

А.В. Ільченко, к.т.н., доц.  
В.О. Ломакін, ст. викл.

Житомирський державний технологічний університет

### ЗМІНА ПРИВЕДЕНОГО МОМЕНТУ ІНЕРЦІЇ В КРУТИЛЬНО-КОЛИВАЛЬНІЙ СИСТЕМІ ДВИГУНА

*Обґрунтовано необхідність дослідження і запропоновано математичну модель для визначення впливу наведеного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму на крутильні коливання, що мають місце в двигуні.*

**Вступ.** Сучасне двигунобудування суттєво стимулюється стрімким розвитком автомобільного транспорту. Це вимагає постійного вирішення основних таких завдань: підвищення ефективності, паливної економічності, екологічності та надійності. Основні показники ефективності двигунів значною мірою залежать як від рівня його надійності в цілому, так і окремих складових, а також методів наукового нормування, моделювання та ідентифікації моделі, ефективності використання пального, режимів роботи та ін.

**Постановка проблеми.** Скорочення строків розробки нових двигунів внутрішнього згорання (ДВЗ) з високими економічними, екологічними та параметрами міцності сьогодні є запорукою успіху підприємств галузі. Найрозповсюдженим шляхом збільшення потужності сучасних ДВЗ, при незмінних геометричних розмірах є застосування турбонадуву та охолодження впускного повітря. В цій ситуації до деталей ДВЗ висувуються підвищені вимоги щодо міцності й функціональної надійності. Форсування ДВЗ за швидкісними й навантажувальними режимами неминуче веде до росту динамічних навантажень на деталі. Зниження матеріалоемності й габаритів ДВЗ в загальній картині динамічних процесів підсилює вплив коливань. Вони стають важливим фактором при доведенні двигуна, а також обмежують надійну роботу ДВЗ в цілому. Однією з проблем при створенні ДВЗ є наявність зручних у практичних задачах математичних методів дослідження коливальних процесів. Вони повинні відрізнятися точністю результатів, простотою реалізації алгоритму на електронно-обчислювальних машинах.

Основними параметрами крутильно-коливальної системи ДВЗ є: моменти інерції мас, крутильна жорсткість ділянок, амплітуди коливань мас, коефіцієнти демпфування та моменти, що збуджують крутильні коливання (КК) [1, 2].

**Аналіз останніх досліджень і публікацій.** ДВЗ з врахуванням основних систем і допоміжних приводів є складною крутильно-коливальною системою (ККС). При постійній частоті обертання колінчастого вала КВ в системі через періодичні газові й інерційні сили збуджуються КК, які за законом, близьким до гармонійного, передаються на приводи. Складність і різноманіття фізичних процесів, що супроводжують явище КК, суттєво обмежує розробку надійних розрахункових методів їх дослідження. Як правило, дослідження проводяться для нерозгалуженої ККС [1].

Методи, що застосовуються для дослідження вимушених КК з врахуванням нелінійного тертя у ДВЗ, обмежені в практичному застосуванні. Це пов'язане з тим, що відомі методи незручні для розв'язку нелінійних задач, що вимагають при цьому виконання десятків тисяч ітерацій.

У багатьох дослідженнях підтверджено теоретично й експериментально, що в ККС ДВЗ є ряд джерел демпфування [1]:

- ✓ тертя в циліндро-поршневій групі;
- ✓ тертя у підшипниках ковзання;
- ✓ гістерезисне тертя;
- ✓ тертя в приводах механізмів тощо.

На будь-якій частоті коливань між джерелами демпфування існує залежність, що обумовлена балансом енергій всіх видів тертя, Дж:

$$\sum W_{mp} = W_{\phi} + W_n + W_z + W_{np}, \quad (1)$$

де  $\sum W_{\phi\delta}$  – сумарна робота тертя в коливальній системі із двигуном, що враховує всі види тертя узагальненим коефіцієнтом демпфування;  $W_{\phi} + W_n + W_z + W_{np}$  – значення роботи демпфування в циліндро-поршневій групі, у підшипниках КВ, гістерезисного тертя, на зубчастих колесах приводів тощо.

Знання сумарної роботи тертя (або узагальненого коефіцієнта демпфування) дозволяє послідовно, шляхом виключення відомих видів тертя, виявити частку всіх складових видів тертя у двигуні. Більшість дослідників підтверджує нелінійність тертя у двигуні та, одночасно, його в'язкісну природу при КК у ДВЗ [1–3].

У цьому випадку момент, що демпфує КК в ДВЗ, можна вважати пропорційним швидкості коливань та, в той же час, нелінійним за суттю.

Цим критерієм відповідає такий вираз для моменту, що демпфує КК в ДВЗ, Н·м:

$$M = \xi_0 |\dot{\varphi}|^n \text{Sgn} \dot{\varphi}, \quad (2)$$

де  $\xi_0$  – коефіцієнт пропорційності;  $\dot{\varphi}$  – швидкість коливань;  $n$  – показник, що характеризує рівень нелінійності тертя; символ  $\text{Sgn}$  означає, що знак функції  $M = \xi_0 = f(\dot{\varphi})$  співпадає зі знаком  $\dot{\varphi}$ .

Показник  $n$  може приймати будь-які додатні значення. Зокрема, при  $n = 0$  вираз сприймається як рівняння моменту для сухого тертя. У цьому випадку коефіцієнт відповідає силі сухого тертя. Значення  $n = 1$  відповідає випадку в'язкого (лінійного) демпфування, що має місце при ламінарному потоці рідини, при цьому  $\xi_0$  співпадає з коефіцієнтом в'язкого (лінійного) демпфування. Значення  $n = 2$  відповідає квадратичному закону демпфування, що має місце при турбулентному русі рідини. Значення  $n = 3$  розглядається при врахуванні аеродинамічного опору.

Також показник  $n$  може приймати дробові позитивні значення, враховуючи всі види тертя, що демпфують КК в ДВЗ.

Розв'язок задач вимушених КК, у запропонованій формі, з використанням нелінійного тертя, становить досить складне завдання, тому що доводиться проводити розрахунок проміжних значень параметра тертя протягом усього періоду коливань. Завдання суттєво спрощується, якщо використати лінеаризацію нелінійного тертя.

При збільшенні числа циліндрів в ДВЗ знижується його власна частота КВ. Тому резонансні частоти обертання пересуваються в робочий діапазон обертів, де збурення досягає більших величин. Крім того, загальне збурення коливань, що передаються від ДВЗ на КВ, зростає при збільшенні кількості циліндрів.

Всі ці фактори навантажують коливальну систему, включаючи колінчастий вал КВ і механізми приводів, тому необхідно виконувати додаткові заходи для зниження напруг від КК.

Для цього слід, наприклад, змінити моменти інерції мас або пасового шківа, або порядок роботи циліндрів. Якщо ці заходи проблеми не вирішують, то на КВ слід установити демпфер коливань.

Для цього використовують один з найпоширеніших типів демпферів – гумовий або в'язкісний. Обидва типи демпферів можуть мати як крутильну жорсткість, так і демпфуючу здатність, що визначається конструктивними параметрами. У наш час широкого поширення одержали демпфери КК із в'язкісним тертям, де як наповнювач використовується силіконова рідина, що заливається у вільний простір між маховиком і корпусом демпфера. У деяких випадках зв'язок між маховиком та демпфером й корпусом доповнюється пружним з'єднанням у вигляді пружин або гумових втулок.

**Мета роботи.** Дана робота має за мету встановити вплив зміни приведенного моменту інерції (ПМІ) кривошипно-шатунного механізму (КШМ) ДВЗ на коливальні процеси.

**Викладення основного матеріалу і результати дослідження.** Для спрощення задачі аналізу впливу зміни ПМІ КШМ на КК розглянемо одномасову систему, що складається з одного кривошипа.

Відомо, що коливальний рух одномасової системи під дією гармонічного моменту  $M_k = M_k^a \sin k_\omega t$ , моменту від сил інерції  $M_i$  та опору  $M_\xi = -\xi \frac{d\varphi}{dt}$  описується рівнянням [2–4], Н·м:

$$-M_i - M_\xi + M_y = M_k \Rightarrow I \frac{d^2\varphi}{dt^2} + \xi \frac{d\varphi}{dt} + c\varphi = M_k^a \sin k_\omega t, \quad (3)$$

де  $I$  – постійний ПМІ КШМ, кг·м<sup>2</sup>;  $c$  – крутильна жорсткість ділянки вала Н·м/град.

Загальний розв'язок цього рівняння є сумою розв'язків відповідного лінійного однорідного диференційного рівняння 2-го порядку та часткового розв'язку, тобто, град.:

$$\varphi = \varphi_{\text{вільн}} + \varphi_{\text{вим}}, \quad (4)$$

де  $\varphi_{\text{вільн}}$  – вільні коливання,  $\varphi_{\text{вим}}$  – усталені вимушені коливання.

В зв'язку з тим, що вільні коливання швидко затухають, загальний розв'язок при усталеному коливальному русі відповідає частковому, град.:

$$\varphi = \varphi_{\text{вим}} = \Phi \sin(k\omega t - \varepsilon), \quad (5)$$

де  $\Phi$  – амплітуда вимушених коливань системи під дією моменту, що змушує,  $M_k^a$ ;  $\varepsilon$  – зсув фаз між амплітудою вимушених кутових коливань тіла та амплітудою періодичного моменту, що змушує.

Розв'язуючи наведені вище рівняння можна знайти елементарну роботу втрат протягом циклу коливань.

Але у виразі (3) не враховується зміна ПМІ КШМ ДВЗ. Врахувавши вираз зміни ПМІ КШМ, вираз (3) можна записати у вигляді [5], Н·м:

$$I(\varphi) \frac{d^2 \varphi}{dt^2} + \frac{\left(\frac{d\varphi}{dt}\right)^2}{2} \frac{dI(\varphi)}{dt} + \xi \frac{d\varphi}{dt} + c\varphi = M_k^a \sin k_\omega t. \quad (6)$$

Вираз (6) є нелінійним неоднорідним диференціальним рівнянням 2-го порядку, розв'язок якого може бути проведений лише наближеними методами. Дане рівняння дає можливість оцінити величину впливу, зміну ПМІ КШМ ДВЗ на втрати енергії протягом циклу коливань.

Проаналізувавши експериментальні дані роботи двигуна MeM3-2457 на режимах холостого ходу визначимо кутове прискорення, прискорення КВ протягом оберту у вигляді, рад/с<sup>2</sup> [4]:

$$\varepsilon = \theta_1 \sin \varphi + \theta_2 \cos \varphi + \theta_3 \sin 2\varphi + \theta_4 \cos 2\varphi. \quad (7)$$

Амплітудні значення кутового прискорення характеризують динамічні процеси, що відбуваються в двигуні. З підвищенням частоти обертання КВ двигуна, внаслідок зменшення нерівномірності ходу, амплітудні значення повинні зменшуватись. Але, як видно з рисунка 1, при збільшенні середньої частоти обертання КВ до 1019 об./хв. амплітуда  $\varepsilon$  зменшується, потім стабілізується (при 2161 об./хв.) і починає збільшуватись (при 3205 об./хв.).

Скоріш за все, це пов'язано з наближенням резонансної частоти власних коливань КВ, що складає 3463 об./хв.

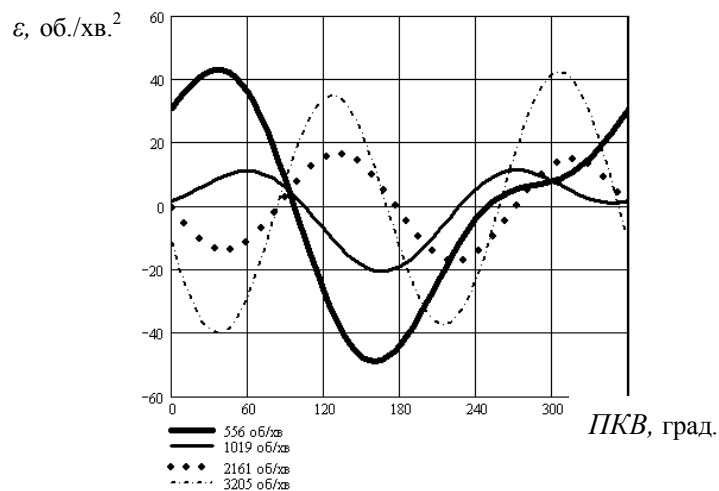


Рис. 1. Зміна прискорень КВ MeM3-2457 протягом оберту при різних частотах обертання без навантаження

Зміна кінетичної енергії завжди пропорційна площі, яка обмежена кривою наведеного моменту  $M$  [5]. Для врахування впливу зміни ПМІ  $I$ , порівняємо значення площ обмеженої кривої наведеного моменту  $M$ , визначених з врахуванням зміни ПМІ згідно з [4] для MeM3-2457 та за умови, що  $I = \text{const}$  згідно з виразом:

$$M = I \frac{d\omega}{d\varphi}. \quad (8)$$

Внаслідок того, що навантаження, трансмісія, дорожні умови тощо, чинять суттєвий вплив на коливальні процеси, що протікають в ДВЗ, для аналізу впливу зміни ПМІ розглянемо режими роботи без навантаження. Для аналізу впливу зміни ПМІ  $I$  на кінетичну енергію коливань, була визначена площа, що обмежена між кривими  $M$  при  $I = \text{var}$  та  $I = \text{const}$  і віднесена до значення площі при припущенні  $I = \text{const}$ . В результаті встановлено, що зміна ПМІ  $I$  збільшує кінетичну енергію коливань на усталеному режимі на 2,1 та 13,1 % і навпаки зменшує її на 23,3 та 13,7 %. Зменшення кінетичної енергії коливань перш за все відбувається за рахунок наростання коливальних процесів КВ на цих режимах та неспівпаданні фаз цих коливань із законом зміни ПМІ  $I$ .

**Висновки.** В роботі представлено математичну модель аналізу впливу зміни приведенного моменту інерції кривошипно-шатунного механізму на коливальні процеси, що мають місце в двигуні внутрішнього згорання та проаналізовано вагомість цього впливу.

#### Список використаної літератури:

1. Кенсман Л.Т. Математическая модель крутильно-колебательной системы поршневого двигателя с учетом нелинейного демпфирования и возбуждения : дис. ... канд. техн. наук : спец. 05.04.02

- “Тепловые двигатели” / *Кенсман Леонид Тадаушевич* ; Ярославский государственный технический университет. – Ярославль, 2000. – С. 165–168. – 188 с.
2. *Болотин В.В.* Вибрации в технике : справочник / под ред. *В.В. Болотин* (Т. 1); *И.И. Блехман* (Т. 2); *Ф.М. Диментберг, К.С. Колесников* (Т. 3); *Э.Э. Лавендел* (Т. 4); *Д.М. Генкин* (Т. 5); *К.В. Фролов* (Т. 6). – В 6-ти т. – М. : Машиностроение, 1978.
  3. Автомобильные двигатели / *В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др.* ; под. ред. *М.С. Ховаха*. – М. : Машиностроение, 1977.
  4. *Ильченко А.В.* Приведений момент інерції кривошипно-шатунного механізму одноциліндрового поршневого двигуна внутрішнього згорання / *А.В. Ильченко, Ю.О. Кубрак, В.О. Ломакін* // Вісник Національного технічного університету “ХПІ” : зб. наук. праць : тематичний випуск : Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків : НТУ “ХПІ–2011”. – № 10. – С. 23–32. – 148 с.
  5. *Артоболевский И.И.* Теория механизмов и машин : учебник / *И.И. Артоболевский*. – 4-ое изд., перераб. и доп. – М. : Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1988. — 640 с.

ІЛЬЧЕНКО Андрій Володимирович – кандидат технічних наук, доцент кафедри “Автомобілі і механіка технічних систем” Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- паливна економічність та екологічна безпека автомобільного транспорту;
- мікропроцесорні засоби та комп’ютерні системи в автомобілі;
- діагностика автомобілів та їх елементів.

ЛОМАКІН Володимир Олександрович – старший викладач кафедри “Автомобілі і механіка технічних систем” Житомирського державного технологічного університету.

Наукові інтереси:

- використання мікропроцесорних засобів для дослідження кінематичних та динамічних процесів у автомобілях;
- діагностика автомобілів та їх елементів.

Стаття надійшла до редакції 31.07.2012

**Ільченко А.В., Ломакін В.О.** Зміна приведенного моменту інерції в крутильно-коливальній системі двигуна

**Ильченко А.В., Ломакин В.А.** Изменение приведенного момента инерции в крутильно-колебательной системе двигателя

**Pchenko A.V., Lomakin V.O.** Modeling of influence changes of moment of inertia to torsional oscillations of a crank mechanism

УДК 621.43

**Изменение приведенного момента инерции в крутильно-колебательной системе двигателя / А.В. Ильченко, В.А. Ломакин**

Обоснована необхідність і пропонується математическу модель для определения влияния приведенного момента инерции кривошипно-шатунного механизма на крутильные колебания, которые имеют место в двигателе.

УДК 621.43

**Modeling of influence changes of moment of inertia to torsional oscillations of a crank mechanism / A.V. Pchenko, V.O. Lomakin**

This article is about mathematical modeling for definition influence of changes of moment of inertia to torsional oscillations.