові шатуни, але необхідне зміщення одного ряду циліндрів відносно другого. При поруч розташованих шатунах ширина шатунного підшипника менша, що викликає проблеми в забезпеченні їх надійності.

Вільчасте сполучення шатунів дозволяє збільшити ширину шатунного підшипника і, як наслідок, підвищити його надійність. Через складність конструкції вільчастих шатунів їх використовують рідко і, особливо, в умовах масового виробництва використовують поруч розташовані шатуни.

В КШМ з причіпним шатуном велика ширина шатунного підшипника забезпечує високу його надійність. Причіпний шатун 2

(рис. 1.3, б) з'єднаний з головним шатуном 1 через причіп, жорстко зв'язаний з головним шатуном.

Циліндр з головним шатуном називають головним, а циліндр з причіпним шатуном – боковим. Кінематика та динаміка механізмів головного і бокового циліндрів завжди відмінні.

На рис. 1.4 приведені схеми КШМ відсіків W-подібного та зіркоподібного двигунів. Важливим є те, що як і у V-подібного (багаторядних) двигуна один шатун головний, а решта – причіпні.

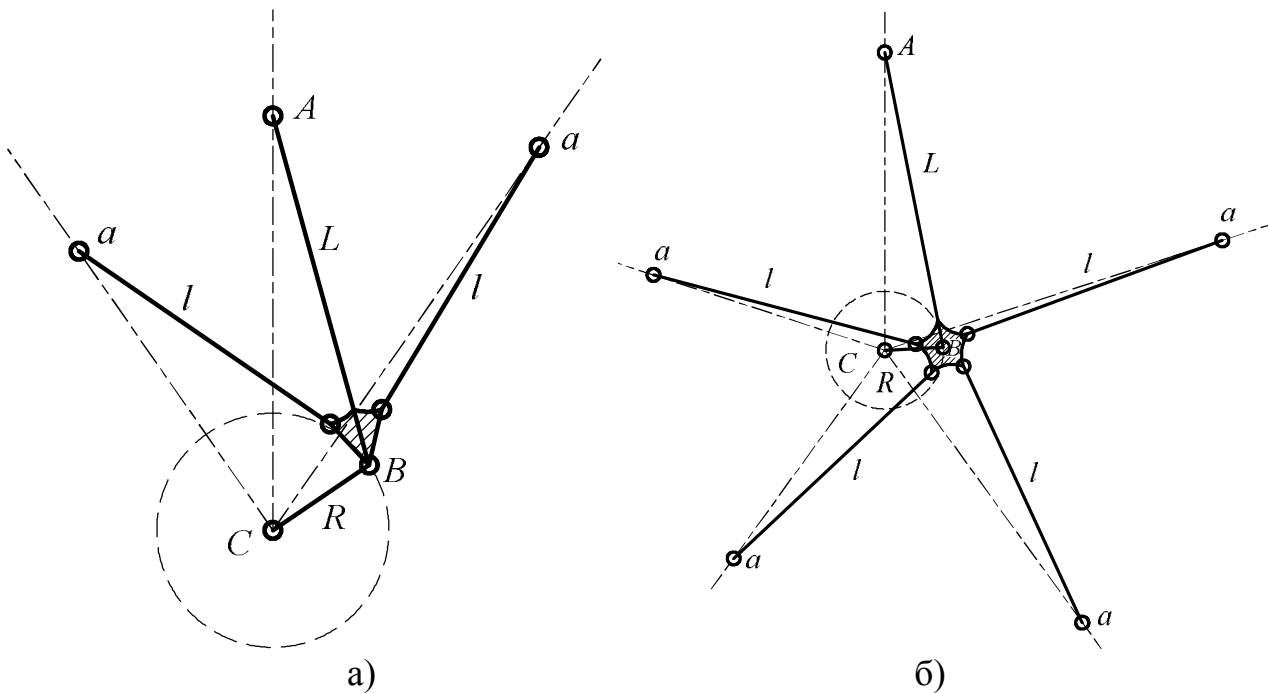


Рисунок 1.4 – Схеми кривошипно-шатунних механізмів багаторядних двигунів: а) W-подібних; б) зіркоподібних

## 1.2. З'єднання поршня з КШМ ДВЗ

В практиці двигунобудування використовуються два способи з'єднання поршня з КШМ:

- безпосереднє з'єднання поршня з шатуном;
- з'єднання за допомогою крейцкопфного механізму.

При безпосередньому з'єднанні поршня з шатуном (рис. 1.5) бокова сила сприймається тронком і тому такі двигуни називають тронковими. Завдяки малим масам цей спосіб використовується для швидкохідних двигунів. Недоліками способу є тертя в зоні високих

температур, а також перекидка поршня при проходженні верхньої мертвої точки (ВМТ). Перекидка поршня викликає стук і різко скорочує моторесурс двигуна.

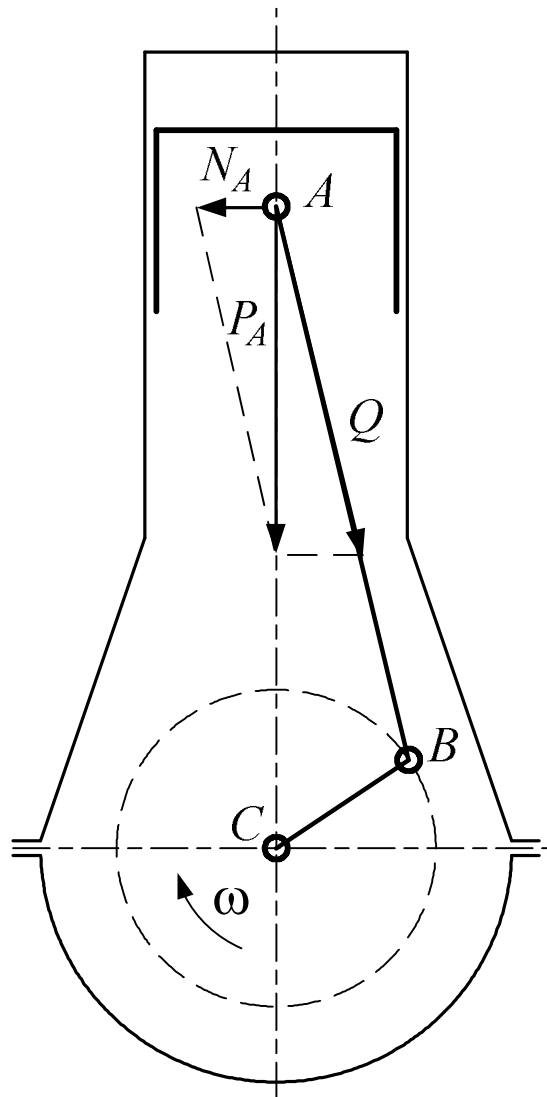


Рисунок 1.5 – Схема двигуна з безпосереднім з'єднанням поршня з шатуном

На рис. 1.6 показана схема з'єднання поршня з шатуном через шток 2 та крейцкопф 5. Бокова сила тут діє на крейцкопф, а не на поршень. Повзун 4 працює в нормальних умовах (не нагрівається від гарячих газів) і поршень 1 не навантажується боковою силою. Для розділення систем змащення встановлений сальник 3. Недоліками крейцкопфних двигунів є те, що вони мають велику кількість деталей і цим самим збільшуються сили інерції. Тому такі конструкції використовують на тихохідних двигунах.



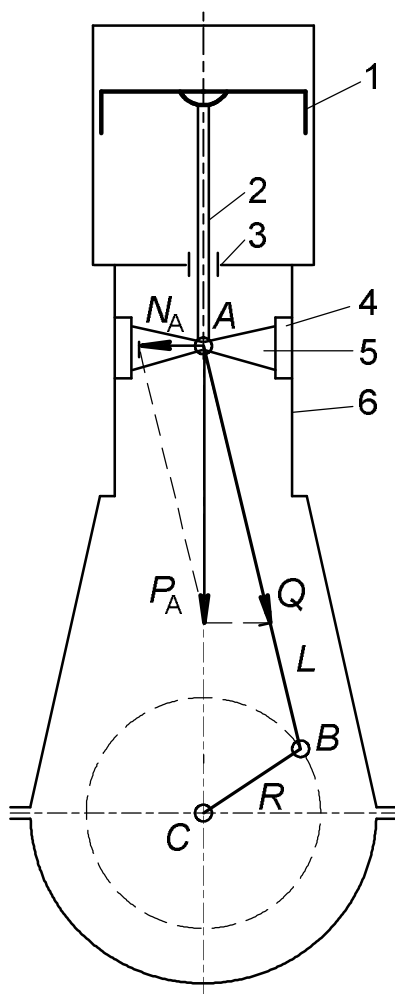


Рисунок 1.6 – Схема крейцкопфного двигуна  
 1 – поршень; 2 – шток; 3 – сальник; 4 – повзун;  
 5 – хрестовина (крейцкопф); 6 – направляюча повзуна

### **1.3. Схеми колінчастих валів ДВЗ**

Як правило, колінчастий вал ДВЗ це одна деталь, яка обертається в корінних підшипниках. Колінчастий вал, у якого між кожними кривошипам є корінні підшипники, називається повноопорними, в противному випадку – неповноопорними. На рис. 1.7 приведені схеми повноопорного (рис. 1.7, а) та неповноопорного (рис. 1.7, б) колінчастих валів.

Розробку схеми починають з нумерації кривошипів, яку ведуть з носка колінчастого валу до маховика. Далі нумерують корінні шийки і підшипники. Номер корінної шийки і підшипника складається з двох цифр, через кому.

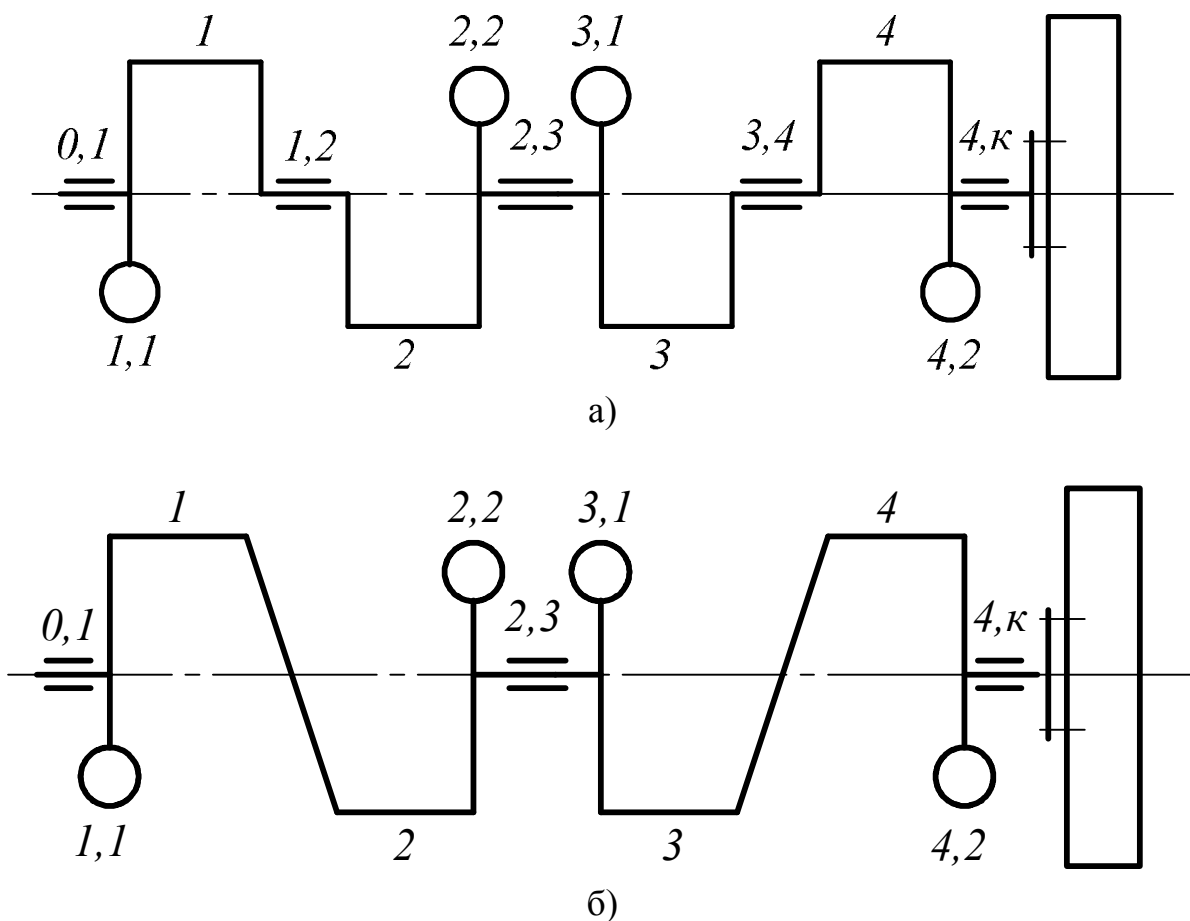


Рисунок 1.7 – Схеми колінчастих валів:  
 а) повноопорний; б) неповноопорний

Перша цифра – це номер переднього, друга – номер наступного за цією корінною шийкою кривошипа. Щоки, як і противаги, нумеруються двома цифрами через кому. перша цифра означає номер кривошипа, друга – «1» або «2». Передній щоці та противазі присвоюють цифру «1», задній щоці та противазі – «2». В практиці двигунобудування, в випадку виносних противаг, зустрічається ще один спосіб їх нумерації римськими цифрами. Нумерацію починають з носка колінчастого валу, виносній противазі на носку присвоюють номер «1» і т.д. На рис. 1.8 приведена схема колінчастого валу двигуна 6ЧН 13/11,5 (СМД-60).

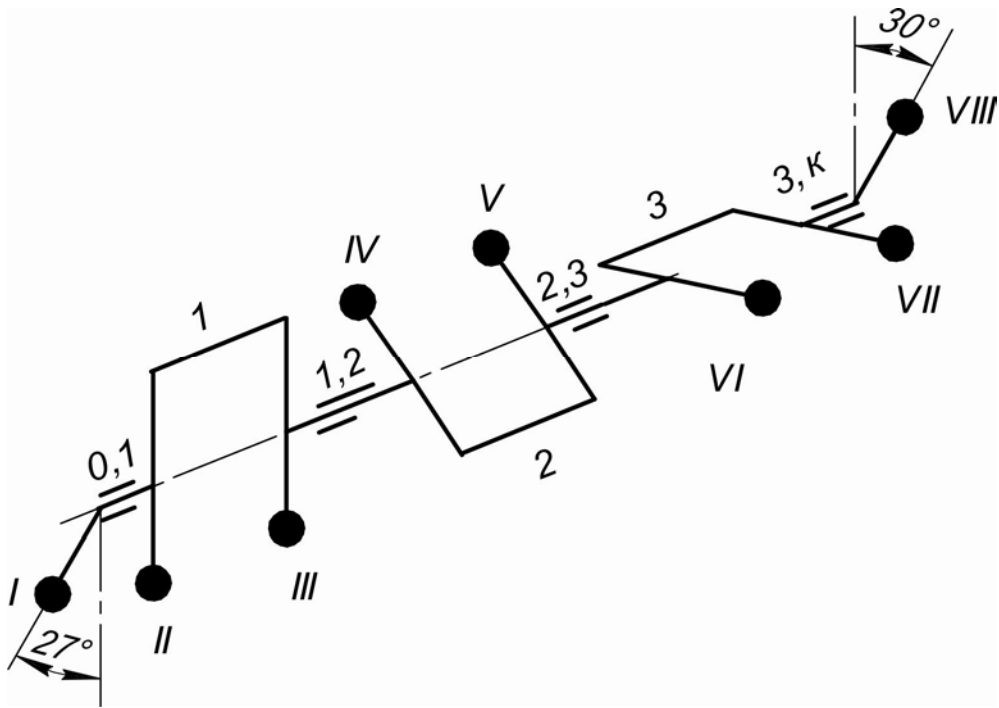


Рисунок 1.8 – Схеми колінчастого валу двигуна 6ЧН 13/11,5 (СМД-60)

### **Контрольні запитання**

1. Дайте визначення аксіального механізму.
2. Наведіть схеми дезаксіальних механізмів.
3. Порівняйте схеми кривошипно-шатунних механізмів V-подібних двигунів.
4. Охарактеризуйте переваги і недоліки безпосереднього з'єднання поршня з шатуном.
5. Наведіть схему повно опорного колінчастого валу і нумерацію його елементів.

## Лекція № 2

2.1. Кінематика аксіального кривошипно-шатунного механізму.

2.2. Наближені формули кінематики аксіального кривошипно-шатунного механізму.

2.3. Аналіз наближених формул кінематики кривошипно-шатунного механізму.

2.4. Вибір параметрів аксіального кривошипно-шатунного механізму.

### 2.1. Кінематика аксіального кривошипно-шатунного механізму

Формули кінематики одержані при наступних припущеннях:

- 1) кутова швидкість колінчастого валу постійна;
- 2) зазори між ланками механізму нескінченно малі;
- 3) ланки механізму не деформуються.

Відношення радіусу кривошипа  $R$  до довжини шатуна  $L$   $\lambda = R/L$  називають параметром геометричної та кінематичної подібності.

Переміщення поршня в ДВЗ прийнято відраховувати від його положення в верхній мертвій точці (ВМТ). З  $\triangle ABC$  (рис. 2.1) видно, що

$$AC = R \cos \varphi + L \cos \beta,$$

де  $\varphi$  – кут повороту кривошипа (колінчастого валу) від положення поршня в ВМТ;

$\beta$  – кут відхилення шатуна.

Переміщення поршня від точки  $O$  дорівнює

$$\begin{aligned} S_{\varphi} &= R + L - (R \cos \varphi + L \cos \beta) = \\ &= R \left[ 1 + \frac{1}{\lambda} - \left( \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right) \right]. \end{aligned} \quad (2.1)$$

Безрозмірна величина

$$\frac{S_{\varphi}}{R} = 1 + \frac{1}{\lambda} - \left( \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right) \quad (2.2)$$

залежить тільки від  $\varphi$ ,  $\lambda$  і не залежить від розмірів механізму, її називають безрозмірним переміщенням поршня.

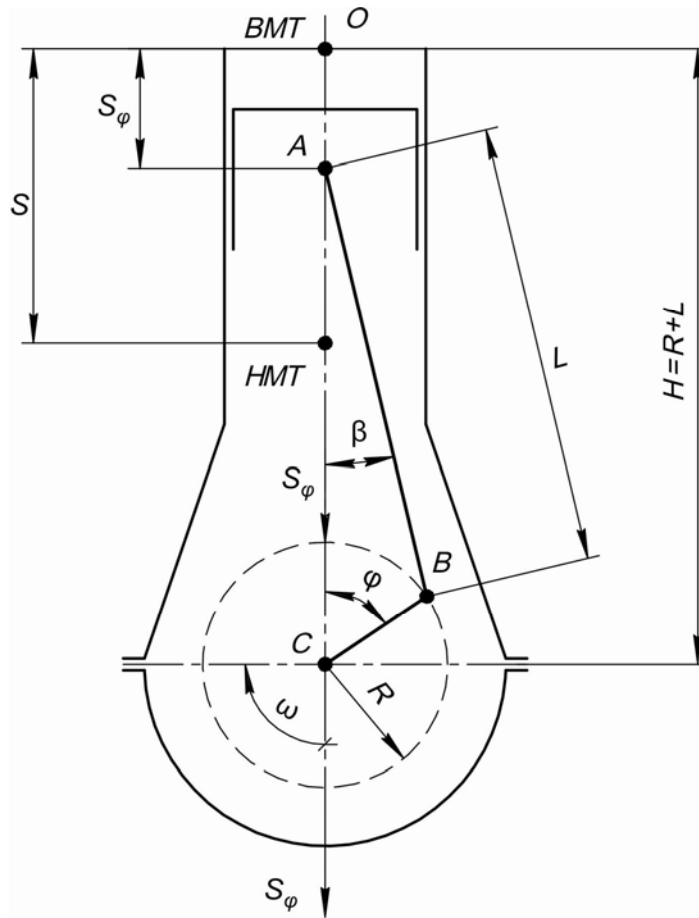


Рисунок 2.1 – Схема аксіального КШМ

Для розрахунку  $S_\varphi$  по формулі (2.1) знайдемо залежність кута  $\beta$  від кута  $\varphi$ . З  $\triangle ABC$  по теоремі синусів

$$\frac{L}{\sin \varphi} = \frac{R}{\sin \beta}, \quad (2.3)$$

де  $\sin \beta = \lambda \sin \varphi$  або  $\beta = \arcsin(\lambda \sin \varphi)$ .

Шляхом диференціювання по часу співвідношення (2.3), одержуємо кутову швидкість качання шатуна відносно точки  $A$ .

$$\cos \beta \frac{d\beta}{d\tau} = \lambda \cos \alpha \frac{d\varphi}{d\tau}, \quad (2.4)$$

або

$$\omega_L = \frac{d\beta}{d\tau} = \omega \lambda \frac{\cos \varphi}{\cos \beta}. \quad (2.5)$$

Крім того, скоротивши в (2.4) на  $d\tau$ , одержуємо

$$\frac{d\beta}{d\varphi} = \lambda \frac{\cos\varphi}{\cos\beta}. \quad (2.6)$$

Швидкість поршня знаходимо шляхом диференціювання по часу  $S_\varphi$

$$\begin{aligned} C &= \frac{dS_\varphi}{d\tau} = \frac{dS_\varphi}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{d\tau} = \omega \frac{dS_\varphi}{d\varphi} = R\omega \left( \sin\varphi + \frac{1}{\lambda} \sin\beta \frac{d\beta}{d\varphi} \right) = \\ &= R\omega \left( \sin\varphi + \frac{1}{\lambda} \sin\beta \cdot \lambda \frac{\cos\varphi}{\cos\beta} \right) = \\ &= R\omega \frac{\sin\varphi \cdot \cos\beta + \cos\varphi \cdot \sin\beta}{\cos\beta} = R\omega \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta}. \end{aligned} \quad (2.7)$$

Безрозмірна функція

$$\frac{C}{R\omega} = \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \quad (2.8)$$

залежить тільки від  $\varphi$ ,  $\lambda$  і не залежить від розмірів механізму, її називають безрозмірною швидкістю поршня.

Прискорення поршня визначаємо шляхом диференціювання по часу швидкості  $c$

$$\begin{aligned} a &= \frac{dc}{d\tau} = \frac{dc}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{d\tau} = \omega \frac{dc}{d\varphi} = R\omega^2 \frac{d}{d\varphi} \left[ \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos\beta} \right] = \\ &= R\omega^2 \frac{\cos(\varphi + \beta) \left( 1 + \frac{d\beta}{d\varphi} \right) \cos\beta - \sin(\varphi + \beta) (-\sin\beta) \frac{d\beta}{d\varphi}}{\cos^2\beta} = \\ &= R\omega^2 \frac{\cos(\varphi + \beta) \cos\beta + \frac{d\beta}{d\varphi} [\cos(\varphi + \beta) \cos\beta + \sin(\varphi + \beta) \sin\beta]}{\cos^2\beta} = \\ &= R\omega^2 \frac{\cos(\varphi + \beta) \cos\beta + \lambda \frac{\cos\varphi}{\cos\beta} \cos\varphi}{\cos^2\beta} = R\omega^2 \left[ \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} + \lambda \frac{\cos^2\varphi}{\cos^2\beta} \right]. \end{aligned} \quad (2.9)$$

Безрозмірний виріз

$$\frac{a}{R\omega^2} = \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos\beta} + \lambda \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \beta} \quad (2.10)$$

називають безрозмірним прискоренням поршня.

Для полегшення використання аналітичних виразів (2.1), (2.7) та (2.9), які визначають кінематичні параметри  $S_\varphi$ ,  $c$  та  $a$ , складені таблиці безрозмірних функцій (2.2), (2.8) та (2.10). Ці таблиці збудовані для різних  $\lambda$  та кутів оберту кривошипа  $\varphi$ .

Кутове прискорення качання шатуна навкруг точки  $A$  знаходимо шляхом диференціювання по часу виразу (2.5)

$$\begin{aligned} \varepsilon_L &= \frac{d\omega_L}{d\tau} = \frac{d\omega_L}{d\varphi} \cdot \frac{d\varphi}{dt} = \omega \frac{d}{d\varphi} \left[ \lambda \omega \frac{\cos \varphi}{\cos \beta} \right] = \\ &= \lambda \omega^2 \frac{-\sin \varphi \cdot \cos \beta - \left( -\sin \beta \frac{d\beta}{d\varphi} \cdot \cos \varphi \right)}{\cos^2 \beta} = \\ &= \lambda \omega^2 \frac{\sin \varphi}{\cos \beta} \left( \lambda^2 \frac{\cos^2 \varphi}{\cos^2 \beta} - 1 \right). \end{aligned} \quad (2.11)$$

## **2.2. Наближені формули кінематики аксіального кривошипно-шатунного механізму**

Аналітичні формули кінематики аксіального КШМ (2.1), (2.7) та (2.9) не зручні із-за їх складності та залежності від двох величин  $\varphi$  і  $\beta$ . Тому на практиці, як було сказано вище використовують таблиці безрозмірних функцій (2.2), (2.8) та (2.10), а також наближені формули кінематики. Для їх одержання за основу взято вираз (2.1) для переміщення поршня  $S_\varphi$

$$S_\varphi = R \cdot \left[ 1 + \frac{1}{\lambda} - \left( \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right) \right].$$

В цей вираз підставимо значення  $\cos\beta$  з урахуванням (2.3)

$$\cos\beta = \sqrt{1 - \sin^2\beta} = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2\varphi} = \left(1 - \lambda^2 \sin^2\varphi\right)^{1/2}.$$

Останній вираз розкладаємо в ряд по формулі бінома Ньютона

$$(a-b)^n = n^n - na^{n-1}b + \frac{n(n-1)}{1 \cdot 2} a^{n-2}b^2 - \frac{n(n-1)(n-2)}{1 \cdot 2 \cdot 3} a^{n-3}b^3 + \dots$$

або

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{2}\lambda^2 \sin^2\varphi + \left(-\frac{1}{8}\lambda^4 \sin^4\varphi\right) - \frac{1}{16}\lambda^6 \sin^6\varphi + \dots$$

Важливо відзначити, що кінематичний параметр  $\lambda$  величина мала, звичайно  $\lambda \leq 1/3,5$ . Для максимально можливої величини  $\lambda_{\max} = 1/3$

$$\cos\beta = 1 - \frac{1}{18}\sin^2\varphi - \frac{1}{648}\sin^4\varphi - \frac{1}{11664}\sin^6\varphi - \dots \quad (2.12)$$

Тому з достатньою для практики точністю можна обмежитися двома першими членами ряду (2.12)

$$\begin{aligned} \cos\beta &\approx 1 - \frac{1}{2}\lambda^2 \sin^2\varphi = \\ &= 1 - \lambda^2 \left(\frac{1 - \cos 2\varphi}{4}\right) = 1 - \frac{\lambda^2}{4} + \frac{\lambda^2}{4}\cos 2\varphi. \end{aligned} \quad (2.13)$$

Тоді переміщення поршня

$$\begin{aligned} S_\varphi &\cong R \left[ 1 + \frac{1}{\lambda} - \cos\varphi - \frac{1}{\lambda} + \frac{\lambda^2}{\lambda \cdot 4} - \frac{\lambda^2}{\lambda \cdot 4} \cos 2\varphi \right] = \\ &= R \left[ 1 + \frac{\lambda}{4} - \left( \cos\varphi + \frac{\lambda}{4} \cos 2\varphi \right) \right]. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Величину швидкості та прискорення знаходимо шляхом диференціювання

$$C \cong R\omega \left( \sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right), \quad (2.15)$$



$$a \cong R\omega^2 (\cos \varphi + \lambda \cos 2\varphi). \quad (2.16)$$

Більш повна формула для прискорення має вигляд

$$a \cong R\omega^2 (\cos \varphi + b_2 \cos 2\varphi + b_4 \cos 4\varphi + b_6 \cos 6\varphi + \dots), \quad (2.17)$$

де  $b_2 \approx \lambda$ ,  $b_4 \approx -\lambda^3/4$ ,  $b_6 = 9\lambda^5/128$  – коефіцієнти ряду.

Вираз (2.17) має теоретичне значення при аналізі зрівноваження двигуна. Величина коефіцієнтів при різних  $\lambda$  приведена в табл. 2.1.

Таблиця 2.1 – Чисельні значення коефіцієнтів  $b_i$  ( $i = 2, 4, 6$ )

$\lambda$	$b_2$	$b_4$	$b_6$
$1/3 = 0,333$	0,337	-0,009	0,00029
$1/4 = 0,25$	0,254	-0,0041	0,000074
$1/5 = 0,2$	0,202	-0,0021	0,000024

Виходячи з табл. 2.1, можна зробити висновок, що неточність визначення прискорення по формулі (2.16) не перевищує 1 % навіть при найбільших значеннях  $\lambda$ . Неточність залежностей для  $C$  та  $S_\varphi$  відповідно в 2 та в 4 рази менша. Така точність цілком прийнятна для практичних розрахунків.

### **2.3. Аналіз наближених формул кінематики аксіального кривошипно-шатунного механізму**

Залежність (2.14) для переміщення поршня можна записати у вигляді двох складових

$$S_\varphi = R(1 - \cos \varphi) + R \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\varphi). \quad (2.18)$$

На рис. 2.2 представлені графічно окремо складові виразу (2.18) та їх сума.

Для КШМ з довгим шатуном ( $\lambda \rightarrow 0$ ) поршень рухається по закону

$$S_\varphi = R(1 - \cos \varphi).$$

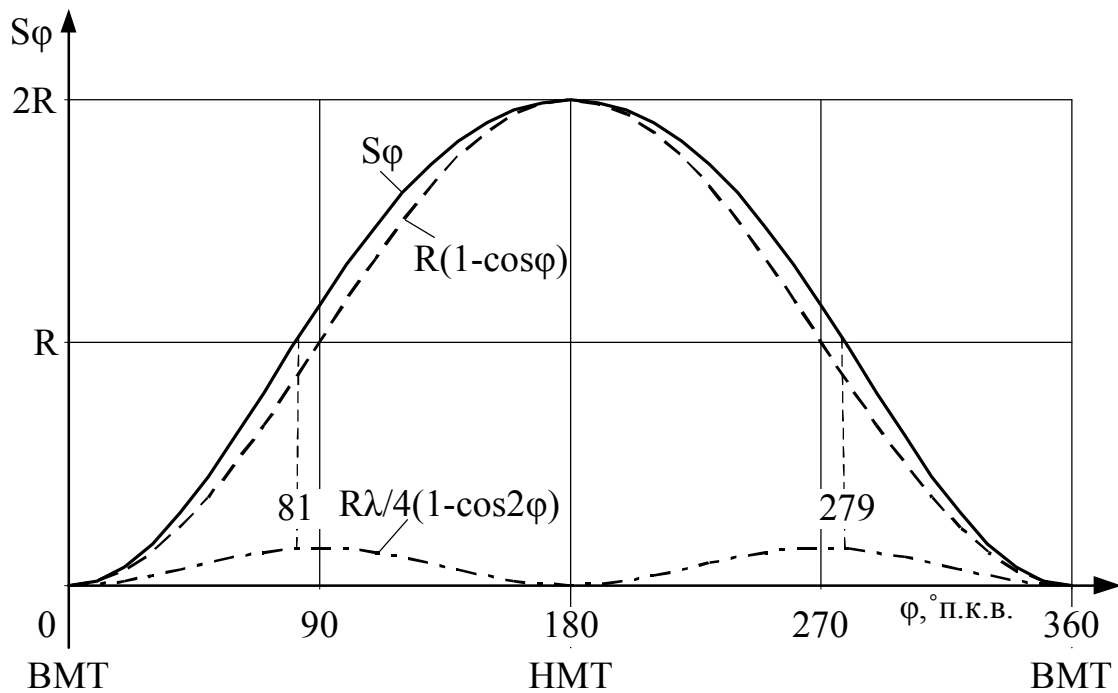


Рисунок 2.2 – Графіки зміни переміщення  $S_\varphi$  та його складових

За  $90^\circ$  оберту кривошипа поршень проходить рівно половину шляху  $S_\varphi = R$ .

Чим більше  $\lambda$ , тим швидше рухається поршень спочатку і повільніше в кінці. При  $\lambda = 1/3$  поршень проходить половину шляху за  $81^\circ$  оберту кривошипа.

Аналізуючи швидкість поршня, вираз (2.15) представимо в вигляді

$$C = R\omega \cdot \sin \varphi + R\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi. \quad (2.19)$$

Вираз (2.19) представляє собою суму двох гармонік: першого ( $R\omega \cdot \sin \varphi$ ) та другого  $R\omega \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi$  порядків. Їх графіки приведені на **рис. 2.3**. Швидкість поршня дорівнює нулю при  $\varphi = 0^\circ$  та  $\varphi = 180^\circ$ , тобто в ВМТ та НМТ.

Для механізмів з довгим шатуном ( $\lambda \rightarrow 0$ ) швидкість поршня змінюється по синусоїдальному закону. Максимальні величини швидкостей дорівнюють  $|R\omega|$  при кутах оберту кривошипа  $\varphi_1 = 90^\circ$  та  $\varphi_2 = 270^\circ$ . В реальних механізмах ( $\lambda \neq 0$ ) максимальні величини  $C$  перевищують значення  $|R\omega|$ . Наприклад, для КШМ з  $\lambda = 1/3,3$  це перевищення сягає 14 %.

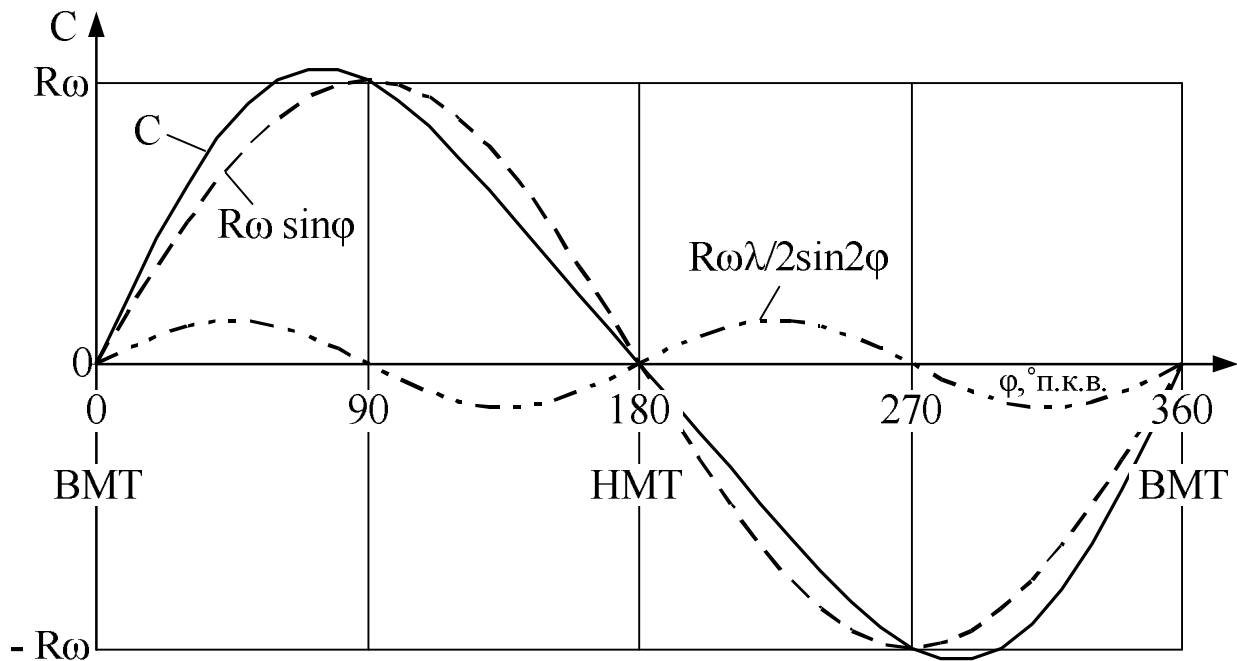


Рисунок 2.3 – Графіки зміни швидкості  $C$  та її складових

Екстремуми функції зміни швидкості поршня знаходяться з умови

$$\frac{dC}{d\varphi} = R\omega(\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi) = 0. \quad (2.20)$$

Оскільки  $R\omega \neq 0$ , то вираз в дужках дорівнює нулю. При заміні  $\cos 2\varphi = 2\cos^2\varphi - 1$  одержимо квадратне рівняння

$$2\lambda \cos^2\varphi + \cos\varphi - \lambda = 0, \quad (2.21)$$

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

Від'ємний корінь рівняння (2.21) необхідно відкинути, тому що він дає значення  $\cos\varphi < -1$ . Для КШМ з  $\lambda = 1/3,3$   $\cos\varphi = 0,28$ , а екстремуми швидкості при  $\varphi_1 \approx 74^\circ$  та  $\varphi_2 \approx 286^\circ$ . Для механізмів з  $\lambda = 1/5$   $\cos\varphi = 0,112$  і екстремуми функції швидкості при  $\varphi_1 = 83^\circ 30'$  та  $\varphi_2 = 276^\circ 30'$ .

Вираз (2.16) для прискорення поршня, також для проведення аналізу, зручно представити в вигляді двох додатків

$$a = R\omega^2 \cos\varphi + R\omega^2 \lambda \cos 2\varphi. \quad (2.22)$$

Графічно гармоніки залежності (2.22) представлені на **рис. 2.4**. Для КШМ з довгим шатуном ( $\lambda \rightarrow 0$ ) максимальні величини прискорення дорівнюють  $|R\omega^2|$ . Якщо  $\lambda \neq 0$ , то найбільші прискорення  $a_{\max} > R\omega^2$ , при куті оберту  $\varphi = 0$ .

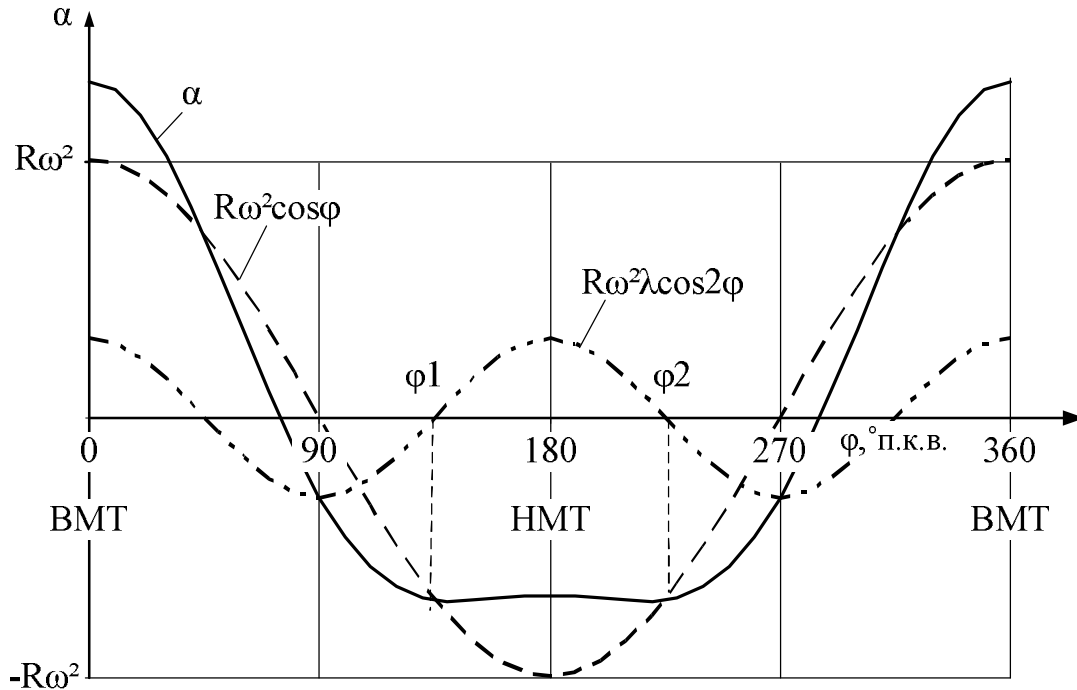


Рисунок 2.4 – Графіки зміни прискорення  $a$  та його складових

Екстремуми функції прискорення знаходяться з умови

$$\frac{da}{d\varphi} = R\omega^2 (-\sin\varphi - 2\lambda \sin 2\varphi) = 0. \quad (2.23)$$

В виразі (2.23)  $R\omega^2 \neq 0$ , тому  $\sin\varphi + 2\lambda \sin 2\varphi = 0$ .

Після підстановки

$$\sin 2\varphi = 2\sin\varphi \cdot \cos\varphi$$

одержимо

$$\sin\varphi + 4\lambda \sin\varphi \cdot \cos\varphi = 0$$

або

$$\sin\varphi(1 + 4\lambda \cdot \cos\varphi) = 0. \quad (2.24)$$

Рівняння (2.24) дає дві умови:

- 1)  $\sin\varphi = 0$  ;
- 2)  $1 + 4\lambda \cos\varphi = 0$ .

З першої умови виходить, що  $\varphi = 0^\circ, 180^\circ, 360^\circ$ . Два з цих корнів при  $\varphi = 0^\circ$  та  $\varphi = 360^\circ$  дають позитивний максимум

$$a = R\omega^2(1 + \lambda),$$

Третій при  $\varphi = 180^\circ$  від'ємний максимум

$$a = -R\omega^2(1 - \lambda).$$

З другої умови слідує, що

$$\cos \omega = -\frac{1}{4\lambda}. \quad (2.25)$$

Рівність (2.25) має зміст лише при  $\lambda > 1/4$ , а протилежному випадку  $\cos \varphi < -1$ . Це означає, що при  $\lambda > 1/4$  мають місце ще два екстремуми, які представляють собою два мінімуму, розташованих симетрично відносно НМТ

$$\varphi_1 = \arccos\left(-\frac{1}{4\lambda}\right) - \text{в другому квадранті,}$$

$$\varphi_2 = 360 - \alpha_1 - \text{в третьому квадранті.}$$

#### **2.4. Вибір параметрів аксіального кривошипно-шатунного механізму**

На практиці двигуни виконуються з кінематичним параметром  $\lambda = R/L$  в межах  $1/3,3 \div 1/5,4$ . Більшість двигунів мають  $\lambda$  в межах  $1/3,5 \div 1/4,5$ , причому більш короткі шатуни ( $\lambda /3,5$ ) застосовуються на швидкохідних двигунах, а довгі шатуни ( $\lambda = 1/4,5$ ) – на тихохідних.

В процесі проектування двигуна довжина шатуна вибирається з наступних міркувань. Застосування довгих шатунів збільшує масу двигуна, сили інерції та його висоту. При цьому зменшується кут відхилення шатуна  $\beta$ , зменшуючи бокову силу тиску поршня на стінки циліндра. В такому випадку спрощується доводка поршневої групи двигуна. Короткі шатуни дозволяють зменшити масу двигуна, сили інерції та габарити двигуна по висоті. Збільшення бокової сили тиску

поршня на стінку циліндра значно перешкоджає доводку поршневої групи.

### ***Контрольні запитання***

1. Які припущення прийняті при одержанні формул кінематики аксіального кривошипно-шатунного механізму?
2. Які недоліки мають точні формули кінематики аксіального кривошипно-шатунного механізму?
3. Де застосовуються наближені формули кінематики аксіального кривошипно-шатунного механізму?
4. Як впливає кінематичний параметр  $\lambda$  на переміщення  $S_\phi$ , швидкість  $C$  та прискорення  $a$  ?

# ТЕМА «СИЛИ ТА МОМЕНТИ В КРИВОШИПНО-ШАТУННИХ МЕХАНІЗМАХ ПОРШНЕВИХ ДВЗ»

## Лекція № 3

- 3.1. Сили, що діють в КШМ поршневих ДВЗ.
- 3.2. Сили від тиску газів.
- 3.3. Сили інерції рухомих мас КШМ.
- 3.4. Рознесення маси шатуна

### **3.1. Сили, що діють в КШМ поршневих ДВЗ**

В КШМ поршневих двигунів діє два типа сил: сили від тиску газів та сили інерції рухомих мас КШМ (силами тертя та тяжіння, з-за їх малості, зневажають).

Сили від тиску газів визначають на основі індикаторної діаграми двигуна. Остання одержується з розрахунку робочого процесу двигуна. По цій причині динамічний розрахунок двигуна виконують після розрахунку робочого процесу.

Сили інерції рухомих мас КШМ по характеру руху окремих елементів можна розробити на три групи:

- 1) сили інерції поступально рухомих мас (поршень, кільця, палець та ін.);
- 2) сили інерції обертальних мас (кривошип);
- 3) сили інерції мас, які здійснюють складний плоский рух (шатун).

### **3.2. Сили від тиску газів**

На поршень двигуна простої дії (рис. 1.1, а) зверху діє сила

$$P_{\text{в}} = p_{\text{Г}} \cdot F_{\text{П}}, \quad (3.1)$$

де  $p_{\text{Г}}$  – тиск газів з індикаторної діаграми;

$$F_{\Pi} = \frac{\pi D^2}{4} - \text{площа поршня.}$$

Знизу на поршень діє сила тиску картерних газів. Тиск картерних газів незначно відрізняється від атмосферного, тому для практичних розрахунків приймають  $p_{к.г.} \approx p_0$ , тому

$$P_{\text{Н}} = p_0 F_{\Pi}. \quad (3.2)$$

Результуюча сила газів

$$P_{\Gamma} = P_{\text{В}} - P_{\text{Н}} = (p_{\Gamma} - p_0) F_{\Pi}. \quad (3.3)$$

На поршень двигуна подвійної дії (рис.1.1, б) зверху діє сила

$$P_{\text{В}} = p_{\Gamma\text{В}} \cdot F_{\Pi},$$

Знизу

$$P_{\text{Н}} = p_{\Gamma\text{Н}} \cdot (F_{\Gamma} - F_{\text{шт}}),$$

де  $F_{\text{шт}} = \frac{\pi d_{\text{шт}}^2}{4}$  – площа поперечного перетину штока.

Загальна сила газів, діюча на поршень подвійної дії рівна

$$P_{\Gamma} = P_{\text{В}} - P_{\text{Н}} = p_{\Gamma\text{В}} F_{\Pi} - p_{\Gamma\text{Н}} \cdot (F_{\Pi} - F_{\text{шт}}), \quad (3.4)$$

Сила  $P_{\Gamma}$  направлена по осі циліндра, точкою її прикладення рахують вісь поршневого пальця або точку А. Сила тиску газів  $P_{\Gamma}$  вважається позитивною, коли вона направлена в бік колінчастого вала.

### **3.3. Сили інерції рухомих мас КШМ**

Поняття сил інерції введено в механіку після появи принципу д'Аламбера. По другому закону Ньютона для вільного матеріального точкового тіла масою  $m$

$$m \cdot a = F_1 + F_2 + F_3 + F_4 + \dots, \quad (3.5)$$

де  $a$  – прискорення, яке направлено в бік дії рівнодіючої сили  $P_{\text{д}}$ ;



$F_1, F_2, F_3, F_4$  – проекції сил на вибрану систему координат, діючих на тіло.

По третьому закону Ньютона з боку маси  $m$  на тіло діє сила протидії  $P_{\Pi}$

$$\overrightarrow{P_{\Pi}} = -\overrightarrow{P_{\text{Д}}}. \quad (3.6)$$

Д'Аламбер запропонував умовно рахувати, що сила протидії приложена до маси  $m$ , і рівна

$$P_{\Pi} = -ma$$

і назвати її силою інерції  $P_i$ . При цьому сума сил  $P_{\text{Д}}$  та  $P_i$  дорівнює нулю. Це означає, що для розв'язання задач динаміки можна застосувати просте рівняння статички.

### 3.4 Рознесення маси шатуна

Найбільш складним є визначення сил інерції шатуна. Він з'єднаний з поршнем (точка А), який рухається поступально та з кривошипом (точка В), який рухається по колу. Шатун має складну форму і його маса нерівномірно розподілена по довжині.

Для визначення сил інерції шатуна зручно його масу замінити окремими точковими масами, зосередженими в певних точках. Така заміна маси шатуна зосередженими в певних точках масами називається рознесенням маси шатуна. Для того, щоб така заміна була динамічно рівноцінною необхідно виконати слідуєчи три умови (рис. 3.1):

1) Сума заміняючі мас повинна бути рівною масі шатуна  $m_L$

$$m'_{A_L} + m'_{B_L} + m_s = m_L; \quad (3.7)$$

2) Центр маси заміняючі мас повинен збігатися з точкою  $S$  – центром маси шатуна

$$m'_{A_L} \cdot L_A = m'_{B_L} \cdot L_B; \quad (3.8)$$

3) Масовий момент інерції заміняючі мас повинен бути рівним масовому моменту інерції шатуна  $\theta_S$

$$m'_{A_L} L_A^2 + m'_{B_L} \cdot L_B^2 = \theta_s. \quad (3.9)$$

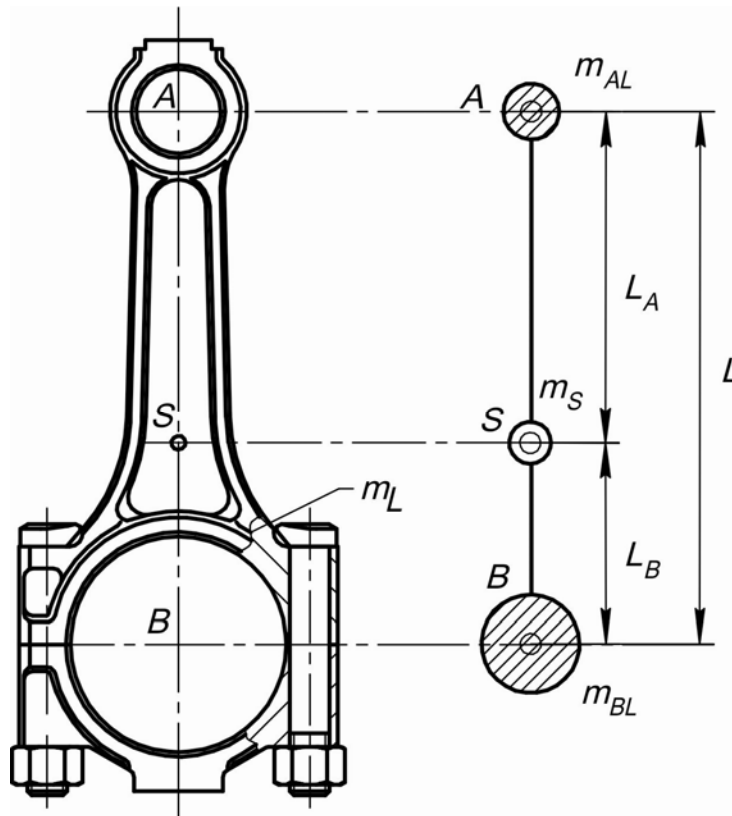


Рисунок 3.1 – Рознесення маси шатуна

Визначені три умови можуть бути задовільнені при заміні маси шатуна не менше ніж трьома точковими масами, зосередженими в точках  $A$ ,  $B$  та  $S$ .

З рівняння (3.8) дістанемо

$$m'_{AL} = m'_{BL} \cdot \frac{L_B}{L_A}, \quad m'_{BL} = m'_{AL} \cdot \frac{L_A}{L_B}. \quad (3.10)$$

Підставляючи по черзі вираз (3.10) в рівняння (3.9) одержимо

$$m'_{BL} = \frac{\theta_S}{L_B \cdot L}, \quad m'_{AL} = \frac{\theta_S}{L_A \cdot L}. \quad (3.11)$$

Після підстановки виразу (3.11) в рівняння (3.7), маса в точці  $S$  дорівнює

$$m_S = m_L - \frac{\theta_S}{L_A L} - \frac{\theta_S}{L_B L} = m_L - \frac{\theta_S}{L_A L_B}. \quad (3.12)$$

Залежності (3.11) та (3.12) дають точне рознесення маси шатуна в три точки. Проте конфігурація шатуна така, що найбільша частина

його маси зосереджена в головках, отже маса  $m_S$  виходить значно менше мас  $m'_{A_L}$  та  $m'_{B_L}$ . Тому на практиці користуються наближеним рознесенням мас шатуна в дві точки А та В з дотриманням тільки перших двох умов. Це значно спрощує розрахунок сил інерції. При цьому масу шатуна замінюють лише двома масами  $m'_{A_L}$  та  $m'_{B_L}$ . Тоді умови рознесення запишуться:

$$1) \quad m_{A_L} + m_{B_L} = m_L \quad ; \quad (3.13)$$

$$2) \quad m_{A_L} \cdot L_A = m_{B_L} \cdot L_B. \quad (3.14)$$

Вирішуючи рівняння (4.13) та (4.14), одержимо

$$m_{A_L} = m_L \cdot \frac{L_B}{L} \quad , \quad (3.15)$$

$$m_{B_L} = m_L \cdot \left(1 - \frac{L_B}{L}\right). \quad (3.16)$$

Для рознесення маси шатуна необхідно знайти його масу  $m_L$  та місце розташування його центра маси, або величину  $L_B/L$ . При наявності шатуна ці величини визначають зважуванням, при проектуванні двигуна їх визначають по кресленню.

В першому наближенні можна використати статистичні дані:

- 1) швидкохідні двигуни з примусовим запаленням  $L_B/L = 0,18-0,25$ ;
- 2) швидкохідні дизелі  $L_B/L = 0,25-0,35$ ;
- 3) тепловозні, судові та стаціонарні дизелі  $L_B/L = 0,3-0,45$ .

### **Контрольні запитання**

1. Які сили діють в КШМ поршневих ДВЗ ?
2. З яких причин в динамічному розрахунку КШМ поршневого ДВЗ не враховують сили тертя та сили тяжіння ?
3. З якою метою проводиться рознесення маси шатуна ?
4. Чим відрізняється наближене та точне рознесення маси шатуна ?

## Лекція № 4

4.1. Зосереджені маси в кривошипно-шатунних механізмах поршневих ДВЗ. Сили інерції.

4.2. Сили і моменти у відсіку однорядного поршневого двигуна.

### 4.1. Зосереджені маси в кривошипно-шатунних механізмах поршневих ДВЗ

Наближене рознесення маси шатуна дозволяє у відсіку однорядного двигуна одержати дві зосереджені маси в точках А та В (рис. 4.1)

$$m_A = m_{\Pi} + m_{A_L}, \quad (4.1)$$

де  $m_{\Pi}$  – маса комплекту поршня (поршень, кільця, палець, шток, крейцкопф та ін.);

$m_{A_L}$  – маса частини шатуна, яка рознесена в точку А (вираз 3.15),

$$m_B = m_{B_K} + m_{B_L}, \quad (4.2)$$

де  $m_{B_K}$  – маса кривошипа, яка приведена в точку В;

$m_{B_L}$  – маса частини шатуна, яка рознесена в точку В (вираз 3.16).

Масу кривошипа, яку приведено в точку В визначають з умови, що сила інерції кривошипа  $P_{i_k}$  складається з сили інерції шатунної шийки  $P_{i_{ш}}$ , сил інерції передньої щоки  $P_{i_{щ1}}$  та задньої щоки  $P_{i_{щ2}}$  (рис. 4.2)

$$\begin{aligned} P_{i_k} = P_{i_{ш}} + P_{i_{щ1}} + P_{i_{щ2}} = -(m_{ш} - m_{отв}) \cdot R\omega^2 - \\ - m_{щ1} \cdot x_1 \cdot \omega^2 - m_{щ2} \cdot x_2 \cdot \omega^2 = -m_{B_K} \cdot R\omega^2. \end{aligned}$$

Звідки

$$m_{B_K} = m_{ш} - m_{отв} + m_{щ1} \cdot \frac{x_1}{R} + m_{щ2} \cdot \frac{x_2}{R}. \quad (4.3)$$

В розрахунках  $m_{B_K}$  по формулі (4.3) зручно маси  $m_{щ1}$  та  $m_{щ2}$ , а також відстані  $x_1$  та  $x_2$  до їх центрів маси знаходити без урахування

отворів в корінних та шатунних шийках. Отвори в корінних шийках взагалі не впливають на сили інерції шік. Отвір в шатунній шийці розташований на відстані  $R$  від осі обертання, тому його зручніше віднести цілком до маси шатунної шийки.

Необхідно відзначити, що маси противаг не враховані. Це зв'язано з тим, що сили інерції противаг зручніше врахувати окремо при розрахунках навантажень на корінні підшипники.

Як видно з рис. 4.1 у відсіку однорядного двигуна виникають дві сили інерції

$$P_{iA} = -m_A a, \quad (4.4)$$

$$P_{iB} = -m_B R \omega^2. \quad (4.5)$$

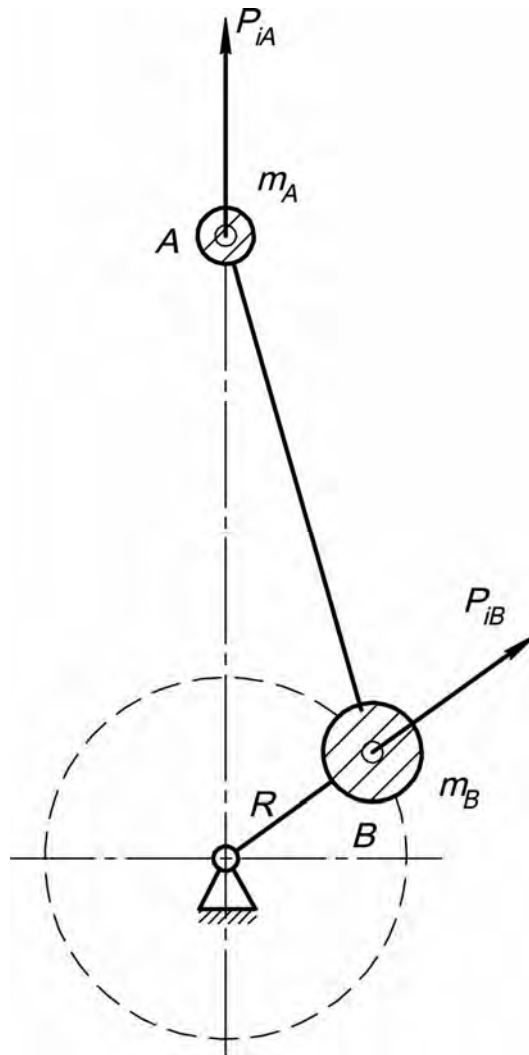


Рисунок 4.1 – Зосереджені маси в КШМ рядного поршневого ДВЗ

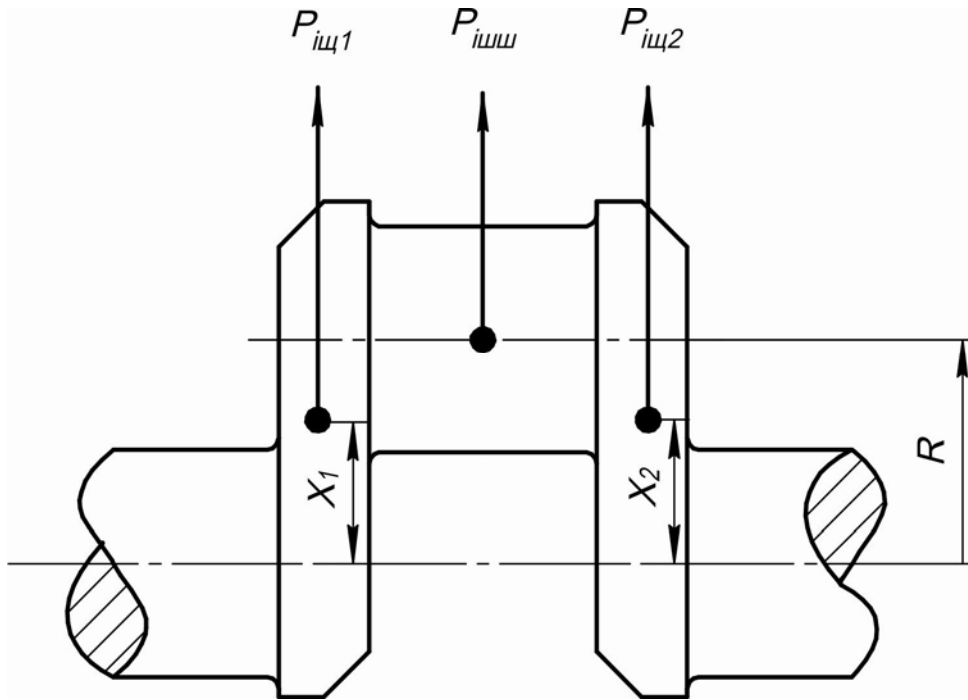


Рисунок 4.2 – Складові сили інерції кривошипа

Сила інерції прямолінійно рухомих мас  $P_{iA}$  діє по осі циліндра, змінюється і по величині і по напрямленню. Сила інерції обертальних мас  $P_{iB}$  постійна по величині і обертається разом з кривошипом.

#### 4.2. Сили і моменти у відсіку однорядного поршневого двигуна

Равнодіюча сил газів та інерції, яка прикладена в точці А, дорівнює (рис. 4.3)

$$P_A = P_{\Gamma} + P_{iA}. \quad (4.6)$$

Силу  $P_A$  розкладають на складові: силу  $N_A$ , яка діє нормально до осі циліндра та силу  $Q_A$ , що діє вздовж осі шатуна. З рис. 4.3 видно, що

$$N_A = P_A \cdot \operatorname{tg} \beta, \quad (4.7)$$

$$Q_A = \frac{P_A}{\cos \beta}. \quad (4.8)$$

Якщо силу  $Q_A$  перенести з точки А в точку В, то її можна розкласти на дві складові:

1) тангенціальну складову  $T_A$ , діючу перпендикулярно кривошипу

$$T_A = Q_A \sin(\varphi + \beta) = P_A \cdot \frac{\sin(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (4.9)$$

Позитивний напрямок сили співпадає з напрямком обертання;

2) радіальну складову  $Z_A$ , яка діє вздовж кривошипа

$$Z_A = Q_A \cdot \cos(\varphi + \beta) = P_A \frac{\cos(\varphi + \beta)}{\cos \beta}. \quad (4.10)$$

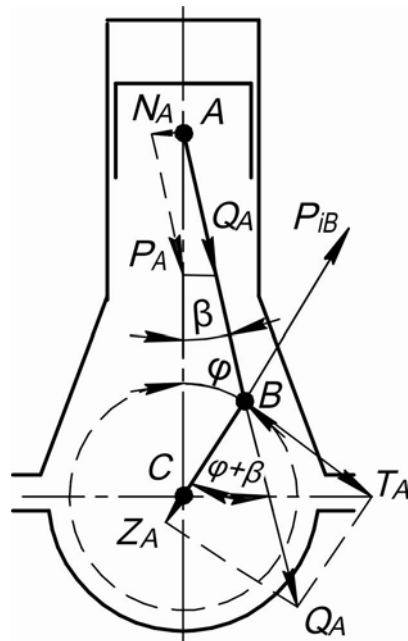


Рисунок 4.3 – Розподіл сил в КШМ однорядного двигуна

За позитивний напрямок сили прийнято такий, який стискає кривошип.

Тангенціальна сила  $T_A$  на плечі  $R$  створює крутний момент

$$M_{кр} = T_A \cdot R. \quad (4.11)$$

Як видно з рис. 4.3 загальна сила, яка діє вздовж кривошипа

$$Z = Z_A + P_{iB}. \quad (4.12)$$

Якщо в точці  $C$  прикласти дві однакові по величині сили –  $Q_A$  та  $Q'_A$ , то пара сил  $Q_A$  та  $-Q_A$  створюють крутний момент, а сила  $Q'_A$  розкладається на складові –  $N_A$  та  $P_A$ . Сила  $P_A$  передається на остов двигуна через корінні підшипники. Сила  $P_A$  складається з сил  $P_\Gamma$  та  $P_{iA}$ , перша з них зрівноважується силою  $-P_\Gamma$ , яка діє на головку (кришку) циліндра. Незрівноважена сила  $P_{iA}$  передається на опори двигуна і діє на двигун як зовнішня сила, створюючи вертикальні вібрації.

Сила інерції обертальних мас  $P_{iB}$  постійна за величиною і діє уздовж кривошипа, являється незрівноваженою силою і тому викликає вертикальні та горизонтальні вібрації двигуна.

В положеннях кривошипа  $\varphi = 0$  (ВМТ) та  $\varphi = 180^\circ$  (НМТ) сили  $P_{iA}$  та  $P_{iB}$  збігаються по напрямку і тому складаються, викликаючи разом вертикальні вібрації двигуна.

Пара сил  $N_A$  та  $-N_A$  викликає перекидаючий (реактивний) момент, прикладений до корпусу двигуна. Він дорівнює

$$\begin{aligned}
 M_{\text{реакт.}} &= -N_A (R \cos \varphi + L \cos \beta) = \\
 &= -N_A R \left( \cos \varphi + \frac{1}{\lambda} \cos \beta \right) = -N_A R \left( \cos \varphi + \frac{\sin \varphi}{\sin \beta} \cos \beta \right) = \\
 &= -\frac{N_A}{\sin \beta} R (\cos \varphi \cdot \sin \beta + \sin \varphi \cdot \cos \beta) = \\
 &= Q \cdot R \cdot \sin(\varphi + \beta) = -T_A \cdot R = -M_{\text{кр.}}
 \end{aligned} \tag{4.13}$$

З рівняння (4.13) слідує, що реактивний момент завжди дорівнює крутному і протилежно направлений. Він викликає вібрації двигуна і не зрівноважується в двигунах звичайної конструкції.

### **Контрольні питання**

1. Яка кількість зосереджених мас в КШМ поршневого однорядного двигуна ?
2. Визначте складові сили інерції кривошипа?
3. Які сили інерції виникають в КШМ поршневого однорядного двигуна ?
4. Яка сила на плечі  $R$  створює крутний момент  $M_{\text{кр.}}$  ?
5. Чому дорівнює реактивний момент ?



## Лекція № 5

5.1. Навантаження на шатунні шийки колінчастого вала . Годографи цих навантажень.

5.2. Навантаження на шатунні підшипники. Годографи цих навантажень.

### **5.1. Навантаження на шатунні шийки колінчастого вала. Годографи цих навантажень**

Розрахунок навантажень на шийки і підшипники колінчастого вала проводять для оцінки їх надійності. Розрахунок повинен бути виконаний так, щоб по його даним можна було побудувати годографи навантажень на шийки та підшипники.

Призначення годографів:

1) Виявляють величини і напрямки розрахункових навантажень для розрахунку міцності, жорсткості головок шатунів, картера, корінних підшипників колінчастого вала.

2) Виявляють найменш навантажені зони на робочих поверхнях шийок та підшипників з метою вибору місць для масляних каналів.

3) Оцінка працездатності динамічно навантажених підшипників колінчастого вала на основі гідродинамічної теорії змащення.

4) Контроль правильності виконання розрахунків сил, які діють в КШМ, на основі аналізу годографів.

Для розрахунку навантажень на шатунну шийку  $\vec{K}_{III}$  та побудови їх годографа використовується система координат  $Z_{III} - T_{III}$  (рис. 5.1), яка обертається з кривошипом:

1) вісь  $Z_{III}$  направлена з точки  $B$  в бік точки  $C$ ;

2) вісь  $T_{III}$  направлена з точки  $B$  перпендикулярно осі  $Z_{III}$  в бік обертання колінчастого вала.

По осі  $Z_{III}$  відкладають радіальну силу  $Z_{III}$ , яка навантажує шатунну шийку

$$Z_{III} = Z_A + P_{iBL},$$

де  $P_{iBL} = -m_{BL} \cdot R\omega^2$ ;

$m_{BL}$  – маса частини шатуна, яка рознесена в точку  $B$ .

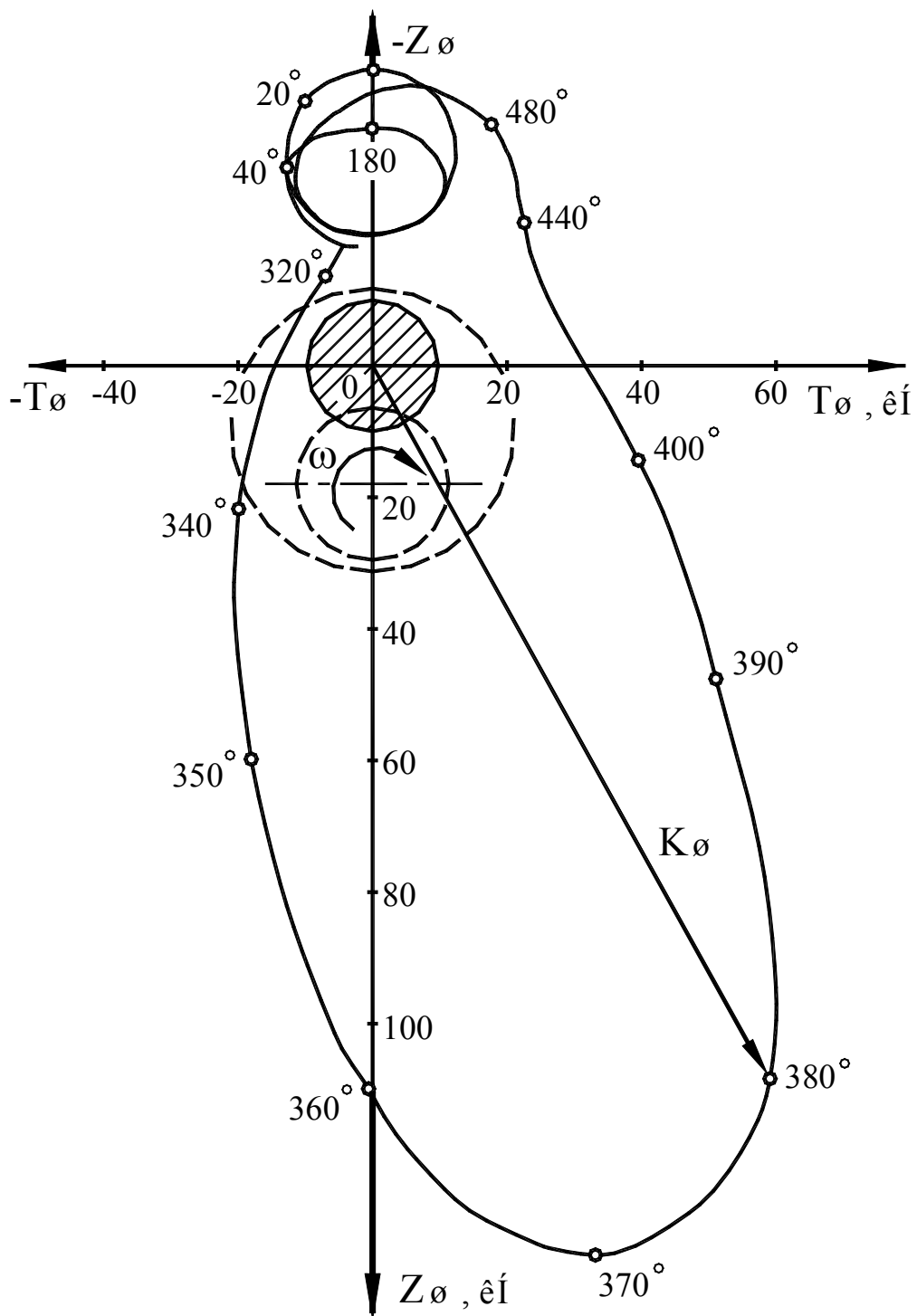


Рисунок 5.1 – Годограф навантажень на шатунну шийку чотиритактного дизеля

По осі  $T_{ш}$  відкладають силу  $T_A$ . На рис. 5.1 приведений приклад годографа навантажень на шатунну шийку чотиритактного двигуна.

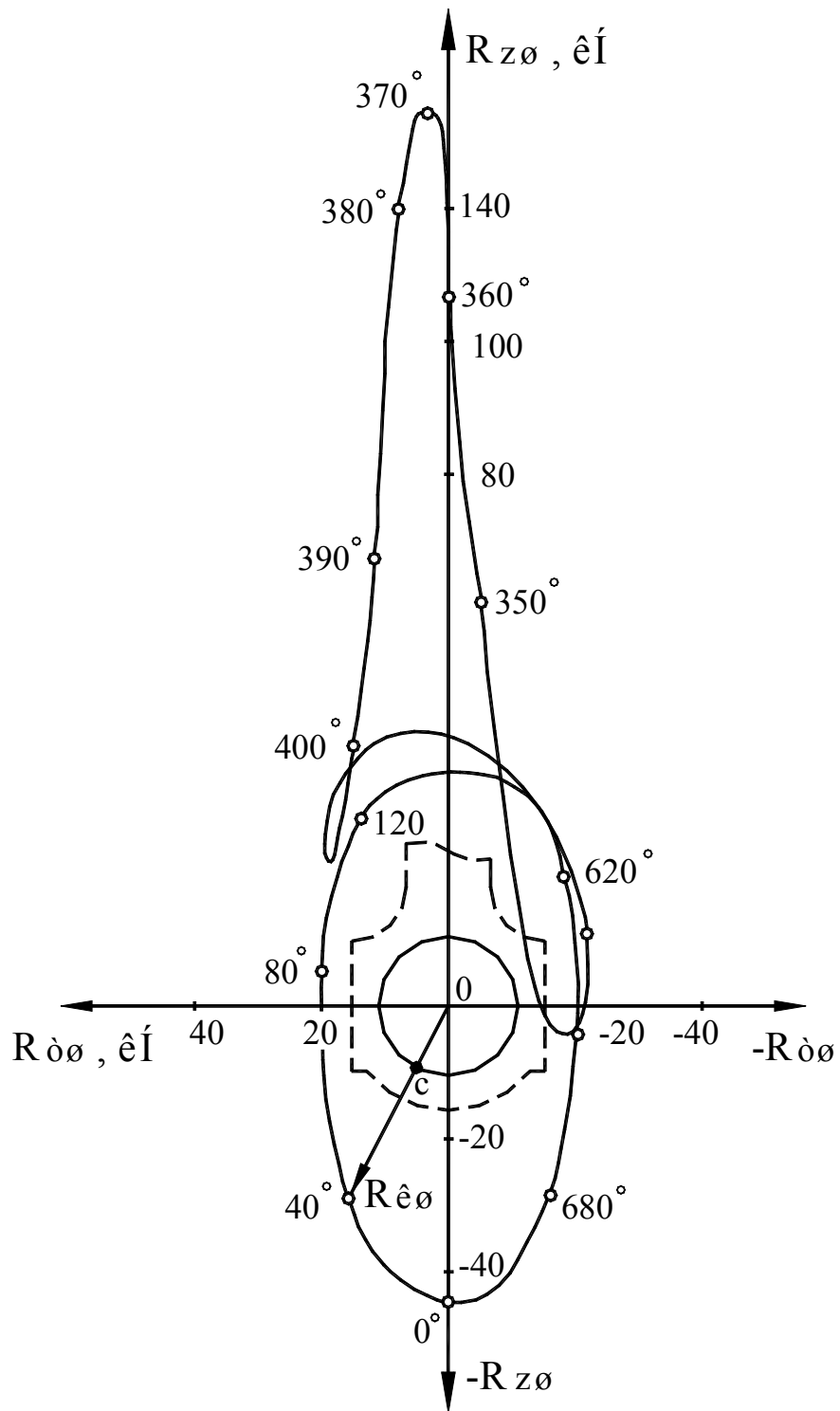


Рисунок 5.2 – Годограф навантажень на шатунний підшипник чотиритактного дизеля

## **5.2. Навантаження на шатунні підшипники. Годографи цих навантажень**

Годограф навантажень на шатунний підшипник будується в системі координат  $R_{z_{III}} - R_{T_{III}}$  (рис. 5.2). Ця система жорстко зв'язана з шатуном. Початок системи також знаходиться в точці В, а осі направлені:

- 1) вісь  $R_{z_{III}}$  направлено вздовж шатуна в бік точки А.
- 2) вісь  $R_{T_{III}}$  направлена перпендикулярно осі  $R_{z_{III}}$  в бік протилежний обертанню колінчастого вала.

Сила  $R_{III}$  являється реакцією шатунної шийки на шатунний підшипник і дорівнює (рис. 5.3)

$$\vec{R}_{III} = -\vec{K}_{III}. \quad (5.1)$$

Її проекції на осі  $R_{z_{III}}$  та  $R_{T_{III}}$  можна розрахувати аналітичним методом і побудувати годограф навантажень

$$\vec{R}_{III} = \vec{R}_{z_{III}} + \vec{R}_{T_{III}}.$$

$$|\vec{R}_{III}| = |\vec{K}_{III}| = \frac{Z_{III}}{\cos \delta} = \frac{T_A}{\sin \delta}.$$

$$Z_{III} = R_{III} \cos \delta;$$

$$T_A = R_{III} \sin \delta.$$

$$R_{z_{III}} = R_{III} \cdot \cos[\delta - (\varphi + \beta)] = \underbrace{R_{III} \cos \delta}_{Z_{III}} \cdot \cos(\varphi + \beta) + \underbrace{R_{III} \sin \delta}_{T_A} \cdot \sin(\varphi + \beta),$$

звідки

$$R_{z_{III}} = Z_{III} \cdot \cos(\varphi + \beta) + T_A \cdot \sin(\varphi + \beta),$$

$$R_{T_{III}} = R_{III} \cdot \sin[\delta - (\varphi + \beta)] = \underbrace{R_{III} \cdot \sin \delta}_{T_A} \cos(\varphi + \beta) - \underbrace{R_{III} \cdot \cos \delta}_{Z_{III}} \cdot \sin(\varphi + \beta),$$

звідки

$$R_{T_{III}} = T_A \cdot \cos(\varphi + \beta) - Z_{III} \cdot \sin(\varphi + \beta).$$

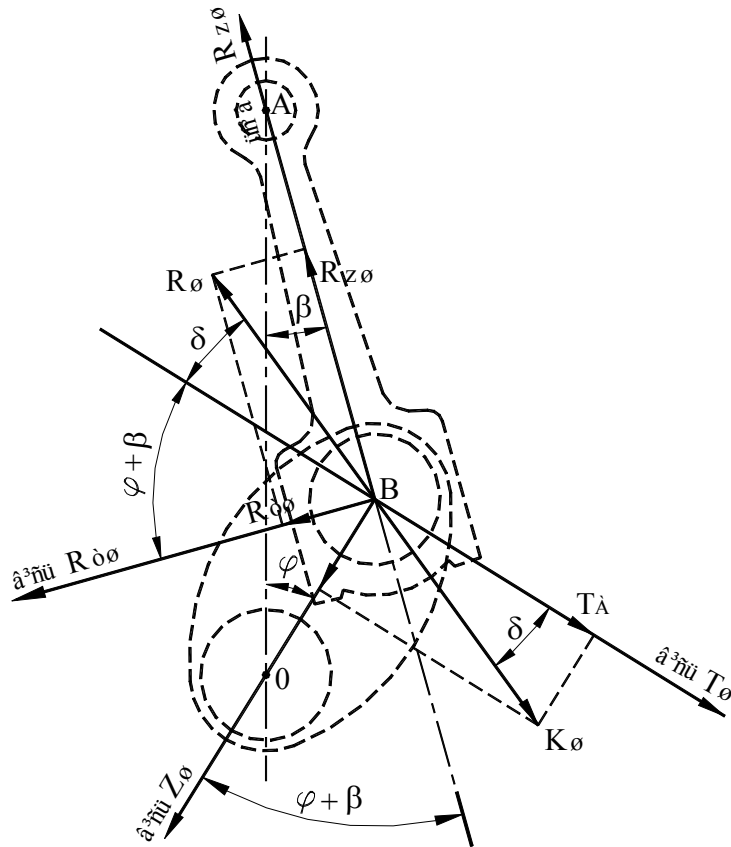


Рисунок 5.3 – Схема до розрахунку координат  $R_{zш}$ ,  $R_{Tш}$

На рис. 5.2 приведений приклад годографа навантажень на шатунний підшипник чотиритактного двигуна.

### **Контрольні запитання**

1. З якою метою будують годографи навантажень на шийки і підшипники колінчастого вала?
2. В якій системі координат будують годограф навантажень на шатунну шийку колінчастого вала?
3. В якій системі координат будують годографи навантажень на шатунний підшипник ?

## **Лекція № 6**

6.1. Методика та припущення при розрахунку навантажень на корінні шийки та підшипники колінчастого валу.

6.2. Розрахункові формули навантажень на корінні шийки та підшипники. Годографи цих навантажень.

### **6.1. Методика та припущення при розрахунку навантажень на корінні шийки та підшипники колінчастого валу**

Колінчастий вал – це балка складної форми змінного поперечного перерізу, яка лежить на багатьох опорах, що не являться абсолютно жорсткими. Осі цих опор не співпадають, між шийками та підшипниками є масляний шар, податливість якого залежить від навантажень відповідно законам гідродинаміки.

Таким чином, розрахунок навантажень на опори та розрахунок міцності колінчастого валу є складною задачею. Точних аналітичних рішень цих задач одержати практично неможливо по наступним причинам:

1. Система є статично невизначеною при дії змінних по величині навантажень, які змінюють і свої напрямлення.

2. Жорсткість колінчастого валу та його опор змінна в різних напрямках. Розрахувати її складно і ненадійно, а достовірні значення відсутні.

3. Неспівпадання осей підшипників залежить від ступені й характеру зношення підшипників, а тому різне в різних площинах.

4. Податливість масляного шару залежить від змінних і наперед невідомих навантажень на опори та від в'язкості масла, що також викликає труднощі.

Із-за складності одержати точні рішення навантажень на корінні опори, а також розрахувати міцність колінчастого валу в інженерній практиці користуються спрощеною моделлю – *«розрізної балки»*. Такий підхід дозволяє позбавитися від статичної невизначеності та вище згаданих невідомих величин. При таких розрахунках одержують не абсолютний результат, а навантаження, які можна зрівняти з результатами розрахунків надійно працюючих двигунів. Розрахункова

модель – схема «розрізної балки» припускає, що вал розділений на окремі кривошипи поперечними площинами, які проходять через середини корінних опор. Це дозволяє рахувати рівними нулю згинаючі моменти в цих площинах. При цьому все ж вважають, що крутні моменти через ці перерізи передаються.

Схема розрізної балки дозволяє розрахувати навантаження на корінну опору для даного положення колінчастого вала як суму навантажень від суміжних з цією опорою кривошипів, причому кожна з цих навантажень визначається окремою при розгляданні кривошипа як двохопорної балки, яка лежить на ідеальних опорах у вигляді точок (рис. 6.1).

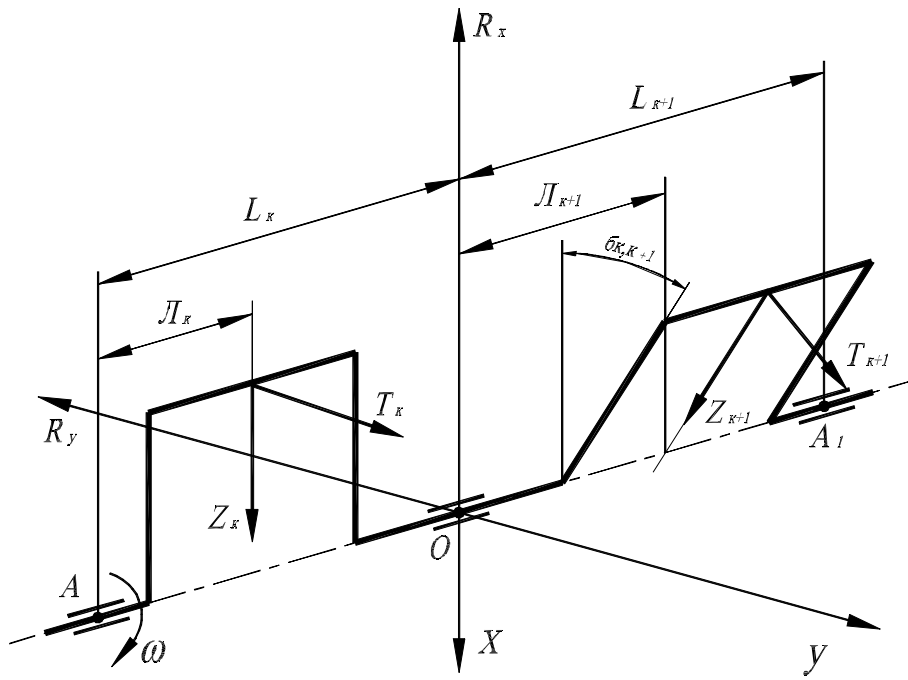
Кожний  $k$ -й кривошип, його встановлюють в ВМТ, навантажений сумарними змінними силами  $Z_k$  та  $T_k$ , які лежать в одній площині і ця площина проходить через середину шатунної шийки. Для розрахунку навантажень, які передаються від передньої корінної шийки на  $k, k+1$ -у корінну опору та реакції цієї опори, яка передається назад на цю шийку використовують дві системи координат  $X_{k, k+1} - Y_{k, k+1}$  та  $R_{X_{k, k+1}}$ , які зорієнтовані по  $k$ -му кривошипу. Ці системи обертаються разом з колінчастим валом. Кут  $\delta_{k, k+1}$ , вимірюється від площини  $k$ -го кривошипа до площини  $k+1$ -го в напрямленні обертання колінчастого вала. Навантаження від сил  $Z_k$  та  $T_k$  на  $k, k+1$  опору та відповідні реакції знайдемо з рівняння моментів цих сил відносно т. А. Аналогічно находимо, використовуючи моменти цих сил відносно точки А'.

## **6.2. Розрахункові формули навантажень на корінні шийки та підшипники. Годографи цих навантажень.**

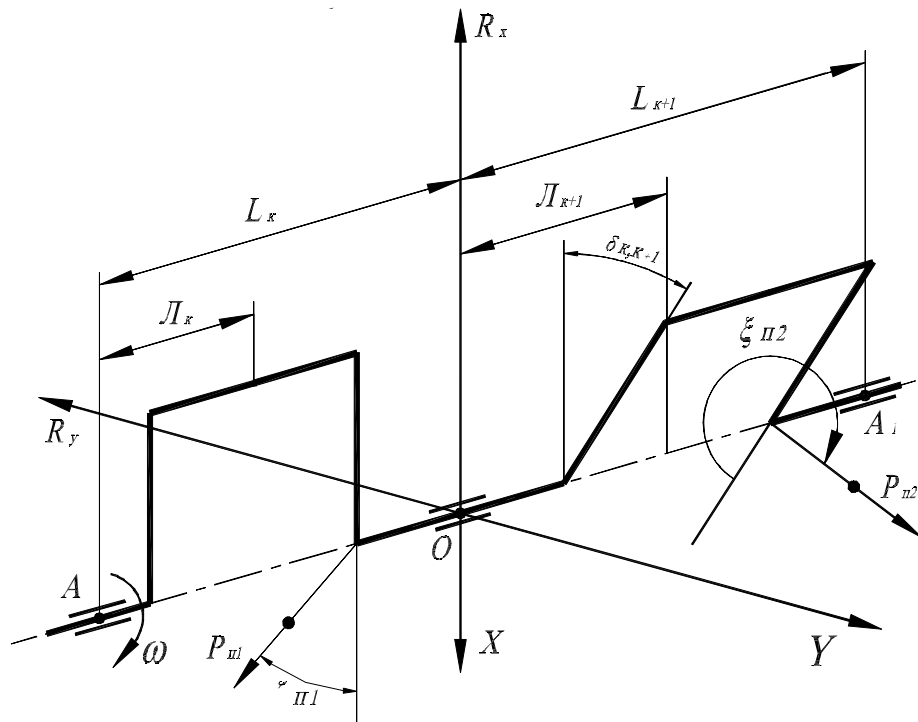
Формули для навантажень від змінних сил  $Z_k, T_k$  та  $Z_{k+1}, T_{k+1}$  згідно рис. 6.1, а мають такий вигляд:

$$X_{k, k+1} = Z_k \cdot \frac{L_k}{L_k} + (Z_{k+1} \cdot \cos \delta_{k, k+1} + T_{k+1} \cdot \sin \delta_{k, k+1}) \cdot \frac{L_{k+1} - L_{k+1}}{L_{k+1}}; \quad (6.1)$$

$$Y_{k, k+1} = T_k \cdot \frac{L_k}{L_k} + (T_{k+1} \cdot \cos \delta_{k, k+1} - Z_{k+1} \cdot \sin \delta_{k, k+1}) \cdot \frac{L_{k+1} - L_{k+1}}{L_{k+1}}. \quad (6.2)$$



а



б

Рисунок 6.1 – Схема до розрахунку навантажень на корінні шийки та підшипники: а – від сил  $Z$  та  $T$ ; б – від сил інерції противаг



Постійні навантаження  $X_{ПК,K+1}$  та  $Y_{ПК,K+1}$ , які розміщуються на  $K$ -му і  $K+1$ -му кривошипях знаходять по окремих залежностях згідно схеми розміщення противаг (рис. 6.1, б).

Сумарні навантаження на  $K$  і  $K+1$ -у корінну шийку є реакціями опор і визначаються такими залежностями:

$$R_{X K,K+1} = X_{K,K+1} + X_{ПК,K+1}; \quad (6.3)$$

$$R_{Y K,K+1} = Y_{K,K+1} + Y_{П K,K+1}. \quad (6.4)$$

Розрахунок цих сил ведеться по таблицям, а годографи навантажень на корінні шийки будуються в координатах  $R_{X K,K+1} - R_{Y K,K+1}$  (рис. 6.2).

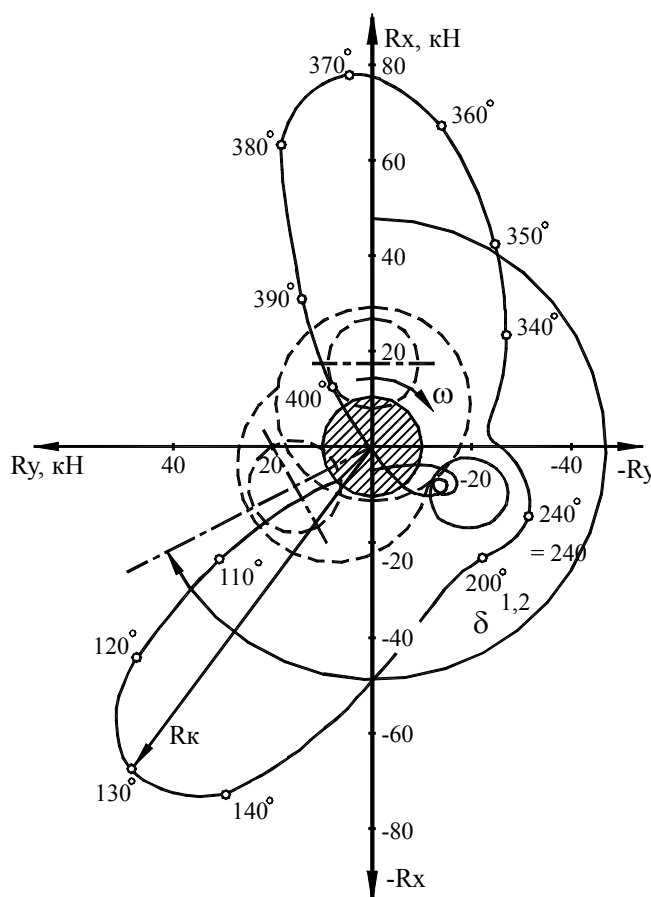


Рисунок 6.2 – Годограф навантажень на корінну шийку 1,2 колінчастого вала однорядного шестициліндрового чотирьохтактного дизеля

Годограф навантажень на  $K, K+1$  корінний підшипник будуть в нерухомій системі координат  $X'_{K,K+1} - Y'_{K,K+1}$ , яка з'єднана з підшипником. Вісь  $X'_{K,K+1}$  направляють вздовж осі циліндра вниз, а вісь  $Y'_{K,K+1}$  перпендикулярно в бік обертання колінчастого вала.

Система координат  $X'_{K,K+1} - Y'_{K,K+1}$  відрізняється від системи координат  $X_{K,K+1} - Y_{K,K+1}$  тим, що остання обертається з **к-м** кривошипом.

Аналітичний розрахунок координат  $X'_{K,K+1} - Y'_{K,K+1}$  для будь-якого моменту часу обертання колінчастого вала знаходять по такій розрахунковій схемі, що приведена на рис. 6.3. Так як сила дорівнює реакції  $\vec{K}_{K,K+1} = -\vec{R}_{K,K+1}$ , то

одержимо:

$$R_{Xk,k+1} = R_{k,k+1} \cdot \cos v = K_{k,k+1} \cdot \cos v; \quad (6.5)$$

$$R_{Yk,k+1} = R_{k,k+1} \cdot \sin v = K_{k,k+1} \cdot \sin v. \quad (6.6)$$

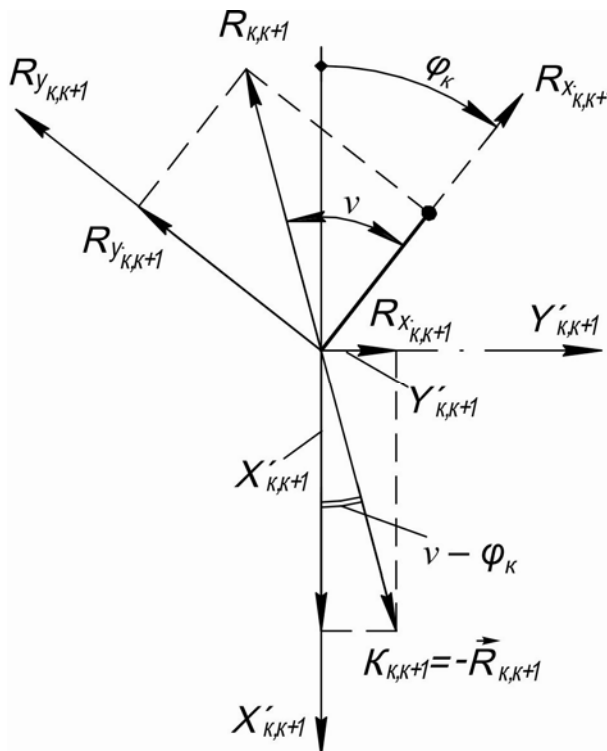


Рисунок 6.3 – Схема для розрахунку навантажень на корінний підшипник

Координати навантажень на корінну опору:

$$\begin{aligned}
 X'_{k,k+1} &= K_{k,k+1} \cdot \cos(\nu - \varphi_k) = \\
 &= K_{k,k+1} \cdot \cos \nu \cdot \cos \varphi_k + K_{k,k+1} \cdot \sin \nu \cdot \sin \varphi_k = \\
 &= R_{Xk,k+1} \cdot \cos \varphi_k + R_{Yk,k+1} \cdot \sin \varphi_k;
 \end{aligned}
 \tag{6.7}$$

$$\begin{aligned}
 Y'_{k,k+1} &= K_{k,k+1} \cdot \sin(\nu - \varphi_k) = \\
 &= K_{k,k+1} \cdot \sin \nu \cdot \cos \varphi_k - K_{k,k+1} \cdot \cos \nu \cdot \sin \varphi_k = \\
 &= R_{Yk,k+1} \cdot \cos \varphi_k - R_{Xk,k+1} \cdot \sin \varphi_k.
 \end{aligned}
 \tag{6.8}$$

Приклад годографа навантажень на корінний підшипник приведений на рис. 6.4.

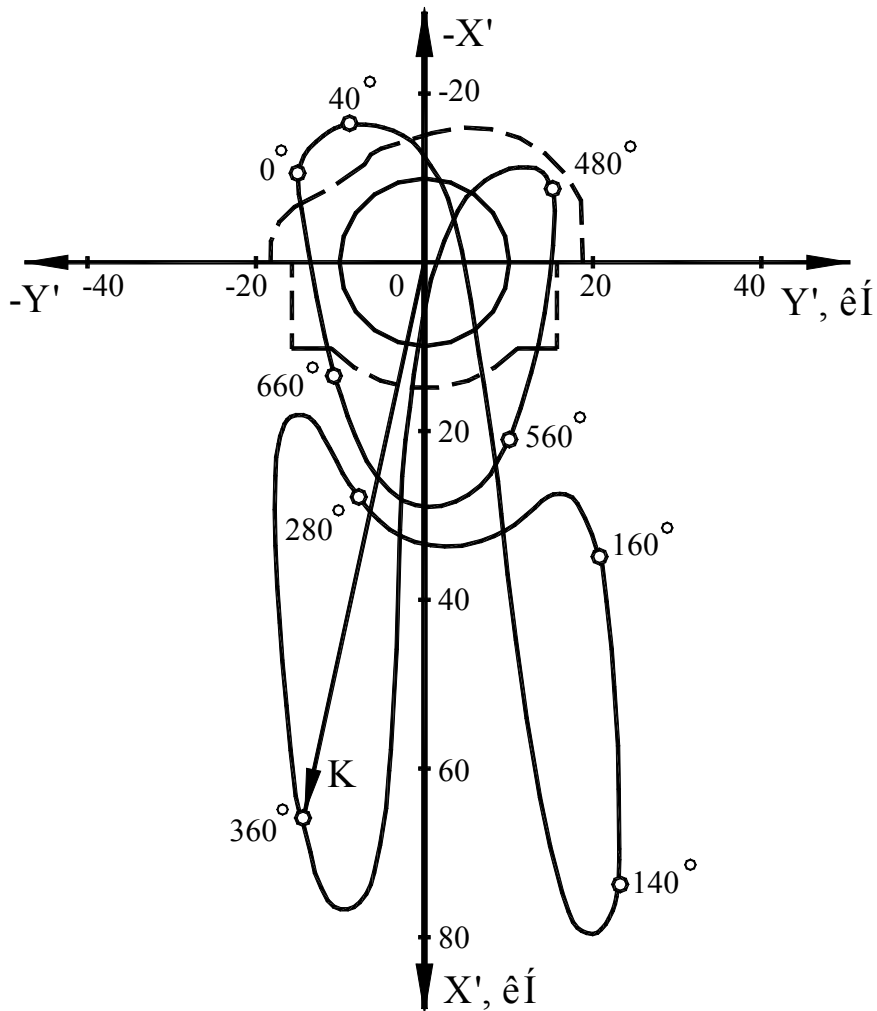


Рисунок 6.4 – Годограф навантажень на корінний підшипник 1,2  
однорядного шестициліндрового чотиритактного дизеля

## **Контрольні запитання**

1. З яких причин виникають складнощі розрахунку навантажень на корінні шийки і підшипники колінчастого валу?
2. Які припущення прийняті в моделі «розрізної балки»?
3. Дайте характеристику системам координат  $X_{k,k+1} - Y_{k,k+1}$  та  $R_{Xk,k+1} - R_{Yk,k+1}$  ?
4. Як вибирається система координат  $X'_{k,k+1} - Y'_{k,k+1}$  ?

## **Лекція № 7**

- 7.1. Причини нерівномірності обертання колінчастого вала, основні поняття.
- 7.2. Розрахунок нерівномірності обертання колінчастого вала.

### **7.1. Причини нерівномірності обертання колінчастого вала, основні поняття**

Нерівномірність обертання колінчастого вала негативно впливає на роботу допоміжних агрегатів (наприклад, автоматичного регулятора обертання колінчастого вала), а також споживачів потужності двигуна.

Найбільший вплив нерівномірність обертання колінчастого вала проявляє на роботу електричних генераторів. Тому у дизель-генераторів вона повинна бути мінімальною.

Нерівномірність обертання будь-якого перетину колінчастого валу складається з загальної нерівномірності та нерівномірності, яка викликана крутильними коливаннями.

Основний відбір потужності здійснюють з боку маховика, тобто близько біля вузла крутильних коливань, де амплітуда їх мала. Тому, для споживачів потужності, в першу чергу, для електричних генераторів, практичне значення має лише загальна нерівномірність обертання колінчастого вала.

Вона характеризується ступінню нерівномірності

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{сер}}},$$

де  $\omega_{\max}$  – максимальне значення кутової швидкості обертання колінчастого вала за робочий цикл ;

$\omega_{\min}$  – мінімальне значення кутової швидкості за цей же час;

$\omega_{\text{сер}} = \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2}$  – середнє значення кутової швидкості обертання колінчастого вала.

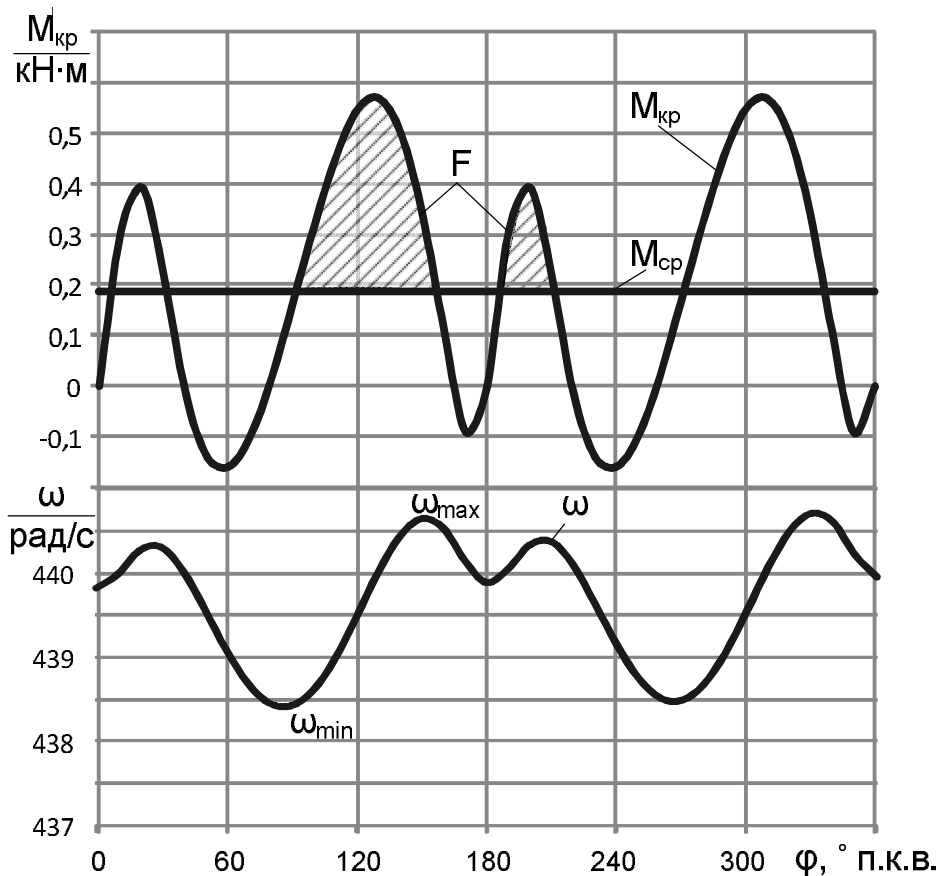


Рисунок 7.1 – Зміна крутного моменту та кутової швидкості обертання колінчастого вала на сталому режимі роботи двигуна

При розрахунку загальної нерівномірності обертання колінчастого вала з маховиком та іншими приєднаними масами (ротор генератора, трансмісія автомобіля) він розглядається, як тверде тіло з масовим моментом інерції  $\theta_d$ :

$$\theta_d = \theta_m + \theta_t + \theta_r + Z_k \cdot \theta,$$

де  $\theta_m$  – масовий момент інерції маховика;

$\theta_T$  – масовий момент інерції трансмісії автомобіля;

$\theta_r$  – масовий момент інерції генератора;

$Z_k$  – кількість кривошипів;

$\theta$  – масовий момент інерції кривошипно-шатунного механізму у відсіці.

На колінчастий вал діє змінний крутний момент двигуна  $M_{кр}$ , та момент опору навантаження  $W$  (рис. 7.1). Приймають, що  $W$  – величина постійна і вона дорівнює середньому значенню крутного моменту  $M_{кр}$

$$W = M_{сер}.$$

## **7.2. Розрахунок нерівномірності обертання колінчастого вала**

Запишемо диференційне рівняння обертання колінчастого вала двигуна

$$\theta_d \cdot \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \tau^2} = M_{кр} - W$$

або

$$\theta_d \cdot \frac{\partial \omega}{\partial \tau} = M_{кр} - W.$$

На інтервалах часу, коли  $M_{кр} < W$  прискорення  $\frac{\partial \omega}{\partial \tau} < 0$ , кутова швидкість зменшується, і навпаки коли  $M_{кр} > W$  прискорення  $\frac{\partial \omega}{\partial \tau} > 0$ , швидкість зростає.

За період  $\Delta \tau_1$  зміна кінетичної енергії дорівнює надлишковій роботі крутного моменту, яку можна одержати з графіка

$$\begin{aligned} A &= E_{K \max} - E_{K \min} = \frac{\theta_d \cdot \omega_{\max}^2}{2} - \frac{\theta_d \cdot \omega_{\min}^2}{2} = \frac{1}{2} \theta_d (\omega_{\max}^2 - \omega_{\min}^2) = \\ &= \frac{1}{2} \theta_d (\omega_{\max} - \omega_{\min})(\omega_{\max} + \omega_{\min}) = \\ &= \theta_d \cdot \omega_{ср} \cdot \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{ср}} \cdot \frac{\omega_{\max} + \omega_{\min}}{2} = \theta_d \cdot \omega_{ср}^2 \cdot \delta \end{aligned}$$

звідки

$$\delta = \frac{A}{\theta_d \cdot \omega_{cp}^2}.$$

Рекомендовані значення  $\delta$ :

$\delta \leq 1/250$  – дизель-генератори змінного струму ;

$\delta \leq 1/200$  – дизель-генератори постійного струму;

$\delta \leq 1/50$  – автотракторні двигуни;

$\delta \leq 1/30$  – головні судові двигуни.

### ***Контрольні запитання***

1. Чим викликана нерівномірність обертання колінчастого вала ?
2. Дайте визначення ступені нерівномірності обертання колінчастого вала.
3. З чого складається масовий момент інерції двигуна ?
4. Запишіть диференціальне рівняння обертання колінчастого вала.
5. Як розраховується надлишкова робота крутного моменту ?

# ТЕМА «ЗРІВНОВАЖЕННЯ ДВИГУНІВ»

## Лекція № 8

8.1. Основні фактори, що викликають незрівноваженість двигунів внутрішнього згоряння.

8.2. Реактивний момент двигуна.

8.3. Сили інерції прямолінійно рухомих мас.

8.4. Методи дослідження зрівноваженості.

### **8.1. Основні фактори, що викликають незрівноваженість двигунів внутрішнього згоряння**

Дослідження сил та моментів в одноциліндровому двигуні показало, що в ньому є такі фактори незрівноваженості:

1) сила інерції прямолінійно рухомих мас  $P_{iA}$ ;

2) сила інерції обертальних мас  $P_{iB}$ ;

3) реактивний момент  $M_p$ .

Ці сили та момент прикладені до корпусу двигуна і проявляються як зовнішні навантаження. Вони збуджують шкідливі вібрації двигуна та силової установки.

В багатоциліндровому двигуні ці сили та моменти від окремих відсіків додаються та створюють результуючі сили інерції і реактивний момент двигуна. Крім цього, сили інерції можуть створювати, також, моменти від сил інерції. Таким чином, в багатоциліндрових двигунах виникають нові фактори незрівноваженості:

1) моменти сил інерції прямолінійно рухомих мас;

2) моменти сил інерції обертальних мас.

Шляхом вибору форми колінчастого вала та розташування циліндрів у V-подібних двигунах вдається добитися взаємного зрівноваження сил інерції та моментів сил інерції (самозрівноваження). Якщо самозрівноваження виявляється неповним, то його можна покращити за рахунок застосування спеціальних зрівноважуючих пристроїв. Найпростішим зрівноважуючим пристроєм є противаги на колінчастому валу. При цьому можна добитися такого зрівноваження



двигуна, при якому сили інерції та моменти сил інерції зовні не проявляються. Такий двигун називають *зовнішньо зрівноваженим*. Зовнішня зрівноваженість дуже важлива, тому що вона дозволяє в значній мірі позбавитися від шкідливих вібрацій двигуна та силової установки.

Однак, зовні зрівноважений двигун може мати внутрішні сили інерції та моменти сил інерції, які навантажують корінні підшипники та викликають згинаючі моменти в корпусі двигуна. При цьому проявляється *внутрішня не зрівноваженість*, яка може бути зменшена, але не може бути повністю ліквідована. Для покращення внутрішньої зрівноваженості при даній формі колінчастого вала застосовують розвантажуючі противаги. Їх відмінність від зрівноважуючих противаг полягає в тому, що вони не впливають на зовнішню зрівноваженість. Це необхідно враховувати при розробці зрівноважуючих пристроїв.

## 8.2. Реактивний момент двигуна

*Реактивний момент двигуна* є сумою реактивних моментів відсіків

$$M_p = \sum_{k=1}^{Z_k} M_{p.k.}, \quad (8.1)$$

до того ж він дорівнює модулю сумарного крутного моменту на колінчастому валу

$$M_p = -M_{кр} \quad . \quad (8.2)$$

Реактивний момент двигуна можна представити у вигляді ряду Фур'є

$$M_p = M_{p.c.p.} + \sum_{q=1}^{\infty} M_{pq}, \quad (8.3)$$

де  $M_{p.c.p.}$  – постійна складова реактивного моменту;

$M_{pq}$  – гармоніка  $q$ -го порядку;

$q = 1, 2, 3, \dots$  – порядок гармоніки.

Постійна складова  $M_{p.c.p.}$  не викликає вібрації, вона повністю зрівноважується моментом споживача  $W_c$ . Змінна частина  $M_{pq}$  є періодичною функцією, яка в формулі (8.3) представлена у вигляді ряду

Фур'є. Гармоніки реактивного моменту являються факторами зовнішньої незрівноваженості і можуть викликати шкідливі вібрації силової установки. Найбільш небезпечною є перша гармоніка реактивного моменту  $M_{p1}$  – як сама сильна та низькочастотна. Зрівноважити її як будь-яку іншу гармоніку  $M_{pq}$  можна лише частково і лише за допомогою складного зрівноважуючого пристрою. На практиці із-за складності пристрою реактивний момент не зрівноважують. По цій причині прагнуть всіляко зменшити амплітуду гармоніки першого порядку  $M_{p1}$  та збільшити її частоту  $\omega_{p1}$ . Це досягається за рахунок найбільшої рівномірності крутного моменту  $M_{кр.}$ , а отже і  $M_p$ , яка забезпечується при рівномірній роботі всіх циліндрів двигуна через інтервали  $\Delta$  по куту обертання колінчастого вала  $\varphi$  з урахуванням тактності  $\tau$

$$\Delta = \frac{180 \cdot \tau}{i}, \quad (8.4)$$

де  $i$  – число циліндрів.

При цьому частота першого порядку

$$\omega_{p1} = \omega \cdot \frac{360}{\Delta}. \quad (8.5)$$

Рівномірність роботи циліндрів двигуна забезпечується взаємним розташуванням кривошипів колінчастого вала та кута розвалу  $\gamma$  циліндрів у V-подібного двигуна.

Зменшити шкідливий вплив гармоніки першого порядку можна також збільшенням числа циліндрів та застосуванням двотактного циклу.

Зі сказаного слідує, що забезпечення зовнішньої зрівноваженості двигуна при заданій тактності та числі циліндрів слід так вибирати форму колінчастого вала і кут розвалу циліндрів щоб:

- 1) забезпечити рівномірну роботу циліндрів через інтервали  $\Delta$ ;
- 2) забезпечити зовнішню зрівноваженість сил інерції та моментів сил інерції за рахунок їх самозрівноваження, якщо необхідно використати зрівноважуючі пристрої.

Обидві умови не завжди виконуються, а інколи вони суперечні. Тому вибирають компромісні рішення.

Для дослідження зрівноваженості сил інерції та моментів сил інерції їх краще представити для кожного відсіку як функцію від кута обертання кривошипа  $\varphi_k$ .

Для сил інерції обертальних мас це просто, так як в кожному відсіку  $P_{i\kappa}$  – постійна і направлена завжди вздовж кривошипа.

### 8.3. Сили інерції прямолінійно рухомих мас

Сили інерції прямолінійно рухомих мас в одному циліндрі дорівнюють

$$\begin{aligned}
 P_{iA} = -m_A \cdot R \cdot \omega^2 (\cos \varphi + b_2 \cdot \cos 2\varphi + \\
 + b_4 \cos 4\varphi + \dots) = C \cdot \cos \varphi + C \cdot b_2 \cdot \cos 2\varphi + \\
 + C \cdot b_4 \cos 4\varphi + \dots = P_I + P_{II} + P_{III} + \dots,
 \end{aligned}
 \tag{8.6}$$

де  $C = -m_A \cdot R \cdot \omega^2$  – стала для  $\omega = \text{const}$ .

Таким чином сили інерції прямолінійно рухомих мас можуть бути представлені неповним рядом Фур'є. Гармоніка  $P_p = C \cdot e_p \cdot \cos p\varphi$  називається силою інерції прямолінійно рухомих мас  $p$ -го порядку. Порядок  $p$  показує в скільки раз частота цієї гармоніки більше частоти обертання колінчастого вала  $\omega$ . Зазначимо, що  $b_2 \approx \lambda$ ,  $b_4 \approx -\frac{\lambda^3}{4}$ ,

$$b_6 \approx \frac{9\lambda^5}{128} \dots\dots$$

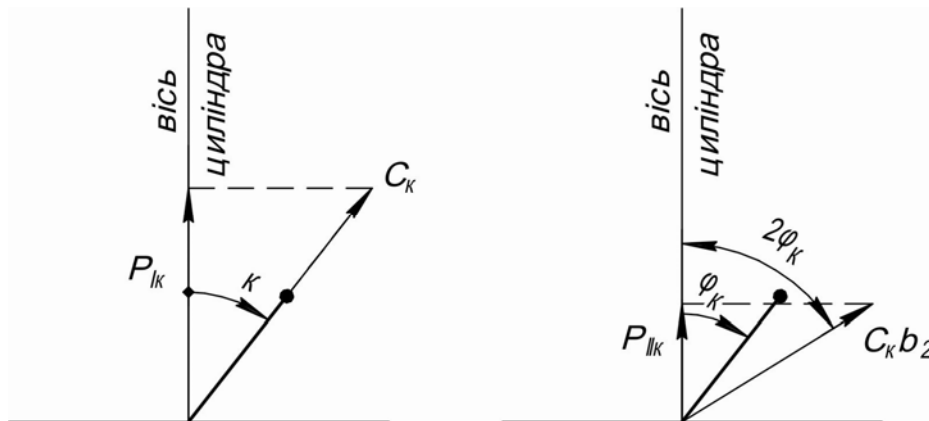


Рисунок 8.1 – Схема для визначення  $D_{Ik}$  та  $D_{IIk}$

Зважаючи, що  $P_p$  швидко зменшуються, на практиці приймають

$$P_{iA} \cong P_I + P_{II} = C \cdot \cos \varphi + C \cdot b_2 \cdot \cos 2\varphi, \tag{8.7}$$

тобто враховують лише сили I та II порядків. При цьому похибка завжди менша 1 %, так як  $\lambda < 1/3$ , а  $b_4 = -\lambda^3/4 = 0,00925$ .

Таким чином зрівноваженість сил інерції прямолінійно рухомих мас слід досліджувати окремо для сил першого порядку  $P_I$  та сил другого порядку  $P_{II}$ .

Ці сили для  $k$ -го циліндра виражаються формулами

$$P_{Ik} = C_k \cdot \cos \varphi_k, \quad (8.8)$$

$$P_{IIk} = C_k \cdot b_2 \cdot \cos 2\varphi_k. \quad (8.9)$$

#### **8.4. Методи дослідження зрівноваженості**

Для дослідження зрівноваженості двигунів використовують два методи:

*Аналітичний*, в якому розглядається аналітичний вираз для сум проєкцій різних сил інерції на осі вибраної системи координат, а також аналітичний вираз для моментів проєкцій цих сил відносно початку координат.

*Векторно-графічний*. В цьому методі розглядають суми проєкцій сил інерції та їх моментів, як векторів, котрі лежать в певній площині. В векторно-графічному методі сили інерції  $P_{Ik}$  та  $P_{IIk}$ , відповідно з залежностями (8.8), (8.9), представляють у вигляді проєкцій на вісь  $k$ -го циліндра фіктивних обертаючих векторів сил (рис. 8.1).

*Фіктивний вектор* сил інерції прямолінійно рухомих мас першого порядку по модулю дорівнює  $|C|$  направлений вздовж кривошипа та обертається разом з ним. Таким чином, фіктивний вектор  $C$  завжди направлений під кутом  $\varphi_k$  до осі циліндра.

*Фіктивний вектор* сил інерції прямолінійно рухомих мас другого порядку по модулю дорівнює  $|Cb_2|$ , обертається вдвоє швидше кривошипа, тобто направлений під кутом  $2\varphi_k$  до осі циліндра.

Видно, що метод фіктивних векторів схожий з методом амплітудних векторів, який використовується в теорії коливань, теорії змінних струмів та інших областях, де оперують синусоїдальними та косинусоїдальними функціями.

Фіктивний вектор сили першого порядку  $C$  по характеру своєї дії подібний до сили інерції обертальних мас  $P_{iv}$ .

Векторно-графічний метод у ряді випадків більш простіший та наочний ніж аналітичний. Тому, де це можливо, використовують

векторно-графічний метод. В тих випадках, коли він не дає точний результат, використовують аналітичний метод.

### **Контрольні запитання**

1. Які фактори незрівноваженості є в одноциліндровому двигуні?
2. Які фактори незрівноваженості додатково виникають в багатоциліндровому двигуні ?
3. Дайте визначення зовнішньої зрівноваженості двигуна.
4. Які шляхи зменшення шкідливого впливу гармоніки першого порядку реактивного моменту ?
5. Що таке сили інерції першого та другого порядків ?
6. Які методи дослідження зрівноваженості застосовують в двигунобудуванні ?

### **Лекція № 9**

- 9.1. Незрівноважені фактори в одноциліндровому двигуні.
- 9.2. Часткове зрівноваження одноциліндрового двигуна.
- 9.3. Повне зрівноваження одноциліндрового двигуна.

#### **9.1. Незрівноважені фактори в одноциліндровому двигуні**

В одноциліндровому двигуні незрівноважені:

- 1) сила інерції прямолінійно рухомих мас першого порядку  $P_I$ ;
- 2) сила інерції прямолінійно рухомих мас другого порядку  $P_{II}$ ;
- 3) сила інерції обертальних мас  $P_{iv}$ .

В залежності від призначення двигуна його зрівноважують частково або повністю.

#### **9.2. Часткове зрівноваження одноциліндрового двигуна**

Силу інерції обертальних мас  $P_{iv}$  зрівноважують силами інерції противаг  $2P'_{II}$ , розташованими на продовженні щок колінчастого вала (рис. 9.1). Умова зрівноваження має вигляд

$$2P'_{\Pi} = P_{iB}. \quad (9.1)$$

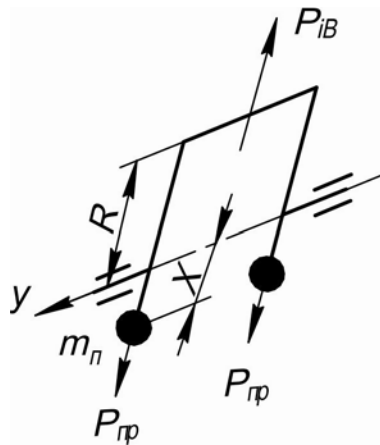


Рисунок 9.1 – Схема до зрівноваження сил  $P_{iB}$  в одноциліндровому двигуні

Після підстановки значень  $P'_{\Pi}$  та  $P_{iB}$ , одержуємо

$$2m'_{\Pi} \cdot x \cdot \omega^2 = m_B \cdot R \cdot \omega^2,$$

звідки

$$m'_{\Pi} = \frac{1}{2} m_B \cdot \frac{R}{X}, \quad (9.2)$$

де  $m'_{\Pi}$  – маса противаги;

$X$  – відстань від центра маси противаги до осі колінчастого вала.

Силу інерції мас, що рухаються зворотно-поступально, першого порядку  $P_I$  за допомогою противаг можна зрівноважити лише наполовину. При спробі повністю зрівноважити  $P_I$  виникає періодична сила  $2P''_{\Pi}$ , яка діє горизонтально. Тому силу  $2P''_{\Pi}$  вибирають так, щоб вона зрівноважувала силу  $P_I$  лише наполовину. Умова зрівноваження записується так

$$2P''_{\Pi} \cdot \cos \varphi = \frac{1}{2} C \cdot \cos \varphi,$$

$$2m''_{\Pi} \cdot X \cdot \omega^2 = \frac{1}{2} m_A \cdot \omega^2 \cdot R,$$

звідки

$$m''_{\Pi} = \frac{1}{4} m_A \cdot \frac{R}{X} \quad (9.3)$$

З урахуванням (9.2) та (9.3)

$$m_{II} = m'_{II} + m''_{II}. \quad (9.4)$$

Сила інерції мас, що рухаються зворотньо-поступально другого порядку  $P_{II}$  не може зрівноважуватись за допомогою противаг на колінчастому валу, так як вона змінюється з частотою  $2\omega$ . В цьому випадку сила  $P_{II}$  залишається незрівноваженою.

Часткове зрівноваження двигуна застосовується у випадках, коли його маса має велике значення, наприклад, двигуни для мінітехніки та мотоциклів.

### **9.3. Повне зрівноваження одноциліндрового двигуна**

У випадках, коли маса двигуна не має великого значення, а необхідне зрівноваження сил інерції, наприклад, в одноциліндрових відсіках дослідних двигунів застосовується повне зрівноваження сил інерції.

Як було показано в розділі 9.2 сили інерції обертальних мас повністю зрівноважуються силами інерції противаг  $2P'_{II}$ . Сили інерції мас, що рухаються зворотньо-поступально першого порядку  $P_I$  можна зрівноважити силами інерції двох противаг, які обертаються в протилежні сторони з кутовою швидкістю  $\omega$ , установлені так, щоб їх горизонтальні складові взаємно зрівноважувались (рис. 9.3). Такий пристрій називається «силовий направлений вібратор». Метод створення такого механізму був запропонований Ланчестером, тому він так і називається «Метод Ланчестера». Аналогічно можна зрівноважити і сили інерції другого порядку  $P_{II}$ .

Умова зрівноваження сил першого порядку  $P_I$

$$\tilde{N} \cdot \cos \varphi = 2P_{I_2} \cdot \cos \varphi$$

або

$$m_A \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi = 2m_I X_I \cdot \omega^2 \cdot \cos \varphi,$$

звідки

$$m_I = \frac{1}{2} m_A \cdot \frac{R}{X_I}. \quad (9.5)$$

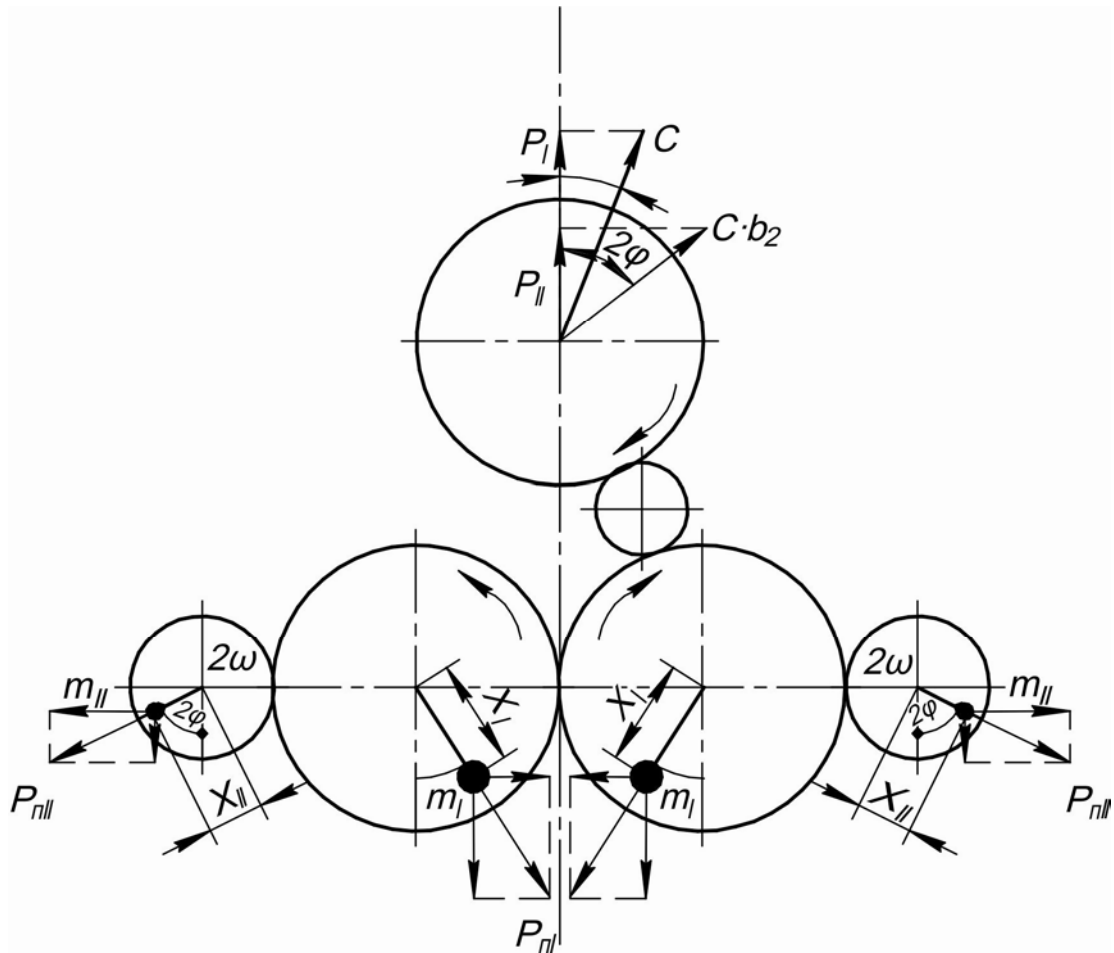


Рисунок 9.2 – Схема для зрівноваження сил  $P_I$  та  $P_{II}$

Для зрівноваження сили інерції другого порядку  $P_{II}$  встановлюють дві противаги, які обертаються в протилежні сторони з кутовою швидкістю  $2\omega$ . Зрівноваження буде при умові

$$\tilde{N} \cdot b_2 \cdot \cos 2\varphi = 2P_{I\ II} \cdot \cos 2\varphi, \quad b_2 \approx \lambda,$$

або

$$m_A \cdot \lambda \cdot R\omega^2 = 2m_{II} \cdot x_{II} \cdot (2\omega)^2$$

звідки

$$m_{II} = \frac{1}{8} m_A \lambda \cdot \frac{R}{x_{II}}. \quad (9.6)$$

Крім «силових направлених вібраторів» застосовують також «моментні направлені вібратори» для зрівноваження моментів сил інерції мас, що рухаються зворотно-поступально першого та другого порядків.



## **Контрольні запитання**

1. Назвіть незрівноважені фактори в одноциліндровому двигуні.
2. Які фактори зрівноважуються при частковому зрівноваженні одноциліндрового двигуна ?
3. За рахунок чого вдається повністю зрівноважити одноциліндровий двигун?

## **Лекція № 10**

10.1. Основні припущення та положення при дослідженні зрівноваженості багатоциліндрових однорядних двигунів.

10.2. Дослідження зрівноваженості та зрівноваження двоциліндрових двотактних двигунів.

10.3. Дослідження зрівноваженості та зрівноваження двоциліндрових чотиритактних двигунів.

### **10.1. Основні припущення та положення при дослідженні зрівноваженості багатоциліндрових однорядних двигунів**

При дослідженні зрівноваженості багатоциліндрових однорядних двигунів приймають наступні припущення:

1) розміри та маси однойменних деталей в різних циліндрах та різних відсіках однакові;

2) відстані  $l$  між осями сусідніх циліндрів однакові.

Дослідження зрівноваженості проводять з застосуванням як аналітичного, так і векторно-графічного методу при наступних положеннях:

1) для дослідження приймається система координат з початком на осі колінчастого вала в точці рівновіддаленій від крайніх кривошипів. Вісь  $OZ$  направлена перпендикулярно осі колінчастого вала в площині осей циліндрів. Вісь  $OX$  – перпендикулярна площині осей циліндрів. Вісь  $OY$  направлена вздовж осі колінчастого вала;

2) дослідження ведеться без врахування противаг. Противаги підбираються з умови зовнішнього та внутрішнього зрівноваження згідно з результатами дослідження;

3) для дослідження приймаються різні форми колінчастих валів. При виборі найкращої форми враховують такі вимоги, котрі в багатьох випадках суперечливі:

а) найкраща рівномірність крутного, а отже і реактивного моменту;

б) найкраща зовнішня і, по можливості, внутрішня зрівноваженість;

в) простота виготовлення (технологічність);

г) помірна та рівномірна навантаженість корінних підшипників;

д) можливість одержання порядку роботи циліндрів двигуна, благоприємного з умов робочого процесу (газообміну, імпульсного наддування, динаміки газових потоків в колекторах та ін.).

Вимога (а) найкращим чином задовольняється при рівномірній роботі всіх циліндрів двигуна через інтервали:

$$\Delta_{2T} = \frac{180 \cdot 2}{i}$$

або

$$\Delta_{4T} = \frac{180 \cdot 4}{i},$$

де  $i$  – число циліндрів двигуна.

Вимогу (б) прагнуть задовольнити за рахунок форми колінчастого вала, а якщо необхідно, спеціальних зрівноважувальних пристроїв. Це і є об'єктом дослідження в цьому розділі курсу.

Найкращим чином вимога (в) забезпечується при простій формі колінчастого вала, у випадку мінімальної кількості направлень кривошипів. Помірна та рівномірна навантаженість корінних підшипників досягається (вимога (г) при куті між кривошипами  $\delta = 180^\circ$ . Найгірше ця вимога задовольняється при куті  $\delta = 0^\circ$ .

Вимога (д) пов'язана з тактністю та числом кривошипів: в двотактних двигунах та чотиритактних двигунах з парним числом циліндрів порядок роботи залежить тільки від форми колінчастого вала. В чотиритактних з парним числом кривошипів  $Z \geq 4$  для кожної форми колінчастого вала може бути кілька різних порядків роботи. Тому з цієї гама порядків роботи вибирають такий, який забезпечує вимоги робочого процесу. Далі в курсі буде розглянуто приклад для чотиритактного шестициліндрового двигуна, де забезпечуються вимоги імпульсного газотурбінного наддуву.

## 10.2. Дослідження зрівноваженості та зрівноваження двоциліндрових двотактних двигунів

Для забезпечення рівномірності роботи циліндрів двотактного двигуна, вони повинні працювати через інтервали

$$\Delta_{2T} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 2}{2} = 180^\circ. \quad (10.1)$$

Цю умову може забезпечити форма вала, яка приведена на рис. 10.1. Для можливості освоїти та зрівняти аналітичний і векторно-графічний методи дослідження зрівноваження будемо вести обома методами. Спочатку розглянемо сили інерції оберտальних мас та моменти від цих сил аналітичним методом. Проектуючи сили інерції обертальних мас на площину  $ZOY$  (рис. 10.1), одержимо

$$\sum P_{iBZ} = P_{iB_1} \cdot \cos \varphi + P_{iB_2} \cdot \cos(\varphi + 180^\circ) = 0.$$

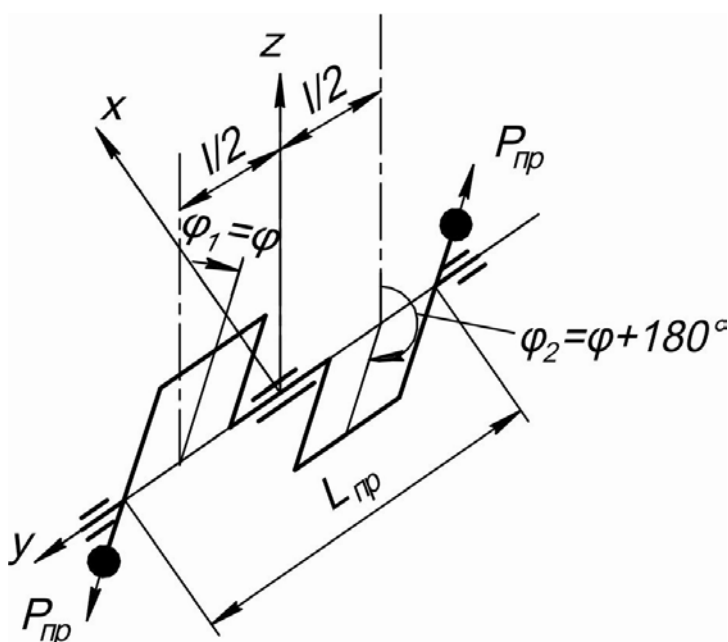


Рисунок 10.1 – Схема колінчастого вала двоциліндрового двигуна

Сума проєкцій сил  $P_{iB_1}$  та  $P_{iB_2}$  на площину  $XOY$  дорівнює

$$\sum P_{iB_x} = -P_{iB_1} \cdot \sin \varphi - P_{iB_2} \cdot \sin(\varphi + 180^\circ) = 0.$$

Сума сил інерції обертальних мас в двигуні

$$\sum P_{iB} = \sqrt{\sum P_{iB_z}^2 + \sum P_{iB_x}^2} = 0, \quad (10.2)$$

що означає зрівноваження цих сил.

Момент сил інерції обертальних сил в площині  $ZOX$

$$\sum M_{BX} = P_{iB_1} \cdot \cos \varphi \cdot \frac{l}{2} + P_{iB_2} \cdot \cos(\varphi + 180^\circ) \cdot \left(-\frac{l}{2}\right) = P_{iB} \cdot l \cdot \cos \alpha .$$

В площині  $XOY$  момент цих сил

$$\sum M_{BZ} = P_{iB_1} \cdot \sin \varphi \cdot \frac{l}{2} + P_{iB_2} \cdot \sin(\varphi + 180^\circ) \cdot \left(-\frac{l}{2}\right) = P_{iB} \cdot l \cdot \sin \alpha .$$

Загальний момент сил інерції обертальних мас в двигуні

$$\sum M_B = \sqrt{\sum M_{BX}^2 + M_{BZ}^2} = P_{iB} \cdot l, \quad (10.3)$$

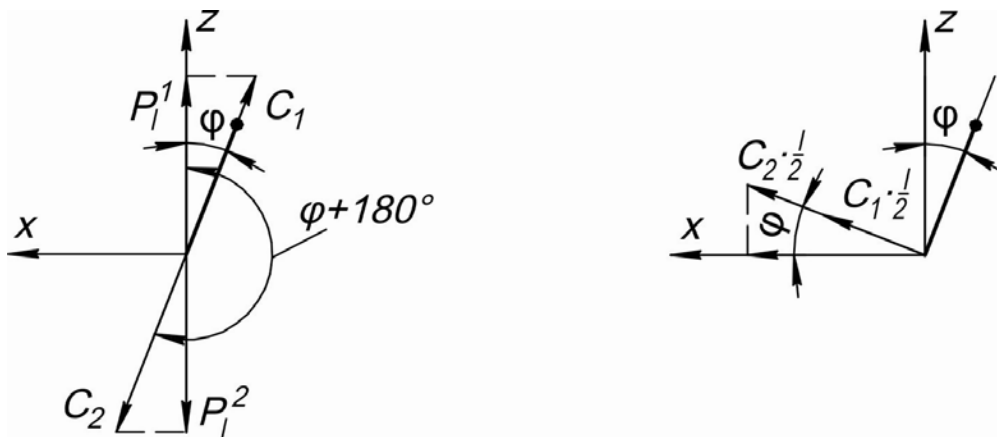
тобто момент незрівноважений, постійний по величині і діє в площині під кутом

$$\xi = \operatorname{arctg} \frac{\sum M_{BZ}}{\sum M_{BX}} = \varphi$$

до осі  $Z$ , або лежить в площині колінчастого вала і обертається разом з ним.

При дослідженні сил інерції обертальних мас та моментів від цих сил векторно-графічним методом розглянемо площину  $ZOX$  (рис. 10.2). Перший кривошип встановлюється під кутом  $\varphi$ , вздовж його діє сила  $P_{iB_1}$ . Сила інерції обертальних мас другого циліндра  $P_{iB_2}$  направлена під кутом  $\varphi + 180^\circ$ , тобто вниз. Вони рівні по величині і діють в протилежні напрямки, тому сума їх дорівнює нулю. В площині колінчастого вала сили  $P_{iB_1}$  та  $P_{iB_2}$  утворюють момент, вектор якого по правилу буравчика направлений перпендикулярно до

площини дії моменту (рис. 10.2). Оскільки плечі сил –  $l/2$ , то величина сумарного моменту дорівнює  $P_{iB} \cdot l$ .



$$\Sigma P_I = 0$$

По аналогії

$$\Sigma P_{iB} = 0$$

$$\Sigma M_I = C \cdot l \cdot \cos \varphi$$

По аналогії

$$\Sigma M_{iB} = P_{iB} \cdot l$$

Рисунок 10.2 – Схеми до дослідження  $\Sigma P_I$  та  $\Sigma M_I$

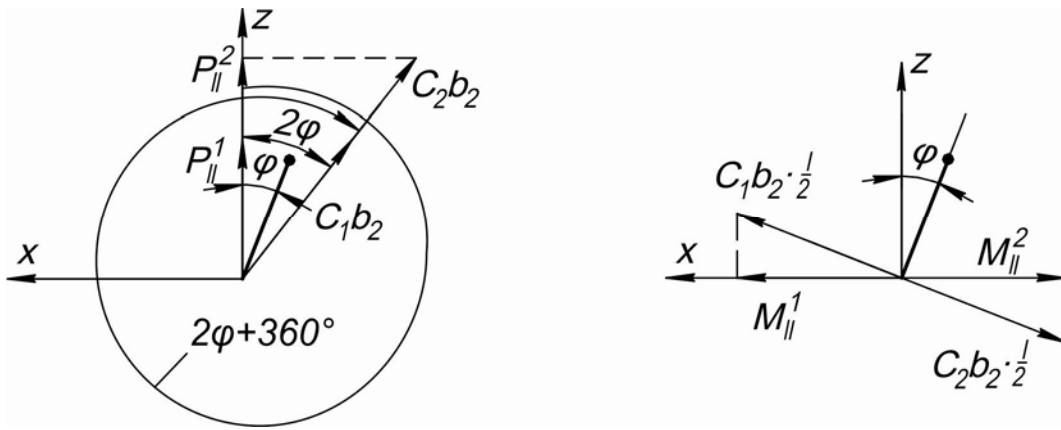
Сумарна сила інерції мас, що рухаються зворотно-поступально першого порядку дорівнює

$$\Sigma P_I = C_1 \cdot \cos \varphi + C_2 \cdot \cos(\varphi + 180^\circ) = 0. \quad (10.4)$$

Момент від сил інерції  $P_I$  одержимо з виразу

$$\begin{aligned} \Sigma M_I &= C_1 \cdot \cos \varphi \cdot \frac{l}{2} + C_2 \times \\ &\times \cos(\varphi + 180^\circ) \cdot \left(-\frac{l}{2}\right) = C \cdot l \cdot \cos \alpha. \end{aligned} \quad (10.5)$$

Цей же результат одержимо векторно-графічним методом. На рис. 10.3  $C_1$  – фіктивний вектор сили першого порядку в першому циліндрі,  $C_2$  – фіктивний вектор сили першого порядку у другому циліндрі. Фіктивний вектор моменту  $C_1 \cdot 1/2 \cdot l$  – для першого циліндру, а  $C_2 \cdot 1/2 \cdot l$  – для другого циліндру. Видно, що  $\Sigma M_{I \max}$  буде, коли  $\varphi = 0$ .



$$\Sigma P_{II} = 2 \cdot C \cdot b_2 \cos 2\varphi$$

$$\Sigma M_{II} = 0$$

Рисунок 10.3 – Схеми до дослідження  $\Sigma P_{II}$  та  $\Sigma M_{II}$

Сумарна сила інерції другого порядку (рис. 10.4)

$$\begin{aligned} \Sigma P_{II} &= C_1 \cdot b_2 \cdot \cos 2\varphi + C_2 \cdot b_2 \times \\ &\times \cos 2(\varphi + 180^\circ) = 2C \cdot b_2 \cdot \cos 2\alpha, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \Sigma M_{II} &= C_1 \cdot b_2 \cdot \cos 2\varphi \cdot \frac{l}{2} + \\ &+ C_2 \cdot b_2 \cdot \cos 2(\varphi + 180^\circ) \cdot \left(-\frac{l}{2}\right) = 0. \end{aligned}$$

Для зрівноваження незрівноважених моментів в двигуні такого типу доцільно розмістити противаги на крайніх щоках (рис 10.1) або на всіх щоках.

В обох випадках противаги треба підібрати так, щоб повністю зрівноважити момент від обертальних сил інерції  $\Sigma M_B = P_{iB} \cdot l$ , а частково момент першого порядку  $\Sigma M_I$

$$\Sigma M_B + \frac{1}{2} C \cdot l.$$

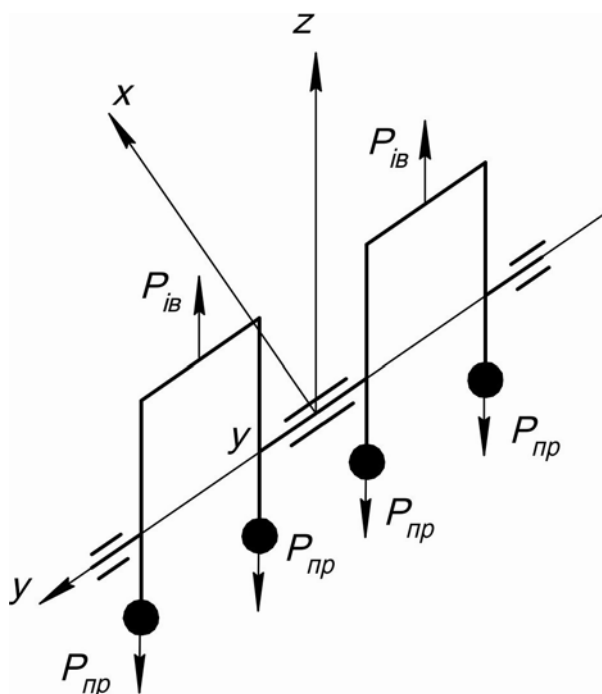
Незрівноважену силу інерції другого порядку можна зрівноважити по методу Ланчестера, але цього не роблять, бо вона дуже мала.

## 10.2. Дослідження зрівноваженості та зрівноваження двоциліндрових чотиритактних двигунів

Для забезпечення рівномірності роботи циліндрів чотиритактного двигуна вони повинні працювати через інтервали

$$\Delta_{4T} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{2} = 360^\circ.$$

Для виконання цієї умови потрібен вал з кривошипами в один бік (рис. 10.4). Такий двигун аналогічний одноциліндровому:



$$\sum P_{iB} = 2P_{iB}; \quad \sum M_B = 0;$$

$$\sum P_I = 2C \cdot \cos \varphi; \quad \sum M_I = 0;$$

$$\sum P_{II} = 2C \cdot b_2 \cdot \cos 2\varphi; \quad \sum M_{II} = 0$$

Рисунок 10.4 – Схема колінчастого вала двоциліндрового чотиритактного двигуна

Через погану зрівноваженість двигун цього типу використовують дуже рідко. При використанні його зрівноважують аналогічно одноциліндровому. Частіше в чотиритактних двигунах використовують колінчастий вал з кривошипами під кутом  $180^\circ$ . Це дає кращу зрівноваженість, але нерівномірну роботу циліндрів

$$\Delta_1 = 180^\circ, \quad \Delta_2 = 540^\circ$$

*Висновки:* з дослідження зрівноваженості двотактного двоциліндрового двигуна ясно, що характер зрівноваженості сил інерції обертальних мас  $\sum P_{iB}$  та їх моментів  $\sum M_B$  аналогічний силам інерції першого порядку  $\sum P_I$  та їх моментам  $\sum M_I$ . Тому достатньо дослідити тільки один вид, а другий записати по аналогії.

### **Контрольні запитання**

1. Назвіть основні припущення при дослідженні зрівноваженості багатоциліндрових двигунів.
2. Як вибирають припущення при дослідженні зрівноваженості багатоциліндрових двигунів ?
3. Назвіть основні положення при дослідженні зрівноваженості багатоциліндрових однорядних двигунів.
4. Які фактори можна зрівноважити за допомогою противаг в двоциліндровому двотактному двигуні ?

### **Лекція № 11**

- 11.1. Дослідження зрівноваженості трициліндрових двигунів.
- 11.2. Зрівноваження трициліндрових двигунів.

#### **11.1. Дослідження зрівноваженості трициліндрових двигунів**

Для забезпечення рівномірності крутного моменту двигуна його циліндри повинні працювати через інтервали:



двотактний

$$\Delta_{2T} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 2}{3} = 120^\circ;$$

чотиритактний

$$\Delta_{4T} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{3} = 240^\circ.$$

Цю умову задовольняють дві форми колінчастих валів (рис. 11.1).

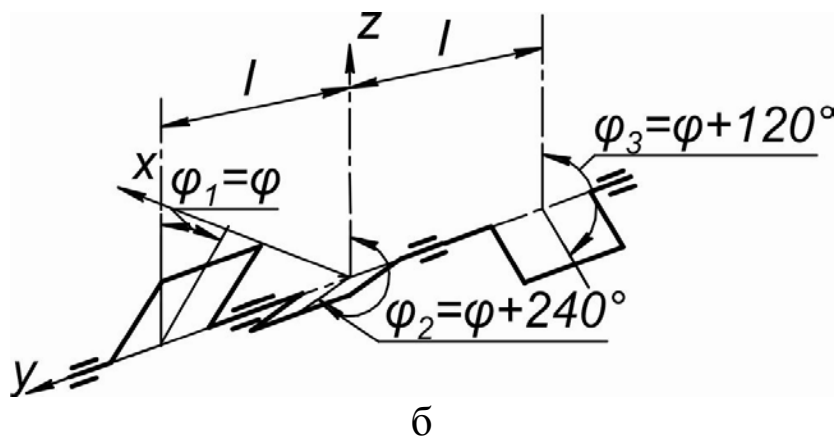
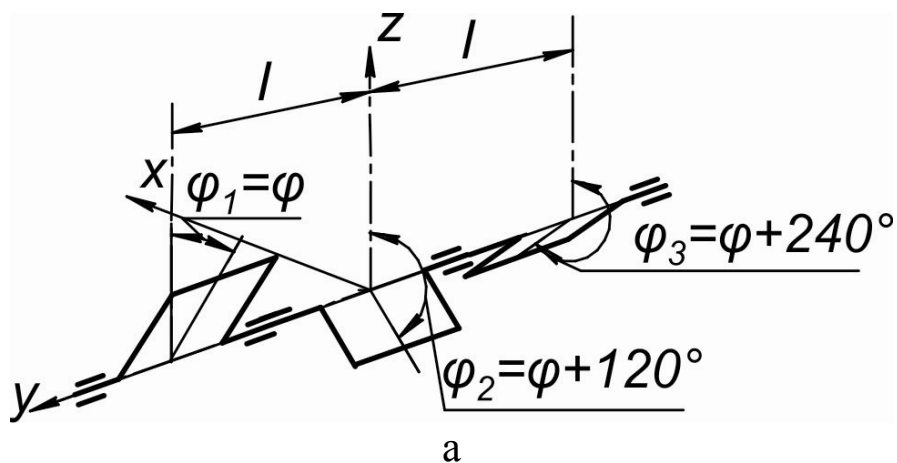


Рисунок 11.1 – Можливі форми колінчастих валів трициліндрових двигунів

Порядок роботи циліндрів ряду (ПРЦР):

I	двотактний цикл	$1 \xrightarrow{120^\circ} 3 \xrightarrow{120} 2$
	чотиритактний цикл	$1 \xrightarrow{240^\circ} 2 \xrightarrow{240} 3$
II	двотактний цикл	$1 \xrightarrow{120^\circ} 2 \xrightarrow{120} 3$
	чотиритактний цикл	$1 \xrightarrow{240^\circ} 3 \xrightarrow{240} 2$ .

Слід зазначити, що одна і та форма колінчастого вала задовольняє і двотактний і чотиритактний цикли. При двотактному циклі циліндра працюють через  $120^\circ$  повороту колінчастого валу, а при чотиритактному – через  $240^\circ$ .

Дослідження зрівноваженості обох форм колінчастих валів показала, що по зрівноваженню вони рівноцінні, тому приведемо приклад першої форми. Крім цього на прикладі трициліндрового двигуна покажемо аналітичний і векторно-графічний методи. Застосовуючи аналітичний метод, згідно рис. 11.1, можна записати

$$\begin{aligned} \sum P_I &= C_1 \cdot \cos \varphi + C_2 \cdot \cos(\varphi + 120^\circ) + \\ &+ C_3 \cdot \cos(\varphi + 240^\circ) = C \cdot [\cos \varphi + \cos \varphi \cdot \cos 120^\circ - \\ &- \sin \varphi \cdot \sin 120^\circ + \cos \varphi \cdot \cos 240^\circ - \\ &- \sin \varphi \cdot \sin 240^\circ] = C \cdot \left[ \cos \varphi + \cos \varphi \cdot \left( -\frac{1}{2} \right) - \right. \\ &\left. - \sin \varphi \cdot \left( \frac{\sqrt{3}}{2} \right) + \cos \varphi \cdot \left( -\frac{1}{2} \right) - \sin \varphi \cdot \left( -\frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right] = 0 . \end{aligned}$$

Для дослідження векторно-графічним методом в системі координат  $ZOX$  відкладемо фіктивні вектори  $C_1$  під кутом  $\varphi$ ,  $C_2$  під кутом  $\varphi + 120^\circ$  і  $C_3$  під кутом  $\varphi + 240^\circ$  (рис. 11.2). Видно, що векторна сума  $C_1$ ,  $C_2$  і  $C_3$  дорівнює 0, тому  $\sum P_I = 0$ .

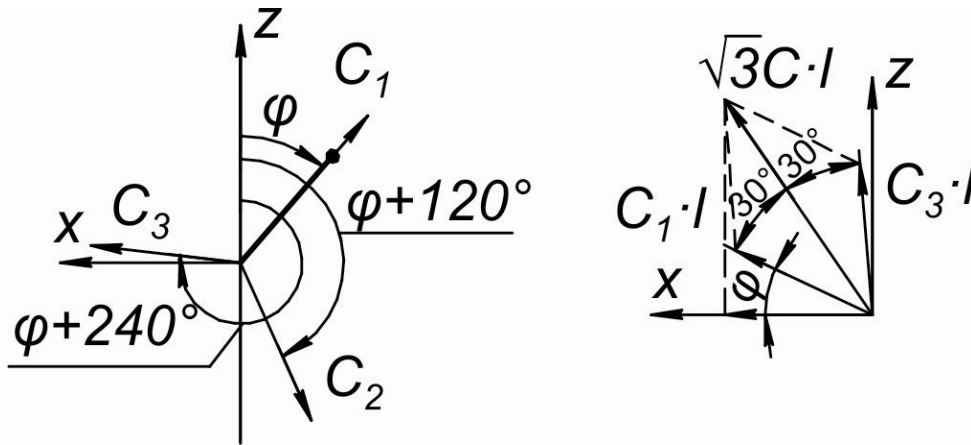


Рисунок 11.2 – До аналізу сил інерції першого порядку  $\Sigma P_I$  та моменту від сил інерції першого порядку  $\Sigma M_I$

По аналогії  $\Sigma P_{i\theta} = 0$ .

Для дослідження  $\Sigma M_I$ , згідно рис 11.1, запишемо аналітичний вираз

$$\begin{aligned}
 \Sigma M_I &= C_1 \cdot \cos \varphi \cdot l + C_3 \cdot \cos(\varphi + 240^\circ) \cdot (-l) = \\
 &= C \cdot l \cdot [\cos \varphi + \cos \varphi \cdot \cos 240^\circ + \sin \varphi \cdot \sin 240^\circ] = \\
 &= C \cdot l \cdot \left[ \cos \varphi - \cos \varphi \left( -\frac{1}{2} \right) + \sin \varphi \left( -\frac{\sqrt{3}}{2} \right) \right] = \\
 &= C \cdot l \cdot \left[ \frac{3}{2} \cdot \cos \varphi - \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \sin \varphi \right] = \sqrt{3} \cdot C \cdot l \left[ \frac{\sqrt{3}}{2} \cdot \cos \varphi - \frac{1}{2} \cdot \sin \varphi \right] = \\
 &= \sqrt{3} \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi + 30^\circ).
 \end{aligned}$$

Використовуючи векторно-графічний метод, одержимо (рис. 11.2)  $\Sigma M_I = \sqrt{3} \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi + 30^\circ)$ . По аналогії  $\Sigma M_B = \sqrt{3} \cdot P_{iB} \cdot l$ , як і для моменту від сил першого порядку  $\Sigma M_I$ , цей момент лежить в площині, що випереджає площину першого кривошипну на  $30^\circ$  в бік обертання колінчастого вала.

Згідно рис. 11.2, аналітичний вираз для сил інерції другого порядку має вигляд

$$\begin{aligned} \sum P_{II} &= C_1 \cdot b_2 \cdot \cos 2\varphi + C_2 \cdot b_2 \cdot \cos(2\varphi + 240^\circ) + C_3 \cdot b_2 \cdot \cos(2\varphi + 480^\circ) = \\ &= C \cdot b_2 \cdot \left[ \cos 2\varphi + \cos 2\varphi \cdot \cos 240^\circ - \sin 2\varphi \cdot \sin 240^\circ + \cos 2\varphi \cdot \cos 480^\circ - \right. \\ &\quad \left. - \sin 2\varphi \cdot \sin 480^\circ \right] = C \cdot b_2 \cdot \left[ \cos 2\varphi + \cos 2\varphi \cdot \left(-\frac{1}{2}\right) - \sin 2\varphi \cdot \left(-\frac{\sqrt{3}}{2}\right) + \right. \\ &\quad \left. + \cos 2\varphi \cdot \left(-\frac{1}{2}\right) - \sin 2\varphi \cdot \left(\frac{\sqrt{3}}{2}\right) \right] = 0. \end{aligned}$$

Векторно-графічним методом для дослідження  $\sum P_{II}$  необхідно розглянути систему координат  $ZOX$  (рис. 11.3).

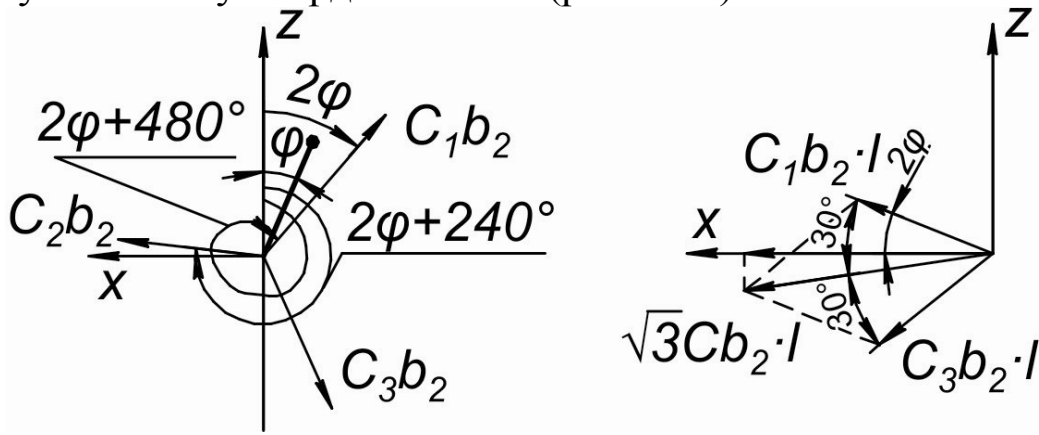


Рисунок 11.3 – До аналізу сил інерції другого порядку  $\sum P_{II}$  та моменту від сил інерції другого порядку  $\sum M_{II}$

Видно, що вектори  $C_1 b_1$ ,  $C_2 b_2$  і  $C_3 b_2$  рівномірно розташовані по колу, тому їх векторна сума дорівнює нулю.

Сумарний момент від сил інерції другого порядку  $\sum M_{II}$  спочатку визначимо аналітичним методом

$$\begin{aligned} \sum M_{II} &= C_1 \cdot b_2 \cdot \cos 2\varphi \cdot (l) + C_3 \cdot b_2 \cdot \cos(2\varphi + 480^\circ) \cdot (-l) = \\ &= C \cdot b_2 \cdot l \cdot \left[ \cos 2\varphi - \cos 2\varphi \cdot \cos 480^\circ \right] = \\ &= C \cdot b_2 \cdot l \cdot \left[ \cos 2\varphi - \cos 2\varphi \cdot \left(-\frac{1}{2}\right) + \sin 2\varphi \cdot \left(\frac{\sqrt{3}}{2}\right) \right] = \\ &= C \cdot b_2 \cdot l \cdot \left[ \frac{3}{2} \cos 2\varphi + \frac{\sqrt{3}}{2} \sin 2\varphi \right] = \sqrt{3} \cdot C \cdot b_2 \cdot l \cdot \cos 2(\varphi - 15^\circ). \end{aligned}$$

В системі координат  $ZOX$  (рис. 11.3) моменти дає перший і третій циліндр на плечі  $l$ . Додаємо ці вектори і одержуємо сумарний вектор  $\Sigma M_{II}$

$$\Sigma M_{II} = \sqrt{3}C \cdot b_2 \cdot l \cdot \cos 2(\varphi - 15^\circ).$$

### 10.3. Зрівноваження трициліндрових двигунів

Як показало дослідження зрівноваженості трициліндрового двигуна:

$$\Sigma P_I = 0 ; \quad \Sigma P_{iB} = 0 ; \quad \Sigma P_{II} = 0 ;$$

$$\Sigma M_I = \sqrt{3} \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi + 30^\circ); \quad \Sigma M_B = \sqrt{3} \cdot P_{iB} \cdot l;$$

$$\Sigma M_{II} = \sqrt{3}C \cdot b_2 \cdot l \cdot \cos 2(\varphi - 15^\circ).$$

Для зрівноваження  $\Sigma M_e$  достатньо встановлення на колінчастому валі двох противаг, які створюють момент в площині, що випереджає площину першого кривошипа на  $30^\circ$  п.к.в. (рис. 11.2).

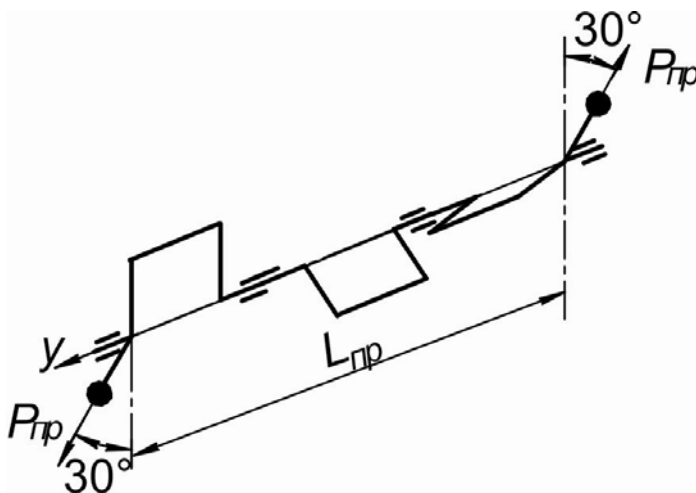


Рисунок 11.4 – Схема зрівноваження  $\Sigma M_e$

Рівняння для визначення сили противаги  $P_{\text{пр}}$

$$P_{\text{пр}} \cdot L_{\text{пр}} = \sqrt{3} P_{i\epsilon} \cdot l,$$

звідки

$$P_{\text{пр}} = \frac{\sqrt{3} P_{i\epsilon} \cdot l}{L_{\text{пр}}}.$$

При встановленні противаг на колінчастому валі крім задачі зрівноваження вирішують ще й задачу розвантаження корінних підшипників, тому схема і кількість противаг може бути різною, але сумарний момент, який вони створюють повинен дорівнювати  $\sqrt{3} P_{i\epsilon} \cdot l$  і лежати в площині, що показана на рис. 11.4.

Зрівноважити момент від сил інерції першого порядку  $\Sigma M_I$  можна тільки за допомогою системи Ланчестера, що складається з двох валів з противагами, які обертаються з частотою  $\omega$  в протилежні боки (рис. 11.5).

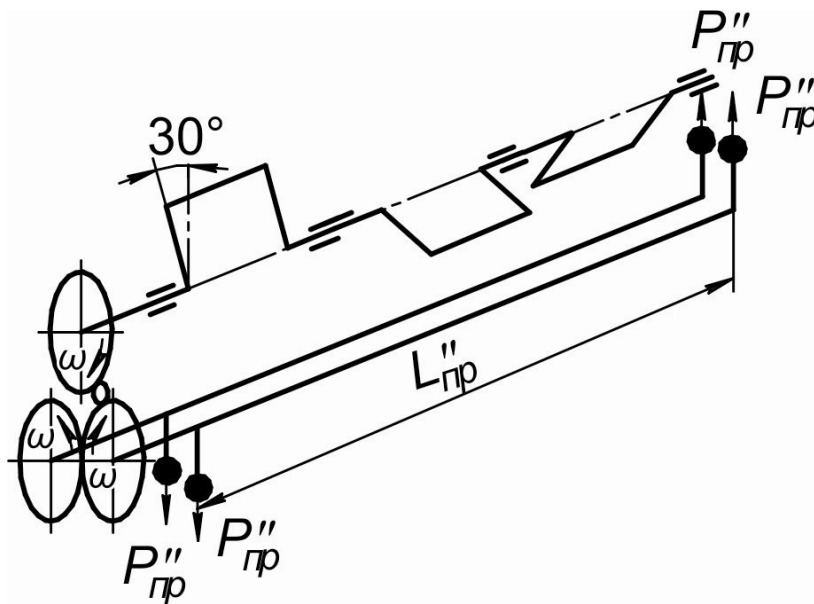


Рисунок 11.5 – Схема зрівноваження  $\Sigma M_I$

Для визначення  $P_{\text{пр}}^I$  можна скласти таке рівняння

$$2P_{\text{пр}}^I \cdot L_{\text{пр}}^I = \sqrt{3} \cdot C \cdot l,$$

звідки

$$P_{\text{пр}}^I = \frac{\sqrt{3} \cdot C \cdot l}{2L_{\text{пр}}^I}.$$

Для зрівноваження  $\Sigma M_{II}$ , також необхідна система Ланчестера, що складається з двох валів з противагами, які обертаються з частотою  $2\omega$  в протилежні боки (рис. 11.6).

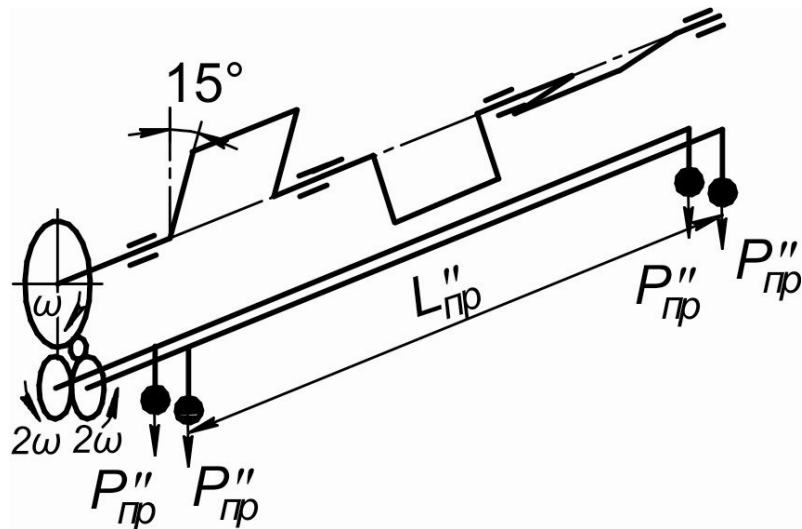


Рисунок 11.6 – Схема зрівноваження  $\Sigma M_{II}$

Сила противаги  $P_{\text{пр}}^{\text{II}}$  визначається з рівняння

$$2P_{\text{пр}}^{\text{II}} \cdot L_{\text{пр}}^{\text{II}} = \sqrt{3} \cdot C \cdot b_2 \cdot l,$$

звідки

$$P_{\text{пр}}^{\text{II}} = \frac{\sqrt{3} \cdot C \cdot b_2 \cdot l}{2L_{\text{пр}}^{\text{II}}}.$$

## **Контрольні запитання**

1. Назвіть аргументи згідно яких одна і та ж форма колінчастого вала задовольняє і двотактний і чотиритактний цикли роботи двигуна.
2. Чому для трициліндрового двигуна всі сили зрівноважені ?
3. Який метод дослідження зрівноваженості трициліндрового двигуна дає більш швидкий і наглядний результат ?
4. Які фактори і яким чином можна зрівноважити в трициліндровому двигуні ?

## **Лекція № 12**

12.1. Дослідження зрівноваженості рядних чотирициліндрових чотиритактних двигунів.

12.2. Зрівноваження рядних чотирициліндрових чотиритактних двигунів.

### **12.1. Дослідження зрівноваженості рядних чотирициліндрових чотиритактних двигунів**

Для забезпечення рівномірності роботи циліндрів рядного чотирициліндрового чотиритактного двигуна, вони повинні працювати через інтервали

$$\Delta_{4T} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{4} = 180^\circ. \quad (12.1)$$

Цю умову можуть забезпечити форми валів, що приведені на рис. 12.1.

Дослідження зрівноваженості сил інерції всіх трьох форм валів, що приведені на рис. 12.1 показало:

$$\Sigma P_I = 0 ; \quad \Sigma P_{ie} = 0 ; \quad \Sigma P_{II} = 4C \cdot \epsilon_2 \cdot \cos 2\varphi .$$

Що стосується моментів від сил інерції, то лише форма *в* дає повне зрівноваження всіх моментів:

$$\Sigma M_I = 0 ; \quad \Sigma M_{ie} = 0 ; \quad \Sigma M_{II} = 0 .$$



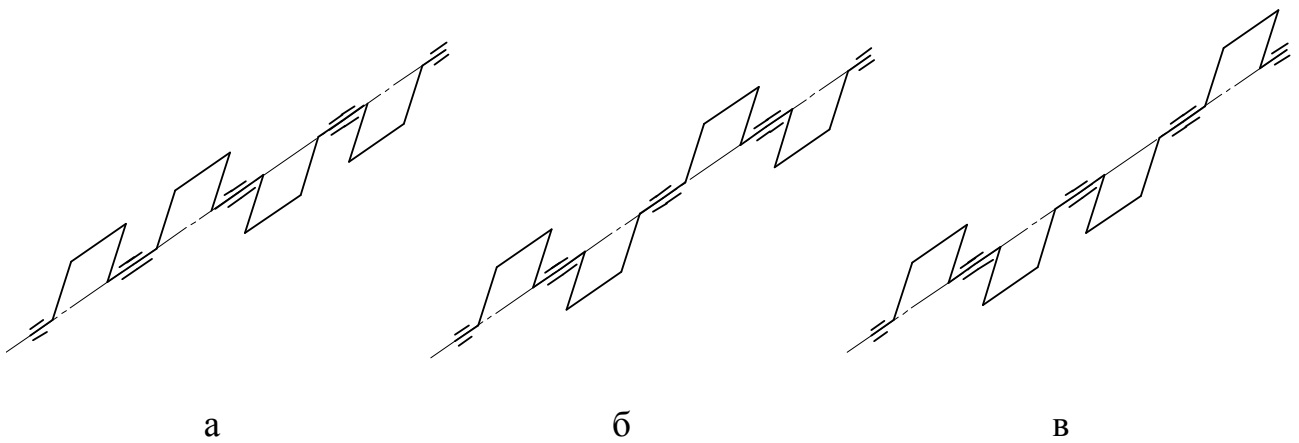


Рисунок 12.1 – Форми валів, що забезпечують рівномірну роботу рядного чотирициліндрового чотиритактного двигуна

Саме така форма колінчастого вала (див. рис. 12.1, в) знайшла широке застосування в чотирициліндрових чотиритактних двигунах. Розглянемо зрівноваженість двигуна з цією формою колінчастого вала.

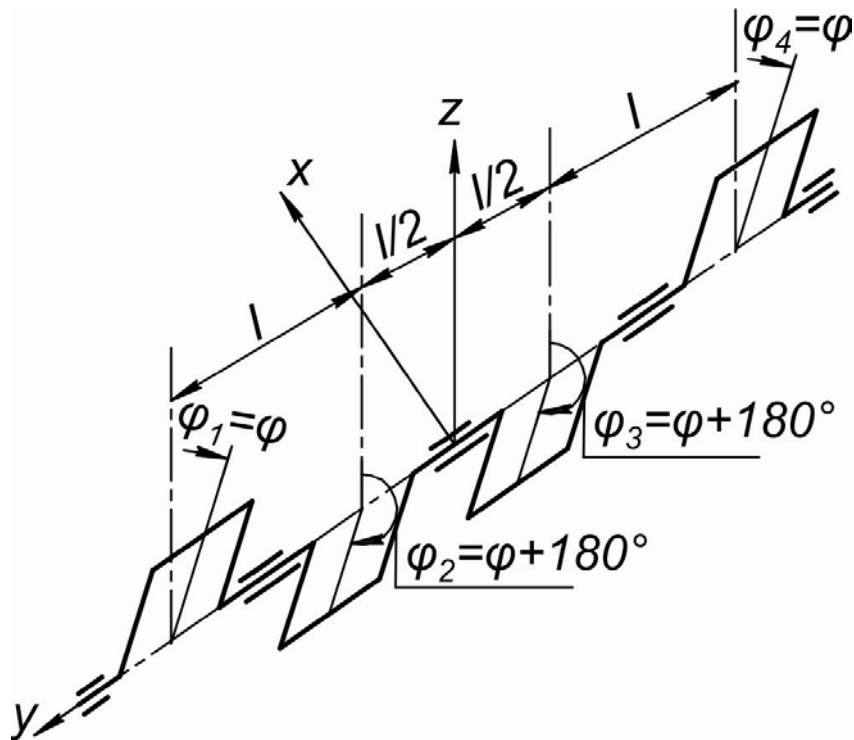


Рисунок 12.2 – До аналізу зрівноваженості рядного чотирициліндрового чотиритактного двигуна

Як видно з рис. 12.2, розглянута форма колінчастого вала симетрична відносно площини  $ZOX$ , перший кривошип симетричний четвертому, а другий симетричний третьому. Саме ця дзеркальна симетрія забезпечує зрівноваження всіх моментів. Розглянемо зрівноваженість такого двигуна векторно-графічним методом. В площині  $ZOX$  фіктивні вектори сил першого порядку розташовуються наступним чином.

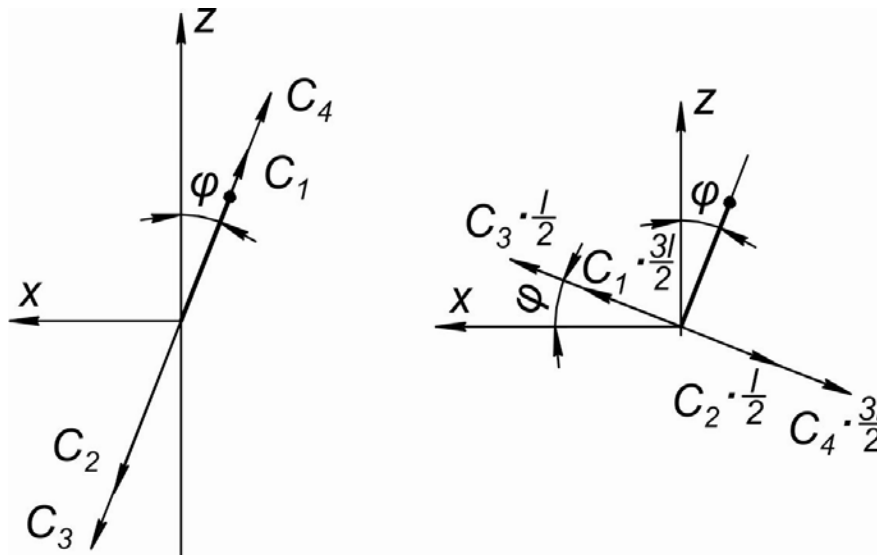


Рисунок 12.3 – До аналізу  $\Sigma P_I$  та  $\Sigma M_I$

Як видно з рис. 12.3 сума всіх векторів  $C_1, C_2, C_3$  і  $C_4$  дорівнює нулю, тому  $\Sigma P_I = 0$ , по аналогії  $\Sigma P_{ie} = 0$ .

Для дослідження моментів від сил інерції першого порядку (див. рис. 12.2 і рис. 12.3) в координатах  $ZOX$  відкладаємо вектори фіктивних моментів, які побудовані на фіктивних векторах  $C_1, C_2, C_3$  і  $C_4$ . З рис. 12.3 видно, що сума фіктивних моментів дорівнює нулю, тому  $\Sigma M_I = 0$ .

Далі досліджуємо сили інерції другого порядку і моменти від сил інерції другого порядку.

Кут дії фіктивних векторів  $C_1 v_2$  і  $C_4 v_2$  становиться  $2\varphi$ , а векторів  $C_2 v_2$  і  $C_3 v_2 - 2\varphi + 360^\circ$ . Як видно з рис. 12.4 всі вектори додаються і проектуючи їх на вісь  $Z$  одержуємо  $\Sigma P_{II} = 4Cv_2 \cos 2\varphi$ .

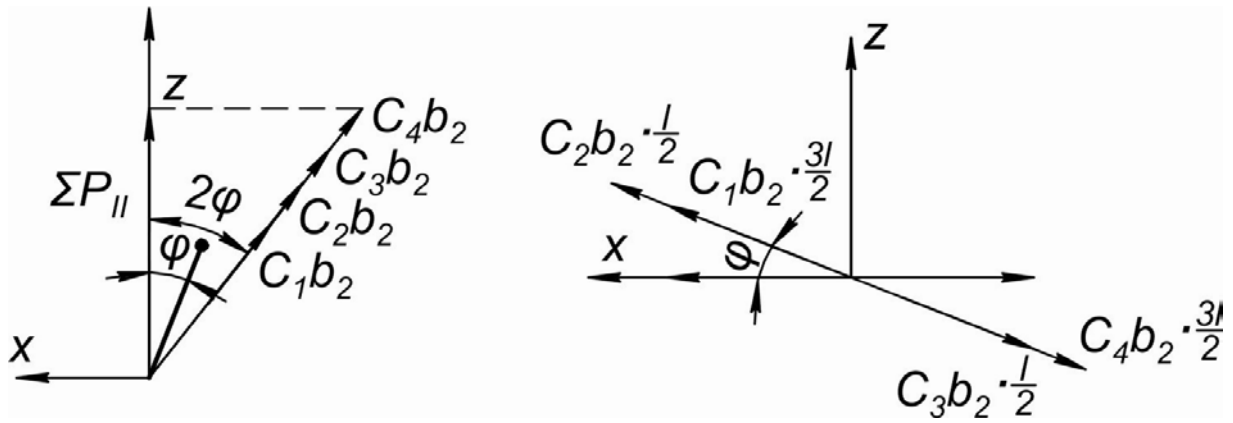


Рисунок 12.4 – До аналізу  $\Sigma P_{II}$  та  $\Sigma M_{II}$

Для дослідження моментів від сил інерції другого порядку (див. рис. 12.2 і рис. 12.4) в координатах  $ZOX$  вектори фіктивних моментів розташовуються так, що їх сума дорівнює нулю, тому  $\Sigma M_{II} = 0$ .

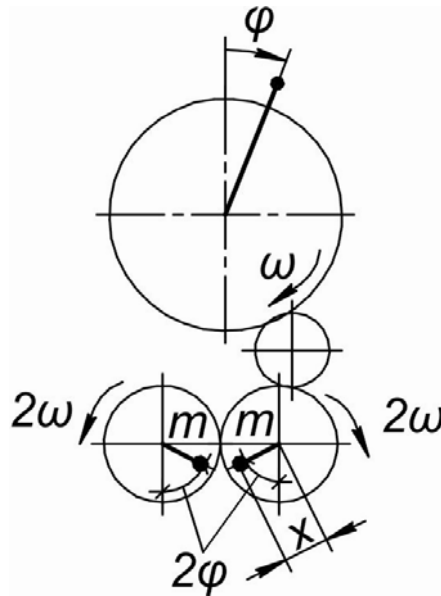
Підсумовуючи дослідження, маємо:

$$\begin{array}{ll} \Sigma P_I = 0; & \Sigma M_I = 0; \\ \Sigma P_{II} = 4C \cdot \omega_2 \cdot \cos \varphi; & \Sigma M_{II} = 0; \\ \Sigma P_g = 0; & \Sigma M_g = 0. \end{array}$$

В більшості чотирициліндрових чотиритактних двигунів сила другого порядку залишається незрівноваженою, бо по амплітуді вона незначна і має порядок  $2\omega$ .

## **12.2. Зрівноваження рядних чотирициліндрових чотиритактних двигунів**

Для підвищення комфортабельності автомобіля, а також для комбайнів у чотирициліндровому чотиритактному двигуні зрівноважують сумарну силу  $\Sigma P_{II}$ . Система Ланчестера складається з двох шестерен з противагами, які обертаються зі швидкістю  $2\omega$ .



$$4C \cdot \epsilon_2 = 2m \cdot x \cdot (2\omega)^2,$$

$$4m_A \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda = 2m \cdot x \cdot 4\omega^2,$$

$$m = \frac{m_A R \cdot \lambda}{2x}.$$

Рисунок 12.5 – Схема до зрівноваження  $\Sigma P_{II}$

Недоліком дзеркально-симетричного вала є внутрішня незрівноваженість. Для покращення внутрішньої зрівноваженості застосовують розвантажуючі противаги. Їх вибирають з умови розвантаження середньої корінної опори (рис. 12.6).

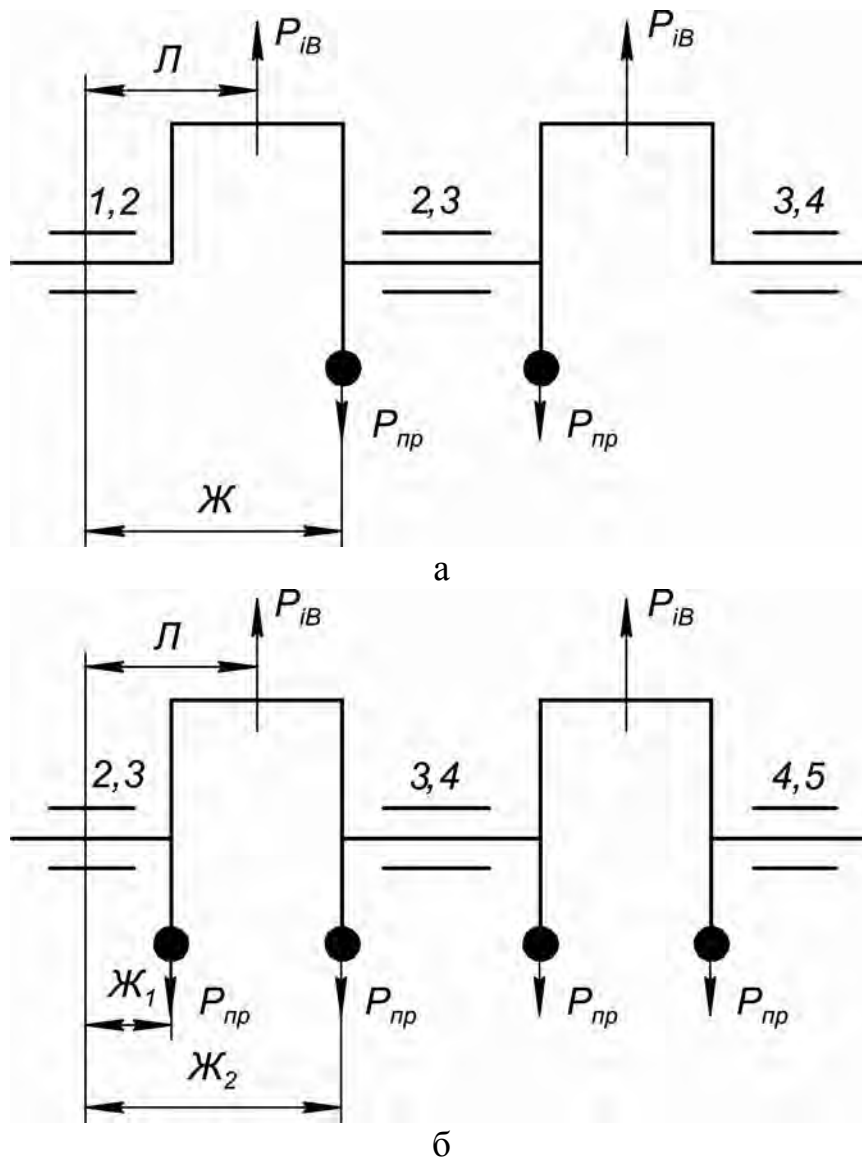


Рисунок 12.6 – Схеми для визначення сил інерції розвантажуючих противаг  $P_{пр}$

У випадку двох розвантажуючих противаг (рис. 12.6, а)

$$P_{пр} = k_p \cdot P_{ив} \cdot \frac{L}{Z},$$

де  $k_1$  – коефіцієнт розвантаження (0,5–0,6).

Коли противаги встановлюють на всіх щоках (рис. 12.6, б)

$$P_{пр} = k_p \cdot P_{ив} \cdot \frac{L}{Z_1 + Z_2}.$$

Загальна кількість і розташування розвантажуючих противаг повинна забезпечувати найкращу внутрішню зрівноваженість і не порушувати зовнішню зрівноваженість. На рис. 12.7 приведені схеми розташування противаг для колінчастого вала чотирициліндрового чотиритактного двигуна з загальною кількістю противаг 4 і 8.

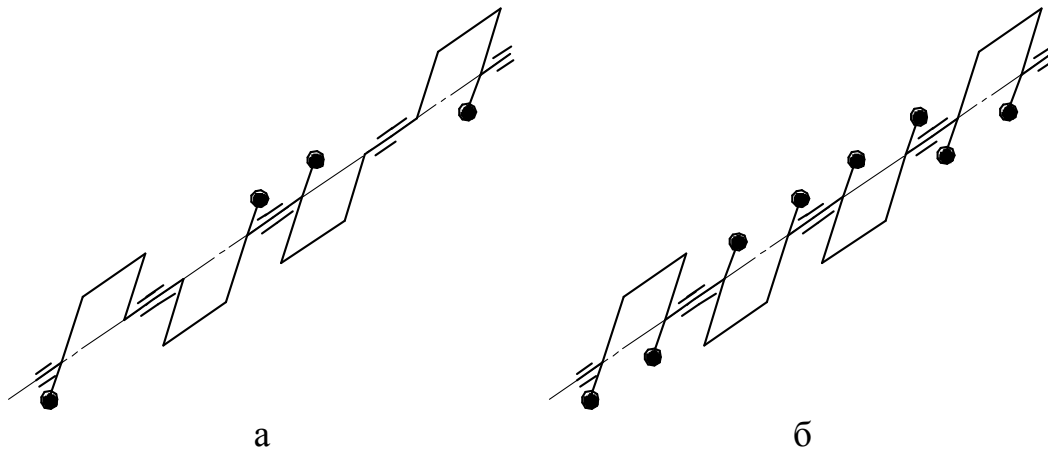


Рисунок 12.7 – Схеми розташування противаг на колінчастому валу чотиритактного чотирициліндрового двигуна:

- а – з загальною кількістю їх 4;
- б – з загальною кількістю їх 8.

### **Контрольні запитання**

1. Назвіть причину з якої найпоширенішого застосування знайшла тільки третя форма колінчастого вала?
2. В яких випадках зрівноважують сумарну силу інерції  $\Sigma P_{II}$ ?
3. Для чого на колінчасті вали чотирициліндрових чотиритактних двигунів встановлюють противаги?

## Лекція № 13

13.1. Дослідження зрівноваженості рядних чотирициліндрових двотактних двигунів.

13.2. Порівняльний аналіз зрівноваженості різних форм колінчастих валів.

13.3. Зрівноваження рядних чотирициліндрових двотактних двигунів.

### **13.1. Дослідження зрівноваженості рядних чотирициліндрових двотактних двигунів**

Для забезпечення рівномірності крутного моменту двигуна циліндри повинні працювати через інтервал

$$\Delta_{2T} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 2}{4} = 90^\circ.$$

Це забезпечується трьома формами валів, які приведені на рис. 13.1.

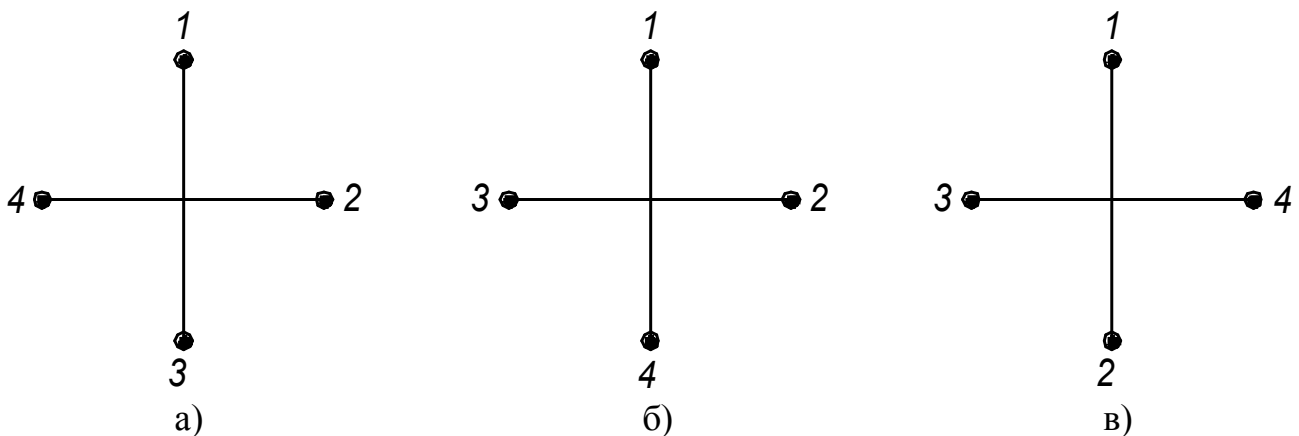


Рисунок 13.1 – Форми колінчастих валів, що забезпечують рівномірну роботу циліндрів двигуна через інтервал  $\Delta_{2T} = 90^\circ$

Дослідження зрівноваженості всіх трьох форм колінчастих валів доцільно провести векторно-графічним методом. Для форми вала, що приведена на рис. 13.1, а в загально-прийнятій системі координат маємо (рис. 13.2).

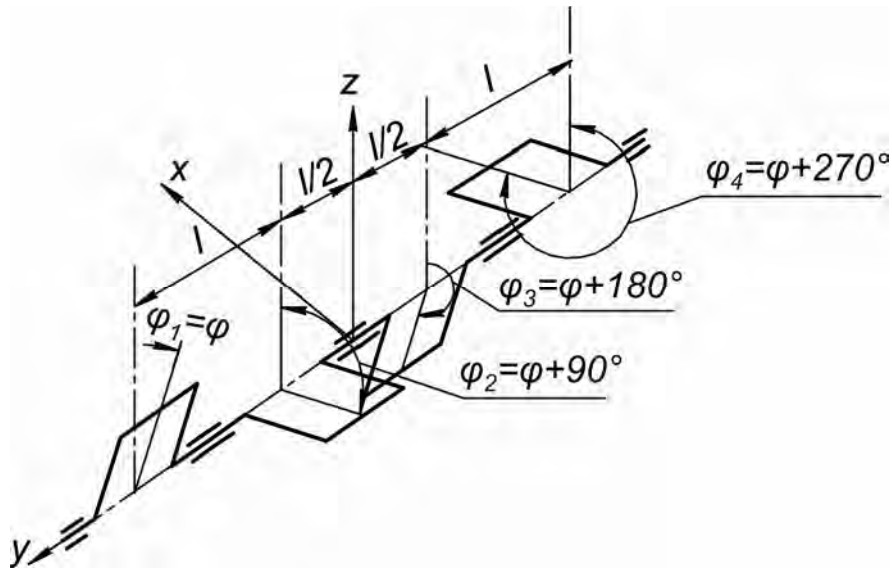


Рисунок 13.2 – Дослідження зрівноваженості форми вала, що приведена на рис. 13.1, а

Результати дослідження приведені на рис. 13.3.

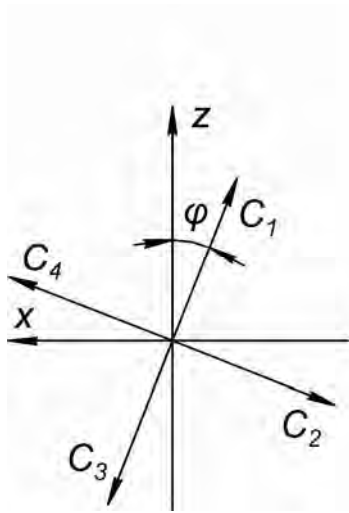
В результаті дослідження маємо:

$$\begin{aligned} \Sigma P_I &= 0. & \Sigma M_I &= 2\sqrt{2} \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi + 45^\circ). \\ \Sigma P_{II} &= 0. & \Sigma M_{II} &= 2C \cdot b_2 \cdot l \cdot \cos 2\varphi. \\ \Sigma P_{i\vartheta} &= 0. & \Sigma M_{\vartheta} &= 2\sqrt{2} \cdot P_{i\vartheta} \cdot l. \end{aligned}$$

Проведемо дослідження форми вала, приведена на рис. 13.1, б в прийнятій системі координат маємо (рис. 13.4).

Результати дослідження векторно-графічним методом приведено на рис. 13.5.

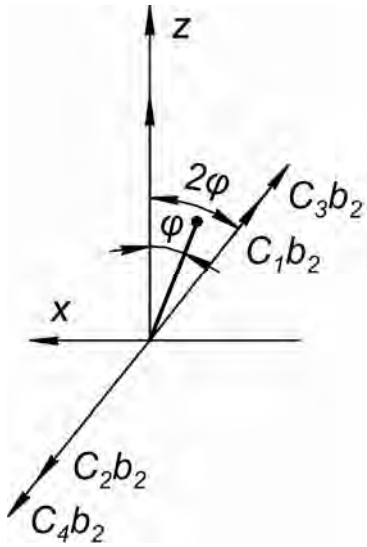




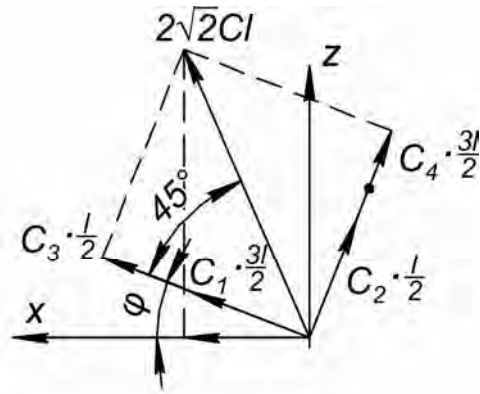
$$\Sigma P_I = 0.$$

По аналогії

$$\Sigma P_{ie} = 0.$$



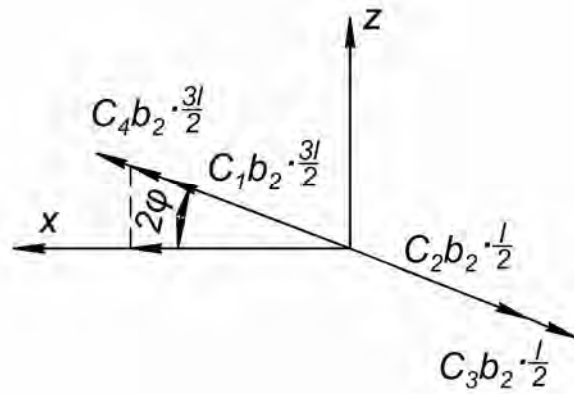
$$\Sigma P_{22} = 0$$



$$\Sigma M_I = 2\sqrt{2} \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi + 45^\circ).$$

По аналогії

$$\Sigma M_e = 2\sqrt{2} \cdot P_{ie} \cdot l$$



$$\Sigma M_I = 2C \cdot b_2 \cdot l \cdot \cos 2\varphi$$

Рисунок 13.3 – Результати дослідження  $\Sigma P_2$ ,  $\Sigma P_{3q}$ ,  $\Sigma P_{22} = 0$ ,  $\Sigma M_I$ ,  $\Sigma M_e$ ,  $\Sigma M_{II}$  для форми вала на рис. 13.1, а

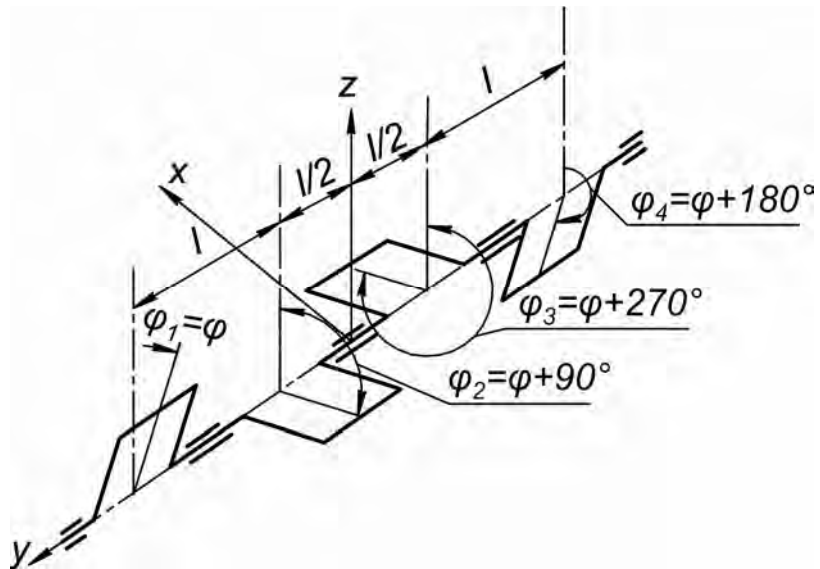
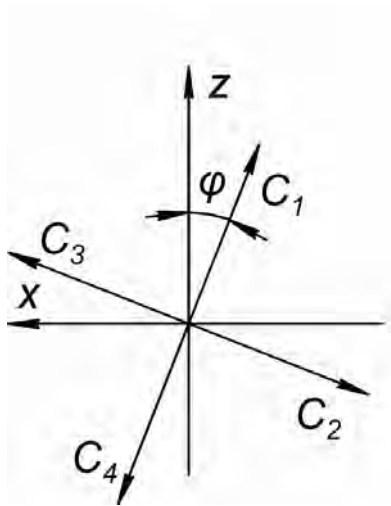


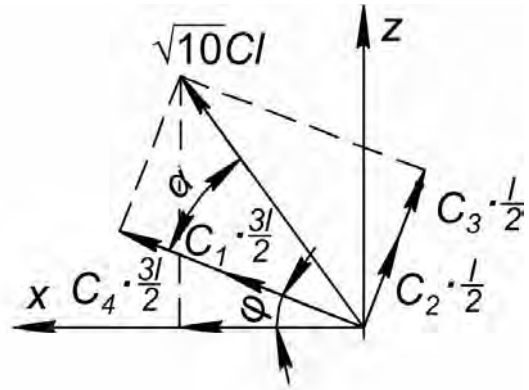
Рисунок 13.4 – До дослідження зрівноваженості форми вала, що приведена на рис. 13.1 б



$$\Sigma P_I = 0;$$

По аналогії

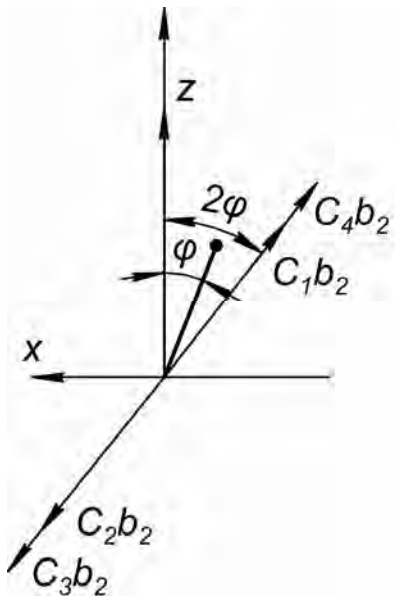
$$\Sigma P_{i\epsilon} = 0.$$



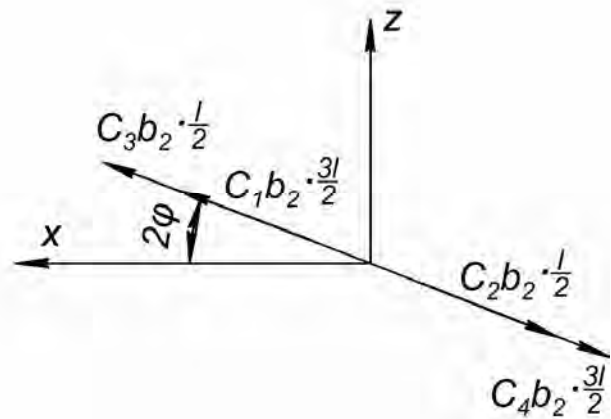
$$\Sigma M_I = \sqrt{10} \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi + 18^\circ 26').$$

По аналогії

$$\Sigma M_\epsilon = \sqrt{10} \cdot P_{i\epsilon} \cdot l.$$



$$\Sigma P_{II} = 0;$$



$$\Sigma M_{II} = 0$$

Рисунок 13.5 – Результати дослідження  $\Sigma P_I$ ,  $\Sigma P_{i\epsilon}$ ,  $\Sigma P_{II}$ ,  $\Sigma M_I$ ,  $\Sigma M_\epsilon$ ,  $\Sigma M_{II}$  для форми вала на рис. 13.1, б

Після дослідження форми вала маємо:

$$\Sigma P_I = 0; \quad \Sigma M_I = \sqrt{10} \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi + 18^\circ 26');$$

$$\Sigma P_{II} = 0; \quad \Sigma M_{II} = 0;$$

$$\Sigma P_{i\theta} = 0; \quad \Sigma M_{\theta} = \sqrt{10} \cdot P_{i\theta} \cdot l.$$

Для третьої форми вала, що приведена на рис. 13.1в в прийнятій системі координат маємо (рис. 13.6).

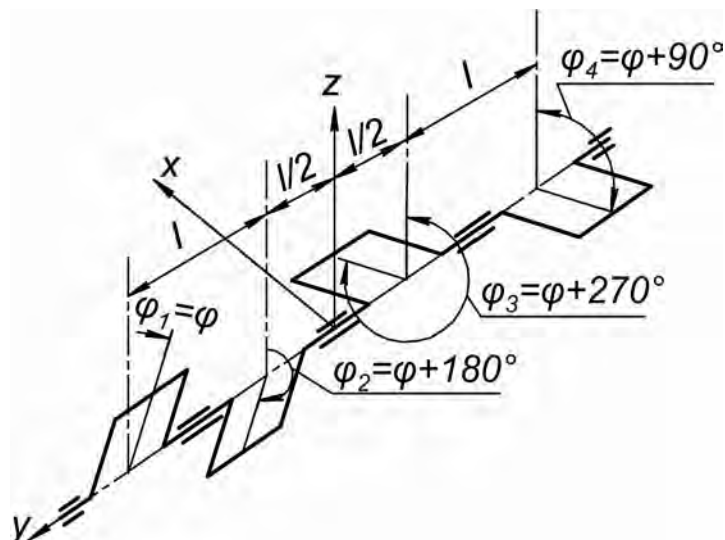
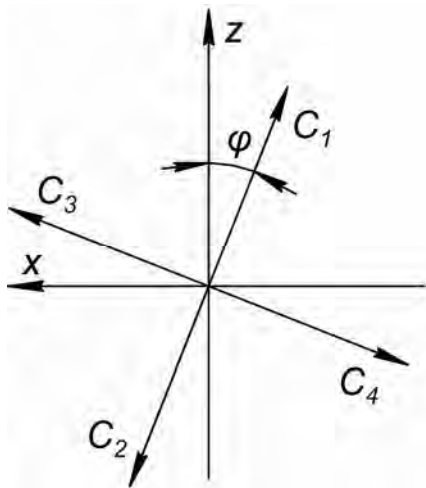


Рисунок 13.6 – До дослідження зрівноваженості форми вала, що приведена на рис. 13.1, в

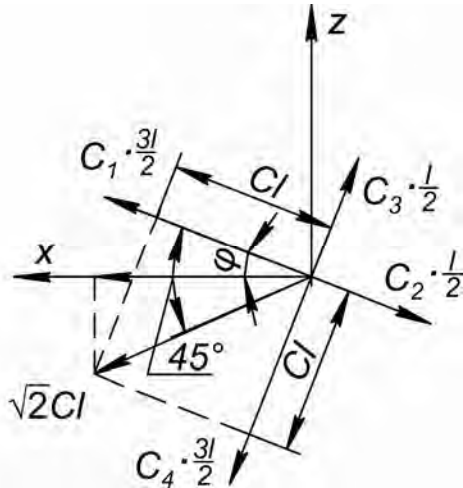
Досліджуючи векторно-графічним методом маємо:



$$\Sigma P_I = 0.$$

По аналогії

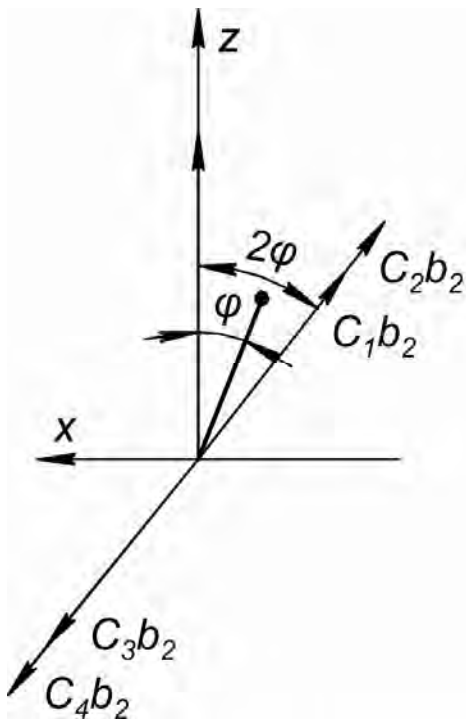
$$\Sigma P_{i6} = 0.$$



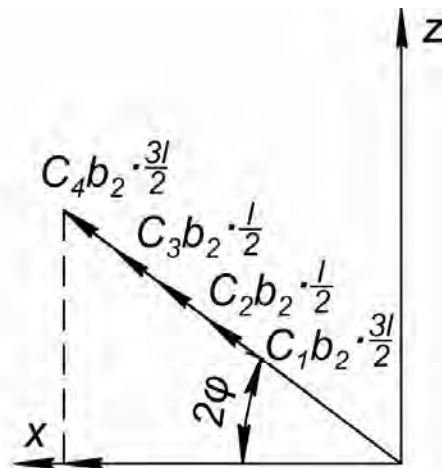
$$\Sigma M_1 = \sqrt{2} \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi - 45^\circ).$$

По аналогії

$$\Sigma M_6 = \sqrt{2} \cdot P_{i6} \cdot l$$



$$\Sigma P_{II} = 0.$$



$$\Sigma M_{II} = 4C \cdot b_2 \cdot l \cdot \cos 2\varphi$$

Рисунок 13.7 – Результати дослідження  $\Sigma P_I$ ,  $\Sigma P_{i6}$ ,  $\Sigma P_{II}$ ,  $\Sigma M_I$ ,  $\Sigma M_6$ ,  $\Sigma M_{II}$  для форми вала на рис. 13.1, в

Для форми вала, що приведена на рис. 13.1 в, маємо:

$$\Sigma P_I = 0; \quad \Sigma M_1 = \sqrt{2} \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi - 45^\circ).$$

$$\Sigma P_{II} = 0; \quad \Sigma M_{II} = 4C \cdot b_2 \cdot l \cdot \cos 2\varphi;$$

$$\Sigma P_{ig} = 0; \quad \Sigma M_g = \sqrt{2} \cdot P_{ig} \cdot l.$$

### 13.2. Порівняльний аналіз зрівноваженості різних форм колінчастих валів

Розглянуті на рис. 13.1 всі три форми колінчастих валів дають повне зрівноваження сил  $\Sigma P_I$ ,  $\Sigma P_{ig}$ ,  $\Sigma P_{II}$  внаслідок рівномірного розміщення кривошипів по колу. Тому доцільно провести порівняльний аналіз зрівноваженості тільки розглядаючи моменти від сил інерції. Для аналізу результати дослідження зведемо до табл. 13.1.

Таблиця 13.1

Результати дослідження моментів від сил інерції

Форма вала	$\Sigma M_{I_{\max}}$	$\Sigma M_B$ (по аналогії)	$\Sigma M_{II_{\max}}$	$\Sigma M_{II_{\max}}$ при $\lambda=1/4$
а	$2\sqrt{2} \cdot C \cdot l \approx 2,8C \cdot l$	$2\sqrt{2} \cdot P_{ng} \cdot l \approx 2,8P_{ng} \cdot l$	$2C \cdot b_2 \cdot l$	$\approx \frac{1}{2}C \cdot l$
б	$\sqrt{10} \cdot C \cdot l \approx 3,2C \cdot l$	$\sqrt{10} \cdot P_{ng} \cdot l \approx 3,2P_{ng} \cdot l$	0	0
в	$\sqrt{2} \cdot C \cdot l \approx 1,4C \cdot l$	$\sqrt{2} \cdot P_{ng} \cdot l \approx 1,4P_{ng} \cdot l$	$4C \cdot b_2 \cdot l$	$\approx C \cdot l$

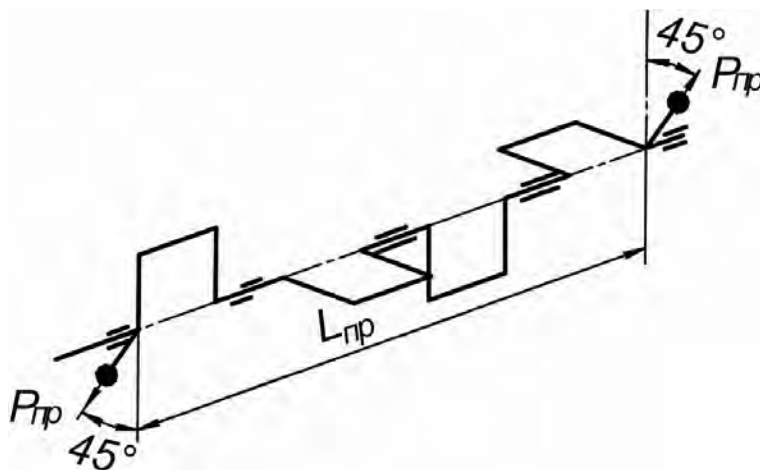
Як видно з табл. 13.1 у всіх трьох форм колінчастих валів незрівноважені моменти. Момент від сил інерції першого і другого порядків  $\Sigma M_I$ ,  $\Sigma M_{II}$  можна зрівноважити методом Ланчестера, момент від сил інерції обертальних мас  $\Sigma M_B$  противагами на колінчастому валі.

Треба відзначити, що найкращу зрівноваженість має форма б ( $\Sigma M_{II} = 0$ ) і цей вал є найбільш технологічним.

### 13.3. Зрівноваження рядних чотирициліндрових двотактних двигунів

Найбільш просто у всіх трьох форм зрівноважується момент від сил інерції обертальних мас  $\Sigma M_B$ .

Для повного зрівноваження  $\Sigma M_B$  достатньо на колінчастому валі розташувати пару противаг як показано на рис. 13.8. та 13.9

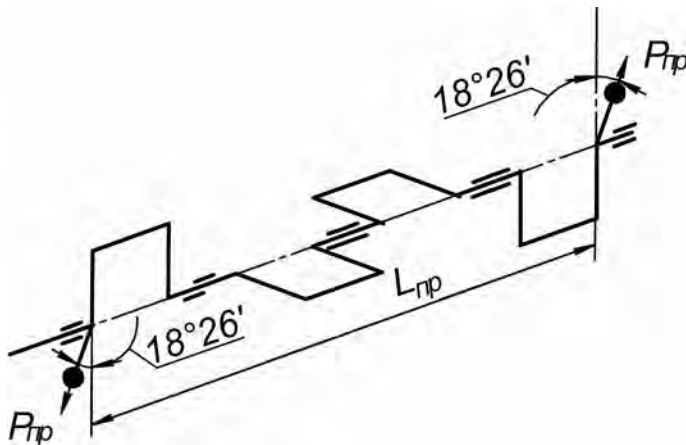


а

$$\Sigma M_{\epsilon} = M_{np},$$

$$2\sqrt{2} \cdot P_{i\epsilon} \cdot l = P_{np} \cdot L,$$

$$P_{np} = \frac{2\sqrt{2} \cdot P_{i\epsilon} \cdot l}{L_{np}}.$$



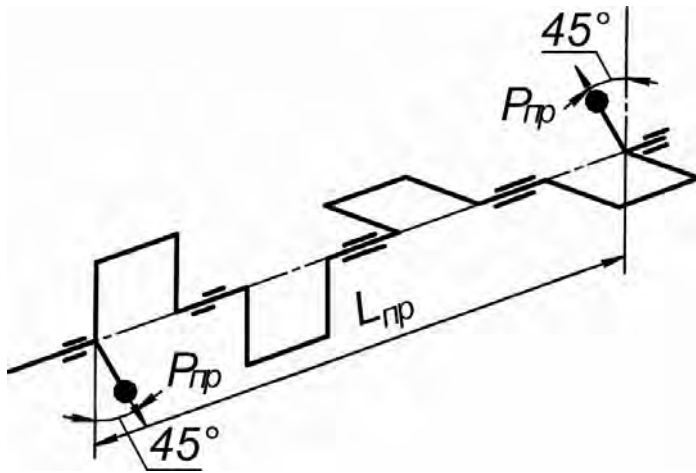
б

$$\Sigma M_{\epsilon} = P_{np} \cdot L_{np};$$

$$\sqrt{10} \cdot l = P_{np} \cdot L_{np};$$

$$P_{np} = \frac{\sqrt{10} \cdot P_{i\epsilon} \cdot l}{L_{np}}.$$

Рисунок 13.8 – До зрівноваження  $\Sigma M_B$



$$\Sigma M_{\epsilon} = M_{np};$$

$$\sqrt{2} \cdot P_{is} \cdot l = P_{np} \cdot L_{np};$$

$$P_{np} = \frac{\sqrt{2} \cdot P_{is} \cdot l}{L_{np}}$$

Рисунок 13.9 – До зрівноваження  $\Sigma M_B$

Якщо обмежитись застосуванням противаг, наприклад, для тракторного двигуна, то найбільш вигідна форма в. В цьому випадку противаги вибирають так, щоб вони повністю зрівноважили  $\Sigma M_B$  і наполовину  $\Sigma M_z$ . У випадку необхідності повного зрівноважування застосовують форму б. Наприклад, у двигуні ЯАЗ-204 (двотактний, чотирициліндровий дизель з прямоточного клапанно-цільовою продувкою) розподільний вал обертається зі швидкістю колінчастого вала і використовується як один вал системи Ланчестера. Тому у цьому двигуні встановлений ще один вал системи Ланчестера. На рис. 13.10 приведена схема зрівноваження дизеля ЯАЗ-204.

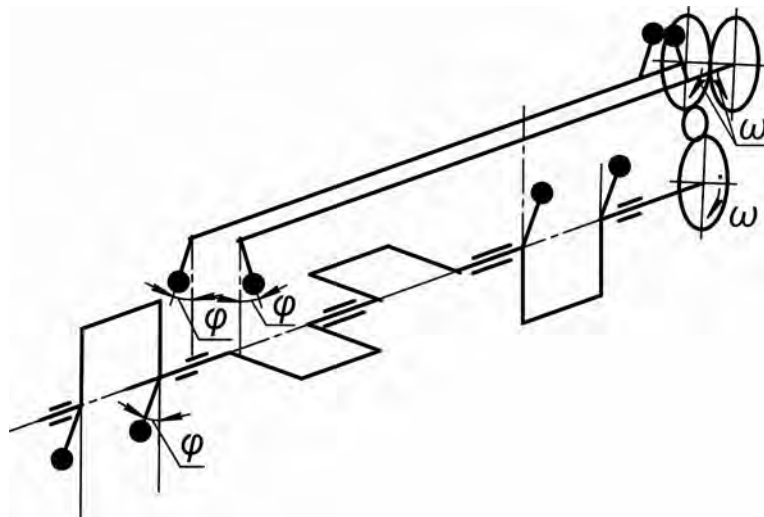


Рисунок 13.10 – Схема зрівноваження дизеля ЯАЗ-204



## **Контрольні запитання**

1. Що дає рівномірне розташування кривошипів колінчастого вала по колу?
2. Яку з розглянутих форм колінчастих валів доцільно застосовувати на тракторі?
3. Яку з розглянутих форм колінчастих валів застосовують на автомобілях?
4. Які недоліки має система Ланчестера для зрівноваження моментів від сил інерції?

## **Лекція № 14**

14.1. Дослідження зрівноваженості рядних п'ятициліндрових двигунів.

14.2. Зрівноваження рядних п'ятициліндрових двигунів.

### **14.1. Дослідження зрівноваженості рядних п'ятициліндрових двигунів**

Для забезпечення рівномірності крутного моменту двигуна циліндри повинні працювати через інтервали:

– для двотактного двигуна  $\Delta_{2T} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 2}{5} = 72^\circ$ ;

– для чотиритактного двигуна  $\Delta_{4T} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{5} = 144^\circ$ .

Для п'ятициліндрового двигуна можливі  $4! = 24$  форми колінчастого вала. Якщо враховувати парність форм, то одержимо 12 оригінальних форм валів. Всі ці форми колінчастих валів мають такі особливості:

1. Рівномірне розташування кривошипів по колу.
2. Кожна форма може забезпечити двотактний цикл з інтервалом роботи циліндрів  $72^\circ$  і чотиритактний цикл з інтервалом роботи циліндрів через  $144^\circ$ .

Дослідження зрівноваженості всіх форм колінчастих валів показало, що найкращу зрівноваженість мають дві форми валів (рис. 14.1).

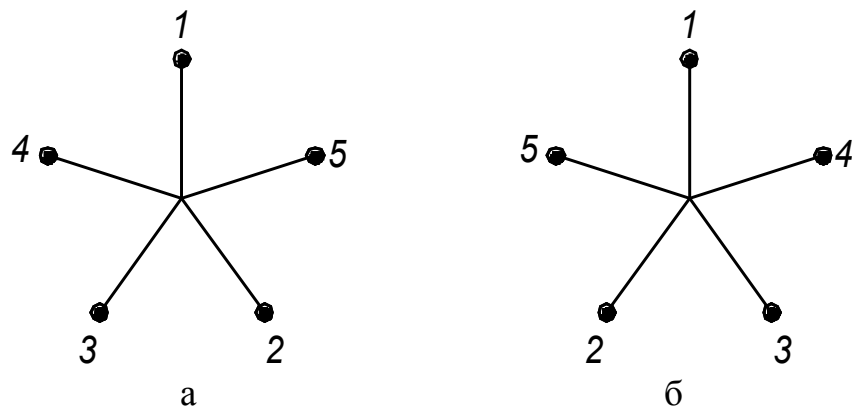


Рисунок 14.1 – Форми колінчастих валів рядних п'ятициліндрових двигунів, що мають найкращу зрівноваженість

Для форми, що приведена на рис. 14.1а порядок роботи при правому обертанні для двотактного циклу 1-4-3-2-5, для чотиритактного циклу 1-3-5-4-2.

Очевидно, що завдяки рівномірному розташуванню кривошипів по колу обидві форми мають  $\Sigma P_I = 0$ ,  $\Sigma P_{II} = 0$ ,  $\Sigma P_{i\theta} = 0$ . Що стосується моментів, то вони незрівноважені. Форми а і б, що приведені на рис. 14.1 мають однакову зрівноваженість, тому дослідження проведемо для форми а, що в прийнятій системі координат приведена на рис. 14.2.

Для п'ятициліндрового двигуна дослідження доцільно провести аналітичним методом.

$$\begin{aligned}
 \Sigma M_1 &= C_1 \cdot \cos \varphi \cdot 2l + C_2 \cdot \cos(\varphi + 144^\circ) \cdot l + C_4 \times \\
 &\times \cos(\varphi - 72^\circ) \cdot (-l) + C_5 \cdot \cos(\varphi + 72^\circ) \cdot (-2l) = \\
 &= C \cdot l \cdot (2 \cos \varphi + \cos \varphi \cdot \cos 144^\circ - \sin \varphi \cdot \sin 144^\circ - \\
 &- \cos \varphi \cdot \cos 72^\circ - \sin \varphi \cdot \sin 72^\circ - 2 \cos \varphi \cdot \cos 72^\circ + \\
 &+ 2 \sin \varphi \cdot \sin 72^\circ) = C \cdot l \cdot (2 \cos \varphi - 0,809 \cos \varphi - 0,309 \cos \varphi - \\
 &- 0,618 \cos \varphi - 0,588 \sin \varphi - 0,951 \sin \varphi + 1,902 \sin \varphi) = \\
 &= C \cdot l \cdot (0,264 \cos \varphi + 0,363 \sin \varphi) = \\
 &= 0,45 \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi - 54^\circ).
 \end{aligned}$$

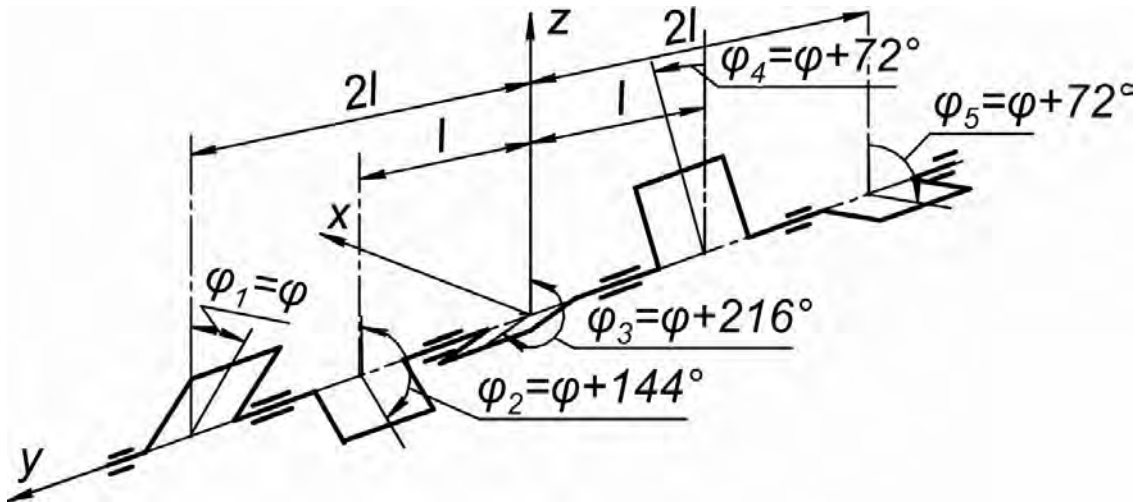


Рисунок 14.2 – До дослідження зрівноваженості колінчастого вала, що приведений на рис. 14.1а

По аналогії  $\Sigma M_e = 0,45 P_{ie} \cdot l$ .

$$\begin{aligned} \Sigma M_1 &= C_1 \cdot b_2 \cdot \cos 2\varphi \cdot 2l + C_2 \cdot b_2 \cdot \cos(2\varphi + 288^\circ) \cdot l + \\ &+ C_4 \cdot b_2 \cdot \cos(2\varphi - 144^\circ) \cdot (-l) + C_5 \cdot b_2 \cdot \cos(2\varphi + 144^\circ) \times \\ &\times (-2l) = C \cdot b_2 \cdot l \cdot (2 \cos 2\varphi + \cos 2\varphi \cdot \cos 288^\circ - \sin 2\varphi \cdot \sin 288^\circ - \\ &- \cos 2\varphi \cdot \cos 144^\circ - \sin 2\varphi \cdot \sin 144^\circ - 2 \cos 2\varphi \cdot \cos 144^\circ + \\ &+ 2 \sin 2\varphi \cdot \sin 144^\circ) = C \cdot b_2 \cdot l \cdot (4,74 \cos 2\varphi + 1,54 \sin 2\varphi) = \\ &= 5 \cdot C \cdot b_2 \cdot l \cdot \cos 2(\varphi - 9^\circ). \end{aligned}$$

Остаточно в результаті дослідження маємо:

$$\begin{aligned} \Sigma P_I &= 0; & \Sigma M_1 &= 0,45 \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi - 45^\circ). \\ \Sigma P_{II} &= 0; & \Sigma M_{II} &= 5C \cdot b_2 \cdot l \cdot \cos 2(\varphi - 9^\circ); \\ \Sigma P_{ie} &= 0; & \Sigma M_e &= 0,45 \cdot P_{ie} \cdot l. \end{aligned}$$

При дослідженні зрівноваженості колінчастого вала, що приведена на рис. 14.1 б будемо мати такий же результат тільки з  $+ 45^\circ$  і  $+ 9^\circ$  у формулах для моментів  $\Sigma M_I$  і  $\Sigma M_{II}$ . Це означає, що площини дії моментів у випадку форми а) відстанють від площини першого кривошипа, а у формі б) випереджають перший кривошип.

## 14.2. Зрівноваження рядних п'ятициліндрових двигунів

Оскільки для автомобільного двигуна всі фактори повинні бути зрівноваженими, то на прикладі розглянутого двигуна, наведемо схеми зрівноваження всіх моментів.

Для зрівноваження моменту від сил інерції обертальних мас достатньо на колінчастому валі розмістити пару противаг, що лежить у площині, яка відстає від площини першого кривошипа на  $45^\circ$ . Умова повного зрівноваження має вигляд

$$\Sigma M_{\epsilon} = P_{np} \cdot L_{np},$$

$$0,45P_{ie} \cdot l = P_{np} \cdot L_{np},$$

звідки

$$P_{np} = \frac{0,45P_{ie} \cdot l}{L_{np}}.$$

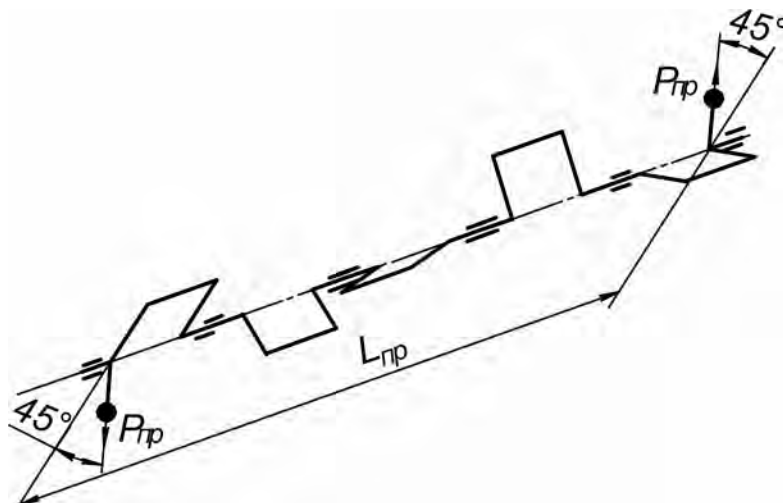


Рисунок 14.3 – Схема до зрівноваження  $\Sigma M_{\epsilon}$

Для повного зрівноваження моменту від сил інерції першого порядку  $\Sigma M_I$  необхідна система Ланчестера з двома валами, що обертається з такою ж швидкістю як і колінчастий вал. Схема зрівноваження приведена на рис. 14.4.

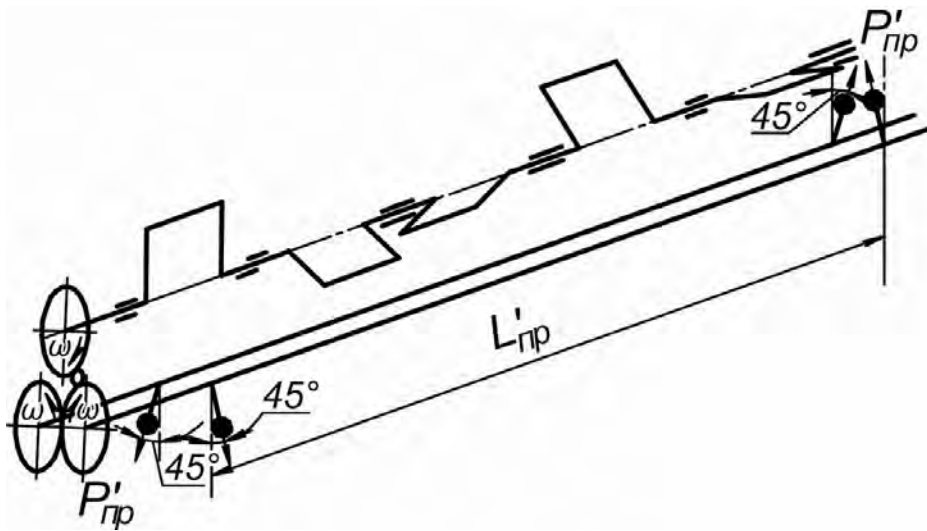


Рисунок 14.4 – Схема до зрівноваження  $\Sigma M_I$

Умова зрівноваження має вигляд

$$\Sigma M_{I_{\max}} = 2P_{np}^I \cdot L_{np}^I ,$$

$$0,45C \cdot l = 2P_{np}^I \cdot L_{np}^I ,$$

звідки

$$P_{np}^I = \frac{0,225C \cdot l}{L_{np}^I} .$$

Повністю зрівноважити  $\Sigma \dot{I}_{22}$ , також, можна за допомогою системи Ланчестера, встановлюючи додатково два вали, що обертаються зі швидкістю в два рази швидше колінчастого вала. Схема зрівноваження приведена на рис. 14.5.

Умова зрівноваження має вигляд

$$\Sigma M_{II_{\max}} = 2P_{np}^{II} \cdot L_{np}^{II} ,$$

$$5C \cdot b_2 \cdot l = 2P_{np}^{II} \cdot L_{np}^{II}$$

Звідки

$$P_{np}^{II} = \frac{2,5C \cdot b_2 \cdot l}{L_{np}^{II}} .$$

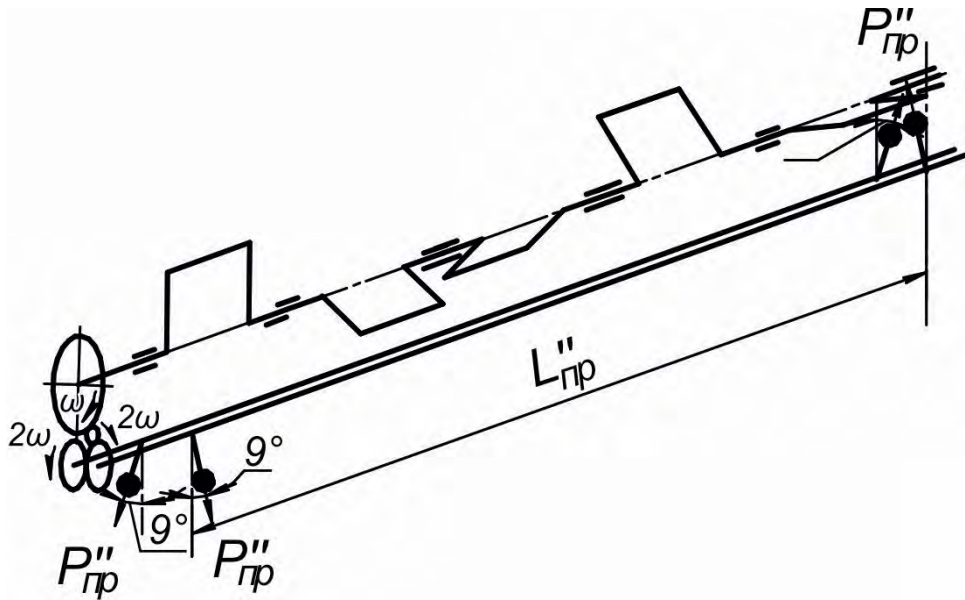


Рисунок 14.5 – Схема до зрівноваження  $\Sigma M_{II}$

### **Контрольні запитання**

1. Назвіть причини з яких всі сили інерції у пятициліндрових двигунів зрівноважені.
2. Як зрівноважується момент від сил інерції обертальних мас?
3. За допомогою якого пристрою можна повністю зрівноважити момент від сил інерції першого порядку?
4. Наведіть схему повного зрівноваження моменту від сил інерції другого порядку.

## Лекція № 15

15.1. Дослідження зрівноваженості рядних шестициліндрових чотиритактних двигунів.

15.2. Зрівноваження рядних шестициліндрових чотиритактних двигунів.

### **15.1. Дослідження зрівноваженості рядних шестициліндрових чотиритактних двигунів**

Для забезпечення рівномірності крутного моменту двигуна, його циліндри повинні працювати через інтервали

$$\Delta_{4T} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 4}{6} = 120^\circ.$$

Число форм колінчастих валів –  $5!$  – 120. Якщо врахувати парність, то одержуємо 60 оригінальних форм. Найкращу зрівноваженість мають дзеркально-симетричні форми валів, що приведені на рис. 15.1.



Рисунок 15.1 – Схеми колінчастих валів рядних шестициліндрових чотиритактних двигунів, що мають найкращу зрівноваженість

При правому обертанні колінчастого вала для схеми а можуть бути такі порядки роботи циліндрів:

1. 1 – 2 – 3 – 6 – 5 – 4 ;
2. 1 – 2 – 4 – 6 – 5 – 3 ;

3. 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4 ;
4. 1 – 5 – 4 – 6 – 2 – 3 .

Порядок роботи під номером 3 найбільш часто зустрічається в автомобільних двигунах і в літературі його називають класичним. Це єдиний порядок работ, який дає помірні навантаження на корінні шийки і підшипники (слідом не працюють сусідні циліндри). Також, для правого обертання колінчастого вала для схеми б) можуть бути такі порядки роботи циліндрів:

1. 1 – 4 – 5 – 6 – 3 – 2 ;
2. 1 – 3 – 5 – 6 – 4 – 2 ;
3. 1 – 4 – 2 – 6 – 3 – 5 ;
4. 1 – 3 – 2 – 6 – 4 – 5 .

Для форми б) класичним є порядок під номером 3. Рівномірне розташування кривошипів по колу дає повне зрівноваження всіх сил, тобто,  $\Sigma P_I = 0$ ;  $\Sigma P_{II} = 0$  і  $\Sigma P_{iv} = 0$  .

Дзеркальна симетрія приводить до повного зрівноваження всіх моментів  $\Sigma P_I = 0$ ;  $\Sigma P_{II} = 0$  і  $\Sigma P_B = 0$  .

Обидві форми повністю зрівноважені, покажемо це на прикладі першої форми рис. 15.2.

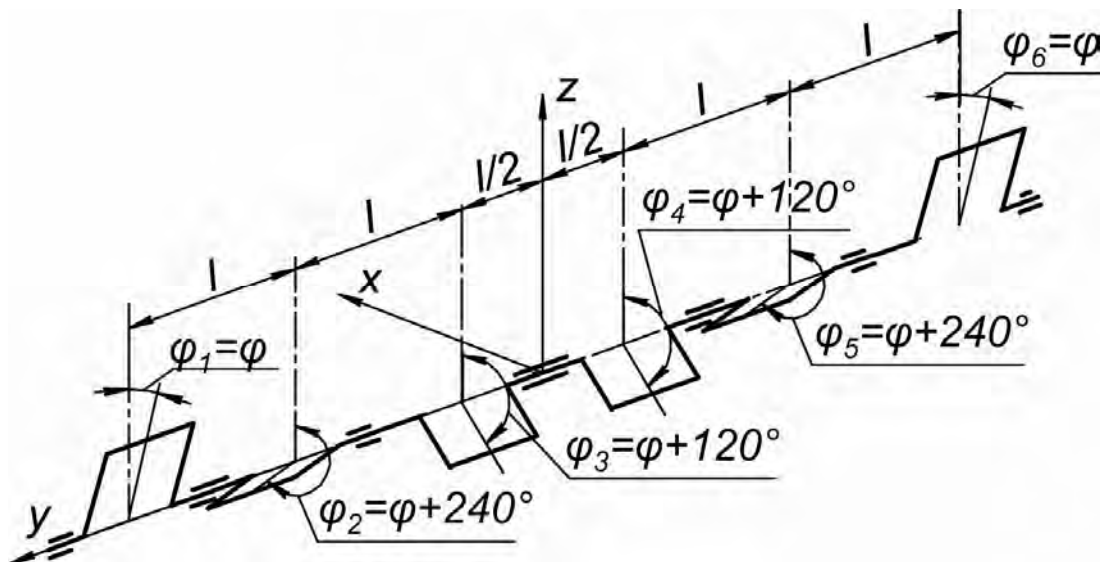


Рисунок 15.2 – До дослідження зрівноваженості шестициліндрового чотиритактного двигуна



Результати дослідження векторно-графічним методом приведені на рис. 15.3.

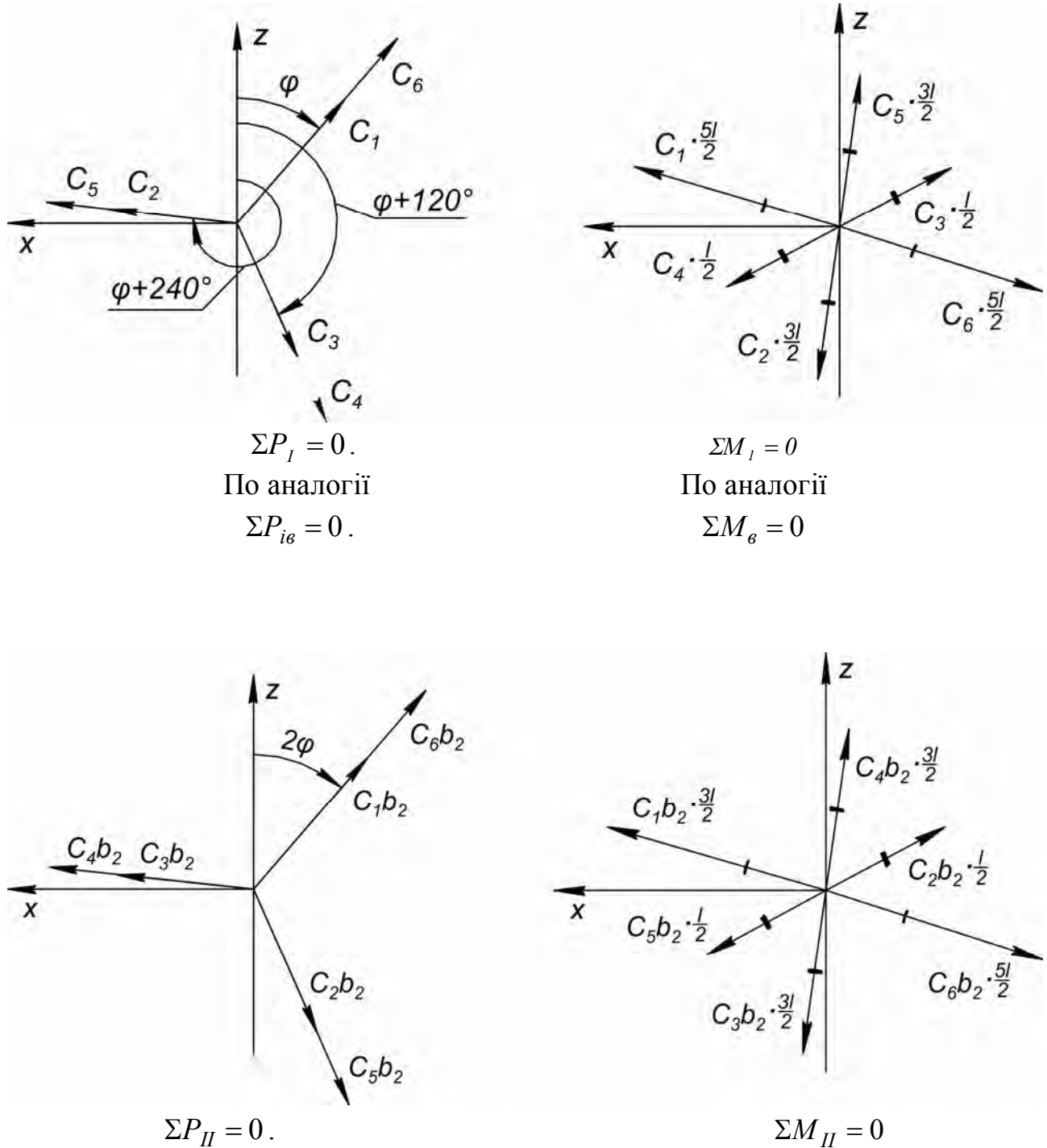


Рисунок 15.3 – Результати дослідження зрівноваженості шестициліндрового чотиритактного двигуна

## 15.2. Зрівноваження рядних шестициліндрових чотиритактних двигунів

Недоліком дзеркально-симетричного вала є внутрішня незрівноваженість. Оскільки рядний шестициліндровий чотиритактний двигун зовнішньо повністю зрівноважений, то при проектуванні його стоїть задача зменшити внутрішню незрівноваженість за рахунок розвантажуючих противаг.

Для покращення внутрішньої зрівноваженості застосовують розвантажуючі противаги. Їх вибирають з умови розвантаження середньої корінної опори (рис. 15.4).

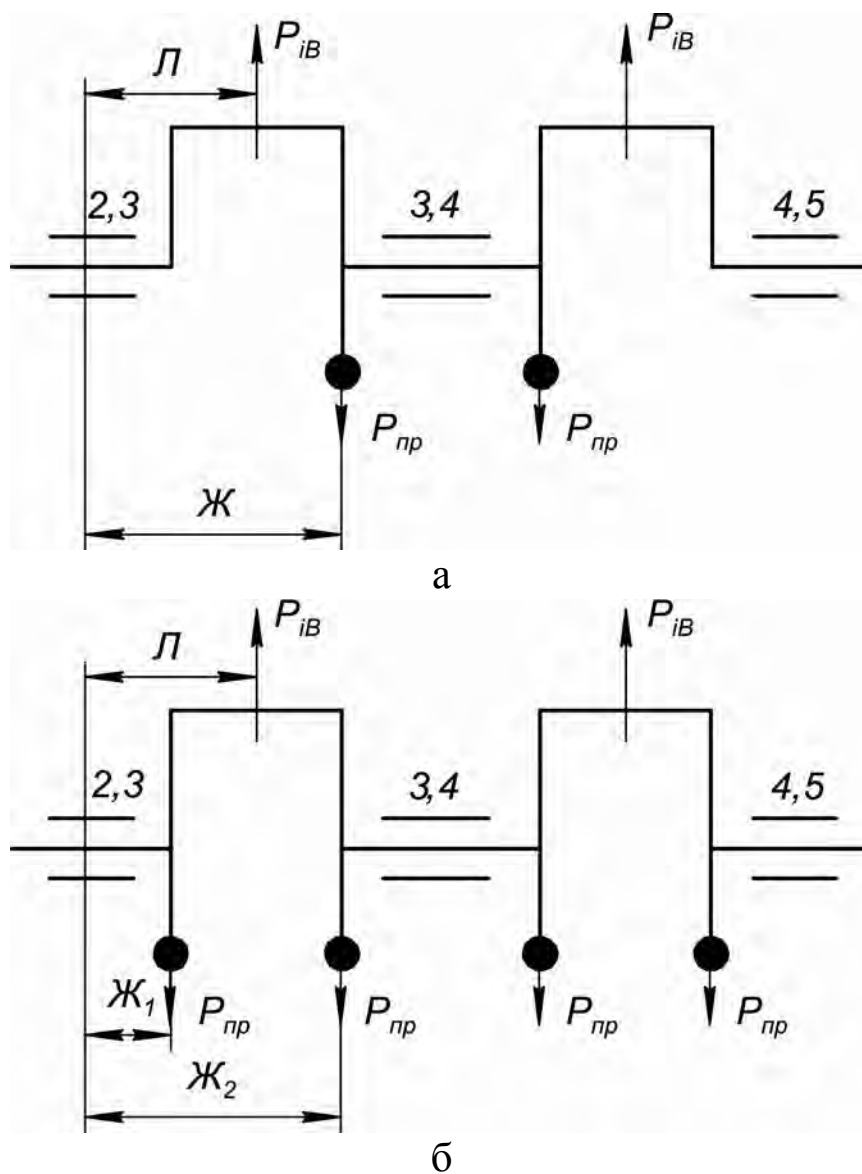


Рисунок 15.4 – Схеми для визначення сил інерції розвантажуючих противаг  $P_{пр}$

У випадку двох розвантажуючих противаг (рис. 15.2 а)

$$P_{np} = K_p \cdot P_{iv} \cdot \frac{L}{\mathcal{J}}$$

де  $K_p$  – коефіцієнт розвантаження (0.5–0,6).

Коли противаги встановлюють на всіх щоках (рис. 15.2 б)

$$P_{np} = K_p \cdot P_{iv} \cdot \frac{L}{\mathcal{J}_1 + \mathcal{J}_2}$$

Загальна кількість і розташування розвантажуючих противаг повинна забезпечувати найкращу внутрішню зрівноваженість і не порушувати зовнішню зрівноваженість. На рис. 15.5 та рис. 15.6 приведені схеми розташування противаг для колінчастого вала шестициліндрового чотиритактного двигуна з загальною кількістю противаг 6 і 12. Загальну кількість противаг вибирають з умов:

- 1) помірна навантаженість корінних підшипників;
- 2) найменша вібрація двигуна;
- 3) технологічність виготовлення колінчастого вала.

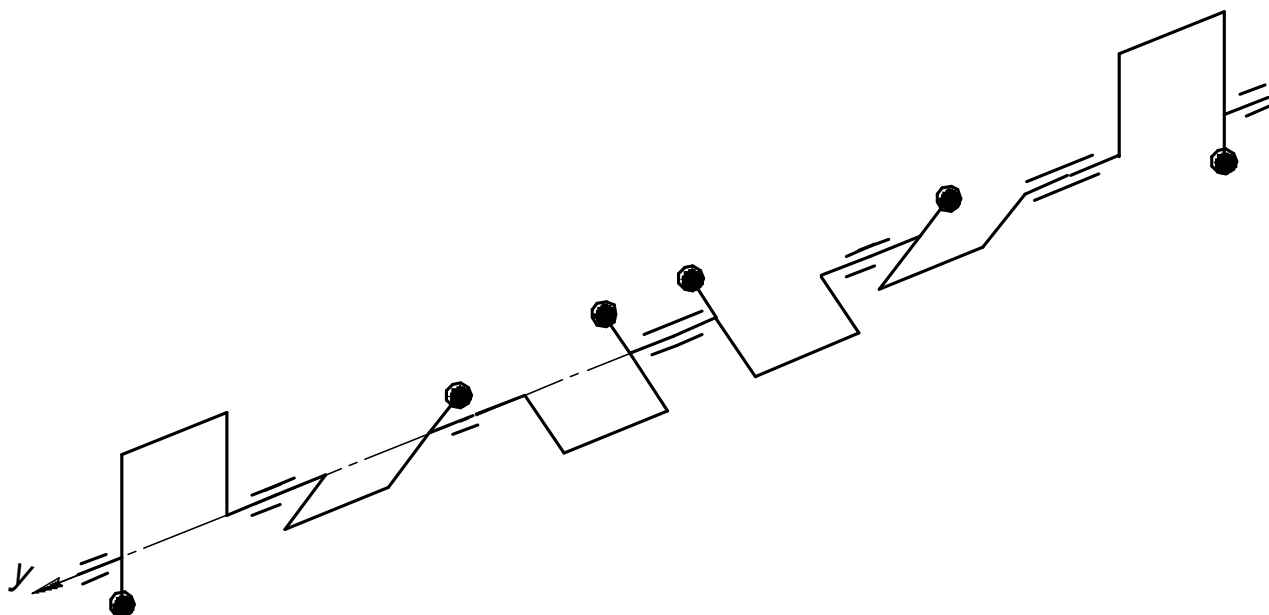


Рисунок 15.5 – Схема розташування противаг з загальною їх кількістю 6

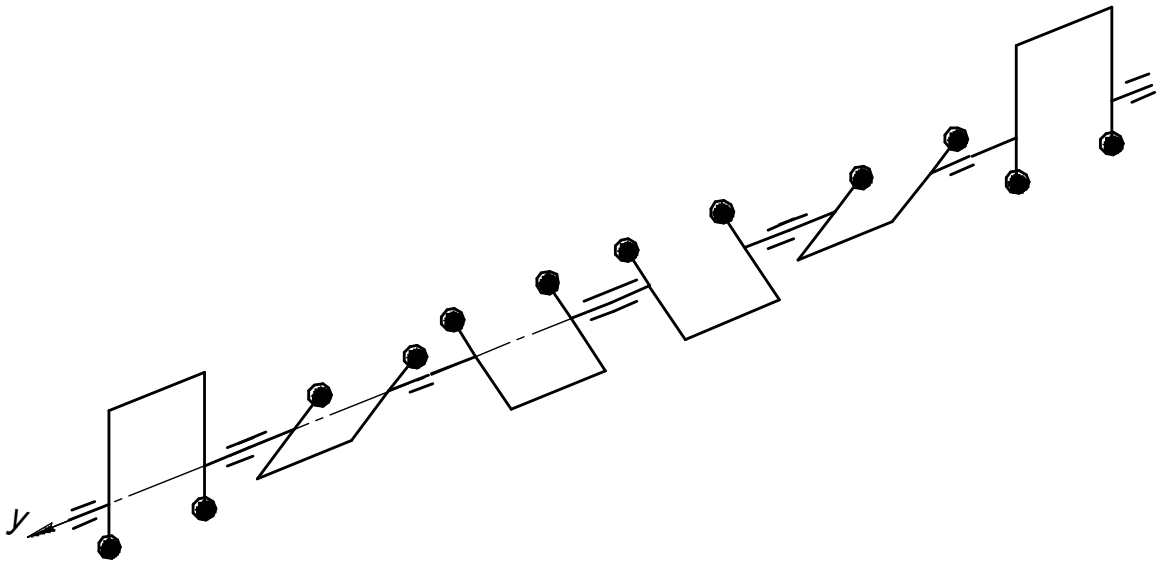


Рисунок 15.6 – Схема розташування противаг з загальною їх кількістю 12

### ***Контрольні запитання***

1. Що створює умови для повного само зрівноваження всіх сил інерції?
2. З якої причини, в шестициліндровому чотиритактному рядному двигуні, самозрівноважені всі моменти від сил інерції?
3. Для чого на колінчастих валах шестициліндрових чотиритактних двигунів встановлюють противаги?
4. З якої умови підбирають сили розвантажуючих противаг?

## Лекція № 16

16.1. Дослідження зрівноваженості рядних шестициліндрових двотактних двигунів.

16.2. Зрівноваження рядних шестициліндрових двотактних двигунів.

### **16.1. Дослідження зрівноваженості рядних шестициліндрових двотактних двигунів**

Для рівномірності крутного моменту двигуна циліндра повинні працювати через інтервал

$$\Delta_{2T} = \frac{180 \cdot \tau}{i} = \frac{180 \cdot 2}{6} = 60^\circ.$$

Число можливих форм колінчастих валів  $5! = 120$ , з врахуванням парності одержуємо 60 форм. Дослідження зрівноваженості всіх можливих форм валів показало, що найкращу зрівноваженість мають дві форми колінчастих валів, які зображені на рис. 16.1.

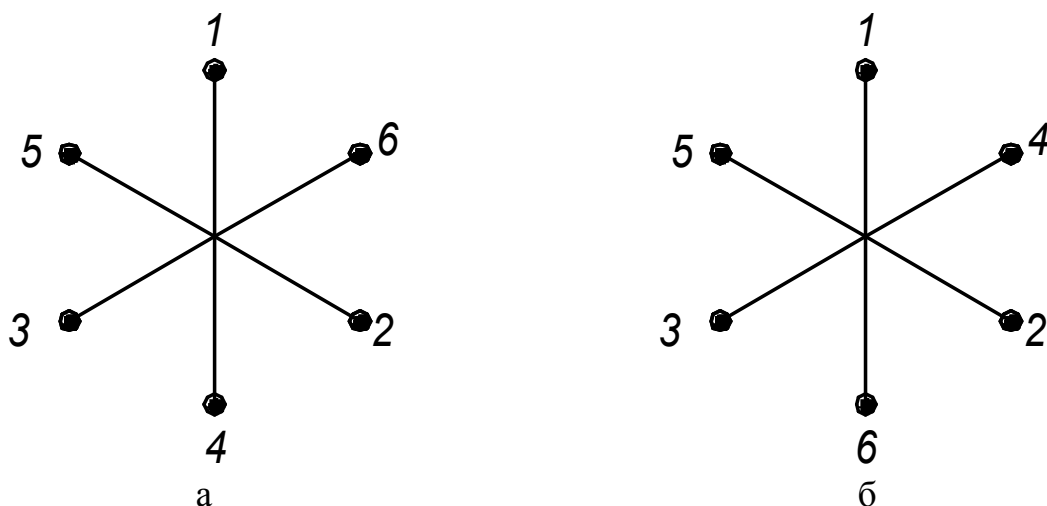


Рисунок 16.1 – Схеми колінчастих валів рядних шестициліндрових двотактних двигунів, що мають найкращу зрівноваженість

При правому обертанні порядок роботи циліндрів для першої форми

а) 1 – 5 – 3 – 4 – 2 – 6, для другої форми б) 1 – 5 – 3 – 6 – 2 – 4.

Для дослідження зрівноваженості форма вала з рис. 16.1 а приведена на рис. 16.2.

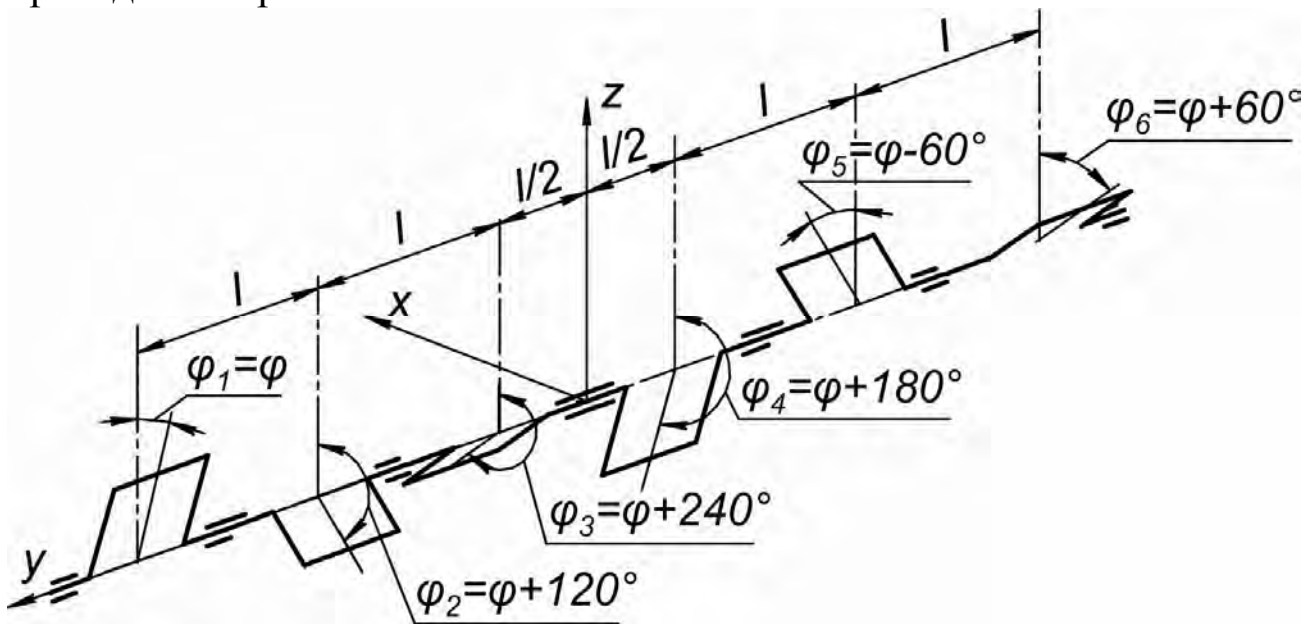


Рисунок 16.2 – Схема до дослідження зрівноваженості двигуна з колінчастим валом, схема якого приведена на рис. 16.1а

Дослідження зрівноваженості доцільно провести векторно-графічним методом. Результати дослідження приведені на рис. 16.3 .

Для розглянутої форми колінчастого вала маємо:

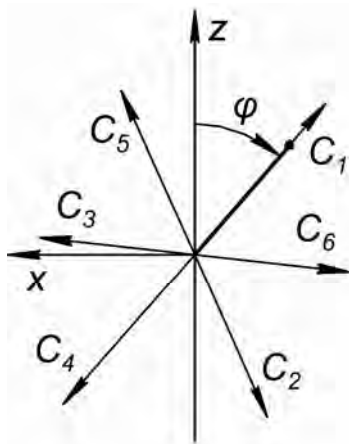
$$\begin{aligned} \Sigma P_I &= 0; & \Sigma M_I &= 0; \\ \Sigma P_{II} &= 0; & \Sigma M_{II} &= 2\sqrt{3} \cdot C \cdot b_2 \cdot l \cdot \cos(\varphi - 15^\circ); \\ \Sigma P_{ie} &= 0; & \Sigma M_e &= 0. \end{aligned}$$

Для другої форми колінчастого вала схема з прийнятою системою координат приведена на рис. 16.4.

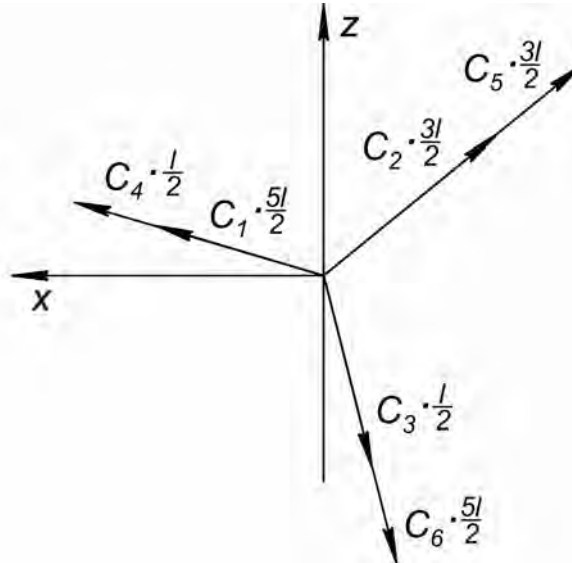
Рівномірне розташування кривошипів колінчастого вала по колу забезпечує зрівноваження всіх сил. Таким чином,  $\Sigma P_I = 0$ ;  $\Sigma P_{II} = 0$ ;  $\Sigma P_{ie} = 0$ .

$$\begin{aligned} \Sigma M_I &= C_1 \cdot \cos \varphi \cdot 5/2 \cdot l + C_2 \cdot \cos(\varphi + 120^\circ) \cdot 3/2 \cdot l + \\ &+ C_3 \cdot \cos(\varphi + 240^\circ) \cdot l/2 + C_4 \cdot \cos(\varphi + 60^\circ) \cdot (-l/2) + \\ &+ C_5 \cdot \cos(\varphi - 60^\circ) \cdot (-3/2 \cdot l) + C_6 \cdot \cos(\varphi + 180^\circ) \cdot (-5/2 \cdot l) = \\ &= C \cdot l(5/2 \cdot \cos \varphi + 3/2 \cdot \cos \varphi \cdot \cos 120^\circ - 3/2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin 120^\circ + \end{aligned}$$

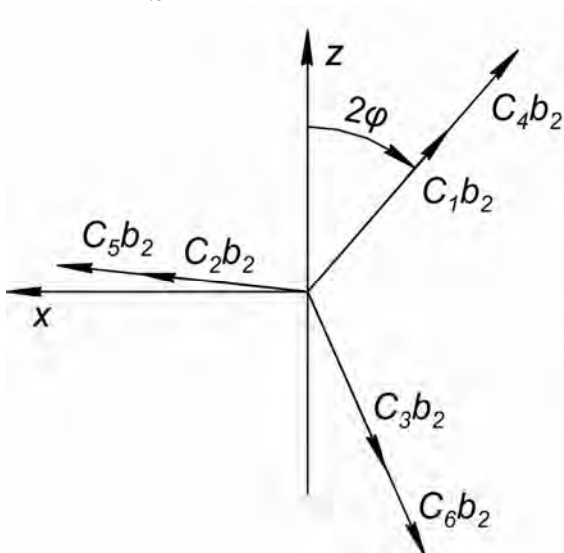
$$\begin{aligned}
& +1/2 \cdot \cos \varphi \cdot \cos 240^\circ - 1/2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin 240^\circ - 1/2 \cos \varphi \cdot \cos 60^\circ + \\
& 1/2 \sin \varphi \cdot \sin 60^\circ + 3/2 \cdot \cos \varphi \cdot \cos 60^\circ - 3/2 \cdot \sin \varphi \cdot \sin 6^\circ + \\
& +5/2 \cdot \cos \varphi) = C \cdot l (5 \cos \varphi - 3/4 \cos \varphi - 1/4 \cos \varphi - \\
& -1/4 \cdot \cos \varphi - 3/4 \cdot \cos \varphi - \frac{3\sqrt{3}}{4} \cdot \sin \varphi + \frac{\sqrt{3}}{4} \sin \varphi + \frac{\sqrt{3}}{4} \sin \varphi - \frac{3\sqrt{3}}{4} \sin \varphi) = \\
& = C \cdot l (3 \cos \varphi - \sqrt{3} \sin \varphi) = 2\sqrt{3} \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi + 30^\circ).
\end{aligned}$$



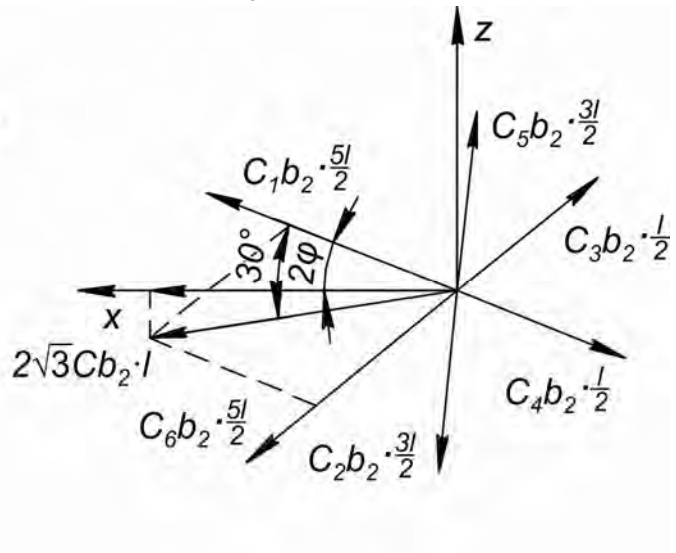
$\Sigma P_I = 0$   
 По аналогії  
 $\Sigma P_{iB} = 0$



$\Sigma M_I = 0$   
 По аналогії  
 $\Sigma M_6 = 0$



$\Sigma P_{II} = 0$



$\Sigma M_{II} = 2\sqrt{3} \cdot C \cdot b_2 \cdot l \cdot \cos(\varphi - 15^\circ)$

Рисунок 16.3 – Результати дослідження зрівноваженості двигуна з формою вала, що приведена на рис. 16.2

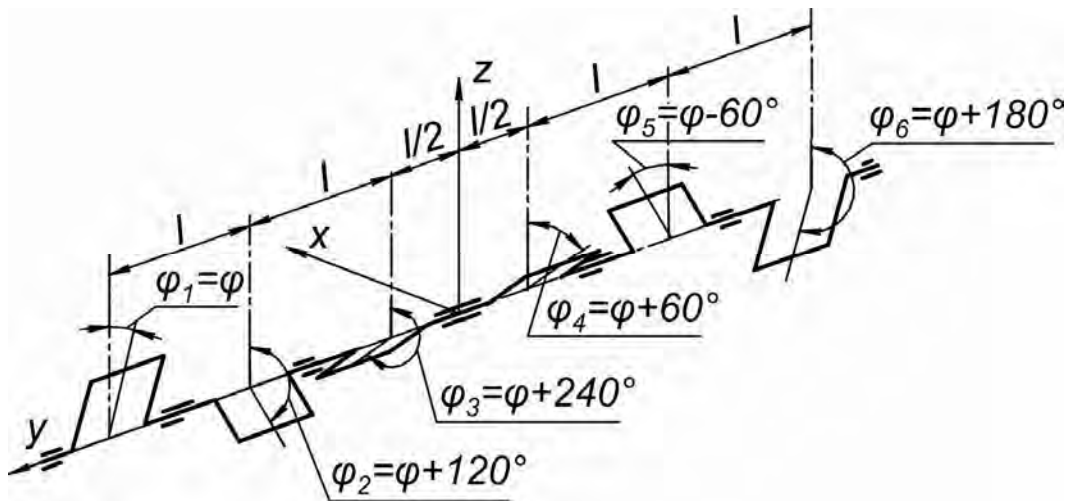


Рисунок 16.4 – Схема для дослідження зрівноваженості двигуна з колінчастим валом, схема якого приведена на рис. 16.16

По аналогії  $\Sigma M_e = 2\sqrt{3} \cdot P_{ie} \cdot l$ .

$$\Sigma M_{II} = 0$$

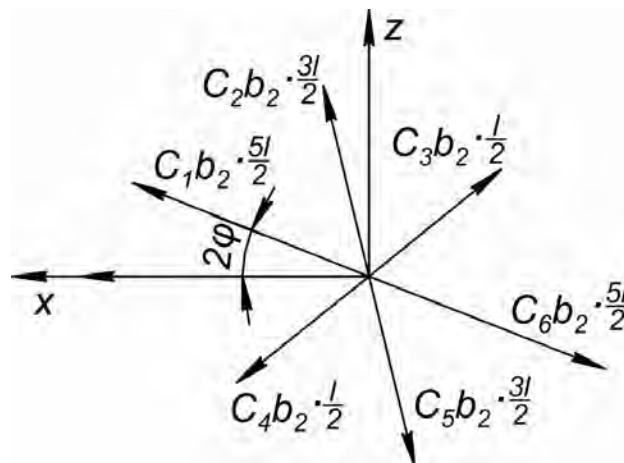


Рисунок 15.6 – До дослідження зрівноваженості  $\Sigma M_{II} = 0$

Для другої форми колінчастого вала маємо:

$$\Sigma P_I = 0;$$

$$\Sigma M_I = 2\sqrt{3} \cdot C \cdot l \cdot \cos(\varphi + 30^\circ);$$

$$\Sigma P_{II} = 0;$$

$$\Sigma M_{II} = 0;$$

$$\Sigma P_{ie} = 0;$$

$$\Sigma M_e = 2\sqrt{3} \cdot P_{ie} \cdot l.$$



## 16.2. Зрівноваження рядних шестициліндрових двотактних двигунів

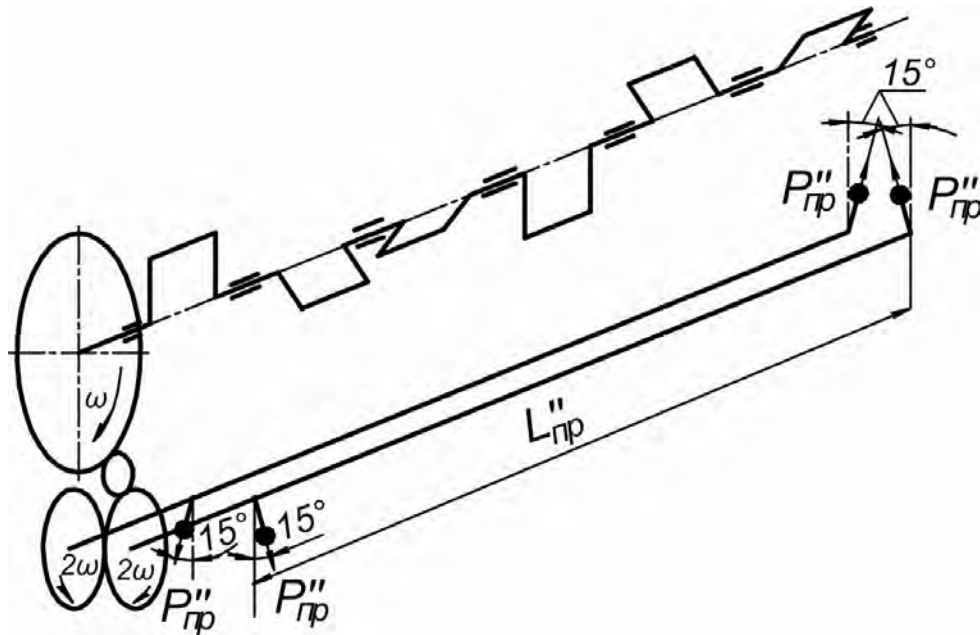


Рисунок 16.6 – До зрівноваження моменту від сил інерції другого порядку  $\Sigma M_{II}$  для схем колінчастого вала рис. 16.1а

Як видно з дослідження першої форми колінчастого вала, незрівноваженим є тільки момент від сил інерції другого порядку  $\Sigma M_{II} = 2\sqrt{3} \cdot C \cdot b_2 \cdot l \cdot \cos 2(\varphi - 15^\circ)$ . Для тракторних двигунів його не зрівноважують, а для автомобільного двигуна він повинен бути зрівноваженим.

Схема зрівноваження  $\Sigma M_{II}$  приведена на рис. 16.6, а противаги підбираються з залежності

$$\Sigma M_{II_{\max}} = M_{np} \Rightarrow 2\sqrt{3} \cdot C \cdot b_2 \cdot l = 2P''_{np} \cdot L''_{np} ;$$

$$P''_{np} = \frac{\sqrt{3}C \cdot b_2 \cdot l}{L''_{np}}$$

і встановлюються під кутом  $-15^\circ$ .

Для другої форми колінчастого вала незрівноваженими є  $\Sigma M_g$  і  $\Sigma M_I$ . Для зрівноваження моменту від сил інерції обертальних мас

$\Sigma M_e$  на колінчастому валі встановлюють пару противаг, як це показано на рис. 16.7. Сила інерції противаг вибираються з такої залежності

$$\Sigma M_e = M_{np} \Rightarrow 2\sqrt{3}P_{ie} \cdot l = P_{np}L_{np} ;$$

$$P_{np} = \frac{2\sqrt{3} \cdot P \cdot l}{L_{np}^I} .$$

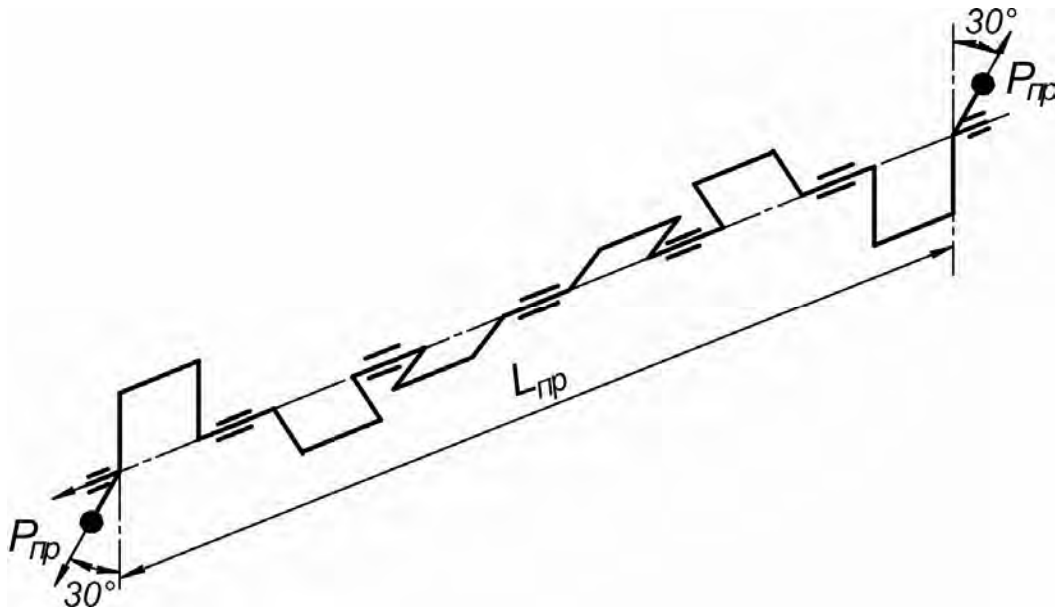


Рисунок 16.7 – До зрівноваження  $\Sigma M_e$

Момент від сил інерції першого порядку зрівноважується системою Ланчестера (рис. 16.8)

Противаги, що встановлюються на додаткові вали розраховуються по такій залежності

$$\Sigma M_{I_{\max}} = 2P_{np}^I \cdot L_{np}^I \Rightarrow 2\sqrt{3} \cdot C \cdot l = 2P_{np}^I \cdot L_{np}^I ;$$

$$P_{np}^I = \frac{\sqrt{3} \cdot C \cdot l}{L_{np}^I} .$$

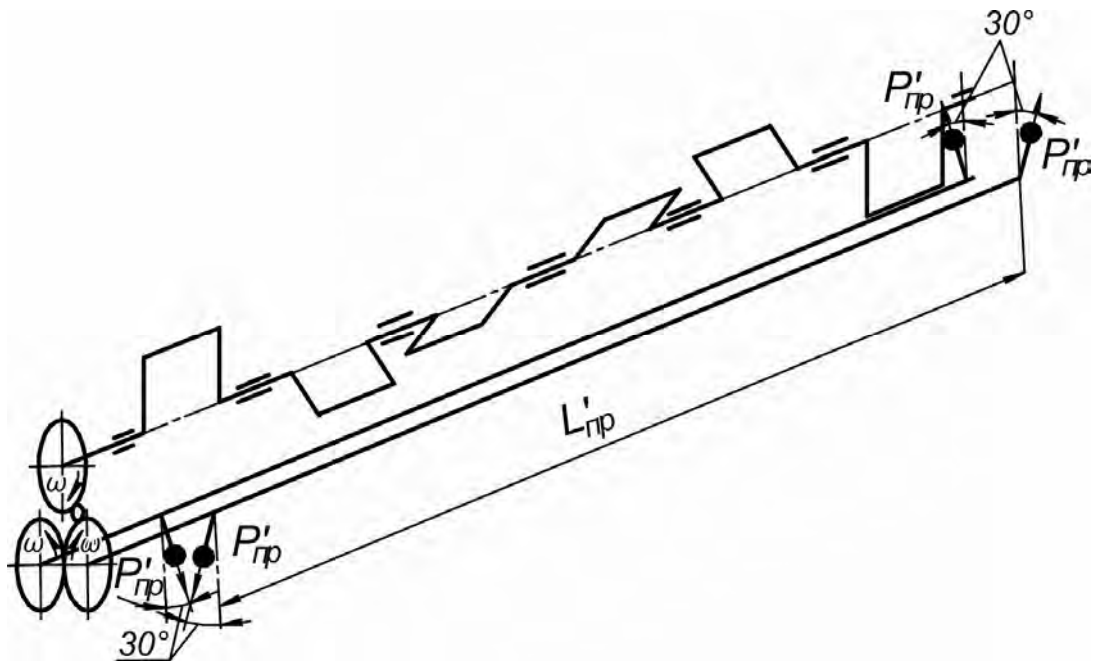


Рисунок 16.8 – До зрівноваження  $\Sigma M_I$

### **Контрольні запитання**

1. Яка умова дозволяє самозрівноваження всіх сил інерції?
2. Яка форма колінчастих валів може застосовуватися без зрівноважуючих пристроїв?
3. Яку із розглянутих форм колінчастих валів раціонально застосовувати для автомобільного двигуна?

## Лекція № 17

17.1. Загальні висновки з дослідження зрівноваженості та зрівноваження однорядних двигунів.

17.2. Критерії Клімова-Стечка зовнішньої зрівноваженості двигунів.

### **17.1. Загальні висновки з дослідження зрівноваженості та зрівноваження однорядних двигунів**

Для одержання найменшої незрівноваженості двигунів по реактивному моменту необхідно забезпечити рівномірну роботу всіх циліндрів двигуна через інтервали

$$\Delta = \frac{180 \cdot \tau}{i},$$

де  $\tau = 2,4$  – тактність двигуна;

$i$  – число циліндрів.

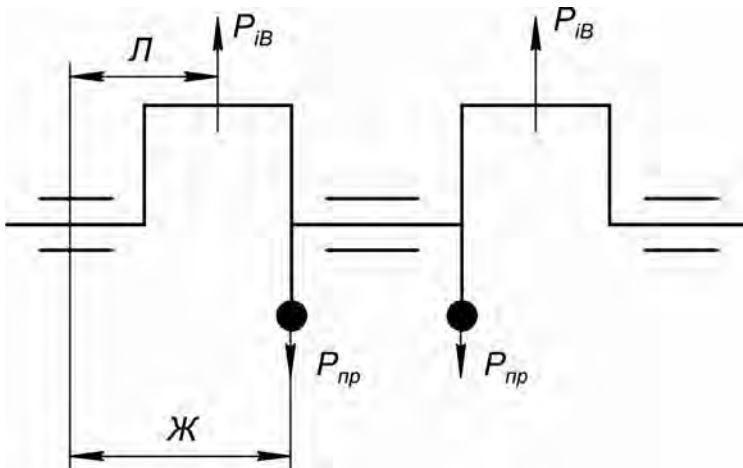
В чотиритактному двигуні з парним числом циліндрів умова рівномірної роботи всіх циліндрів забезпечується у випадку, коли одночасно два кривошипа приходять в ВМТ. Це дозволяє застосувати для таких двигунів дзеркально-симетричну форму вала, для якої всі моменти від сил інерції самозрівноважуються.

Дзеркально-симетричні вали мають основний недолік, який заключається в тому, що їх середній корінний підшипник навантажений силами інерції в найбільшій ступені (внутрішня незрівноваженість). Для зменшення внутрішньої незрівноваженості застосовують розвантажуючі противаги. Їх вибирають з умови забезпечення заданого коефіцієнта розвантаження  $K_p$  (рис. 17.1)

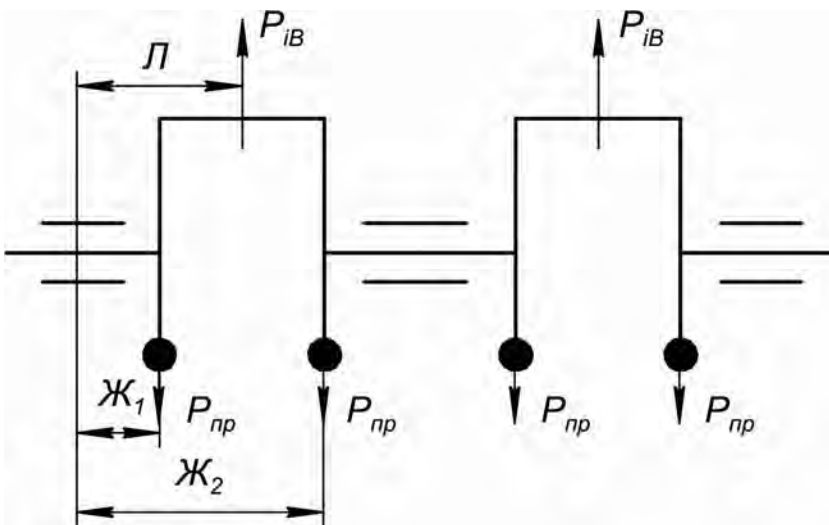
Загальне число  $i$  розташування розвантажувальних противаг повинно забезпечувати найкращу внутрішню зрівноваженість і не порушувати зовнішню зрівноваженість.

При непарному числі циліндрів як двотактні, так і чотиритактні двигуни повинні мати по першій умові рівномірне розташування кривошипів по колу. При такій умові всі сили самозрівноважуються

( $\Sigma P_I = 0$ ;  $\Sigma P_{II} = 0$  і  $\Sigma P_{i\epsilon} = 0$ ). Шляхом підбору форми вала можна забезпечити або  $\Sigma M_1(\Sigma M_\epsilon) \Rightarrow \min$  або  $\Sigma M_{II} \Rightarrow \min$ . Незрівноважений момент  $\Sigma M_\epsilon$  завжди можна зрівноважити противагами, що розміщуються на колінчастому валі. Повне зрівноваження моментів  $\Sigma M_1$  і  $\Sigma M_{II}$  можливе тільки застосуванням системи Ланчестера.



$$a) P_{пр} = k_p \cdot P_{i\epsilon} \cdot \frac{Л}{Ж}$$



$$б) P_{пр} = k_p \cdot P_{i\epsilon} \cdot \frac{Л}{Ж_1 + Ж_2}$$

Рисунок 17.1 – До вибору сили інерції розвантажуючих противаг

При парному числі циліндрів двотактні двигуни повинні також мати колінчастий вал з рівномірним розташуванням кривошипів по колу. При цьому можна підібрати форму вала, що забезпечує:

- при  $i = 4$   $\Sigma M_1(\Sigma M_\epsilon) \Rightarrow \min$ , або  $\Sigma M_{II} = 0$ ;
- при  $i = 6, 8, 10, 12$   $\Sigma M_1(\Sigma M_\epsilon) = 0$ , або  $\Sigma M_{II} = 0$ .

При виборі форми колінчастого вала крім зовнішньої і внутрішньої зрівноваженості також треба враховувати питання технологічності його виготовлення.

### **17.2. Критерії Клімова-Стечка зовнішньої зрівноваженості двигунів**

Для того, щоб зробити висновок про зрівноваження двигуна можна скористатися безрозмірними критеріями:

$$\xi = \frac{\Sigma P_I + 1/4 \Sigma P_{II}}{m_D \cdot \omega^2 D} + \frac{6l_D (\Sigma M_I + 1/4 \Sigma M_{II})}{m_D \cdot \omega^2 \cdot D \cdot (l_D^2 + h_D^2)} ;$$

$$\eta = \frac{\Sigma P_{ie}}{m_D \cdot \omega^2 \cdot D} + \frac{6 \cdot l_D \cdot \Sigma M_e}{m_D \cdot \omega^2 D (l_D^2 + b_D^2)} ,$$

де  $m_D$  – маса двигуна, кг;

$l_D, b_D, h_D$  – довжина, ширина і висота двигуна, м;

$D$  – діаметр циліндра двигуна, м.

Якщо  $\xi \leq 0,002$  і  $\eta \leq 0,002$  двигун рахують добре зрівноваженим, якщо  $\xi \geq 0,01$  і  $\eta \geq 0,01$  він погано зрівноважений.

*Приклад:* автомобільний чотиритактний дизель 4ДТНА1,  $D = 88$  мм,  $S = 82$  мм,  $L = 136$  мм,  $n = 4200$  хв<sup>-1</sup>,  $m_D = 140$  кг,  $l_D = 700$  мм,  $b_D = 560$  мм,  $h_D = 670$  мм,  $m_A = 1,17$  кг.

Це рядний чотирициліндровий двигун, в якого незрівноважена сумарна сила  $\Sigma P_{II} = 4C \cdot b_2 \cdot \cos 2\varphi$ .

$$\begin{aligned} \Sigma P_{I \text{Imax}} &= 4C \cdot b_2 = 4m_A \cdot R \cdot \omega^2 \cdot \lambda = && \text{кН.} \\ &= 4 \cdot 1,17 \cdot 0,041 \cdot (439,8)^2 \cdot 0,302 = 11,17 \end{aligned}$$

$$R = \frac{S}{2} = \frac{82}{2} = 41 \text{ (мм)},$$

$$b_2 \approx \lambda = \frac{R}{L} = \frac{41}{136} = 0,301,$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 4200}{30} = 439,8 \text{ с}^{-1}.$$

$$\xi = \frac{\Sigma P_I + \frac{1}{4} \Sigma P_{II}}{m_D \cdot \omega^2 \cdot D} = \frac{0 + 1/4 \cdot 11172,5}{140 \cdot (439,8)^2 \cdot 0,088} = 0 < 0,0117.$$

Висновок. Оскільки  $\xi < 0,002$ , а  $\eta = 0$ , то двигун добре зрівноважений.

### **Контрольні запитання**

1. Сформулюйте основну вимогу при виборі форми колінчастого вала.
2. За рахунок яких пристроїв зменшують внутрішню незрівноваженість двигуна?
3. З якої причини коефіцієнт розвантаження вибирають в межах 0,5...0,6?
4. Які критерії застосовують для оцінки зовнішньої зрівноваженості двигуна?

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Попык К.Г. Динамика автомобильных и тракторных двигателей / К.Г. Попык. – М.: Высшая школа. 1970. – 328 с.
2. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей / А.И. Колчин, В.П. Демидов: Учебное пособие для вузов. – М.: Высшая школа. 2002. – 496 с.
3. Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для вузов / В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др. – М.: Высшая школа. 2005. – 400 с.
4. Абрамчук Ф.І. Автомобільні двигуни: Підручник. – 3-є видання / Ф.І. Абрамчук, Ю.Ф. Гутаревич, К.Є. Долганов, І.І. Тимченко. – К. Арістей. 2007. – 476 с.
5. Двигатели внутреннего сгорания: Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для студентов вузов. / Д.Н. Вырубов, С.И. Ефимов, Н.А. Иващенко и др. – М.: Машиностроение. 1984. – 384 с.



Навчальне видання

АБРАМЧУК Федір Іванович  
КУЗЬМЕНКО Анатолій Петрович  
НІКІТЧЕНКО Ігор Миколайович

# **КОНСТРУКЦІЯ І ДИНАМІКА ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ**

## **Частина 1**

*Конспект лекцій*

Відповідальний за випуск *Ф.І. Абрамчук*

Авторська редакція

Комп'ютерна верстка *Журавльової Н. В.*

Підписано до друку \_\_\_\_\_ р. Формат 60×84 1/16. Папір офсетний.  
Гарнітура Times New Roman Cug. Віддруковано на різнографі.  
Ум. друк. арк. \_\_\_\_\_. Обл.-вид. арк. \_\_\_\_\_.  
Зам. № \_\_\_\_\_. Тираж \_\_\_\_\_ прим. Ціна договірна.

### **ВИДАВНИЦТВО**

**Харківського національного автомобільно-дорожнього університету**

**Видавництво ХНАДУ, 61002, м. Харків – МСП, вул. Петровського, 25.  
Тел. /факс: (057)700-38-64; 707-37-03, e-mail: rio@khadi.kharkov.ua**

Свідоцтво Державного комітету інформаційної політики, телебачення та радіомовлення України про внесення суб'єкта видавничої справи до Державного реєстру видавців, виготівників і розповсюджувачів видавничої продукції, серія ДК №897 від 17.04.2002 р.