УДК 621.43

Судак Ф.М., к.т.н., Вороніна І.Ф., к.т.н., Алтухов Д.П.

АДІ ДВНЗ «ДонНТУ», м. Горлівка

ЗМЕНШЕННЯ ШУМУ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ЗА ДОПОМОГОЮ МЕХАНІЧНИХ ДЕМПФЕРНИХ ПРИСТРОЇВ

Теоретично доведена можливість використання механічних демпферних пристроїв для зменшення акустичного випромінювання двигунів внутрішнього згоряння. Розроблена конструкція одного із можливих варіантів такого пристрою.

Вступ

Якісний і кількісний розвиток сучасного автомобіле- і тракторобудування, інтенсифікація і зростання перевезень, збільшення енергонасиченності сільського господарства тісно пов'язані із зростанням рівня шуму в навколишньому середовищі. Шум в містах і населених пунктах порушує нормальні ритми життя, заважає повноцінному відпочинку, знижує продуктивність праці. Способи зменшення шуму двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) поділяються на активні і пасивні. Активні основані на оптимізації робочих процесів, що можливо лише на стані розробки конструкції двигуна. Сутність пасивних способів полягає у використанні вібропоглинаючих матеріалів і різних зовнішніх пристроїв, що можливо і на етапі експлуатації транспортних засобів.

Аналіз досліджень та постановка задачі

Для зменшення шуму автомобіля його двигун, який являється найпотужнішим джерелом шуму, укривають спеціальним капотом із звукоізоляційного матеріалу. Але це ускладнює конструкцію двигуна, утрудняє доступ до його окремих систем, заважає виконувати технічне обслуговування і порушує тепловий режим [1, 2, 3].

Метою роботи є теоретичне обґрунтування можливості зменшення акустичного випромінювання ДВЗ за допомогою механічних демпферних пристроїв, розробка конструкції одного із можливих варіантів.

Основна частина

Двигун внутрішнього згоряння являє собою складні механічні і акустичні коливальні системи. Випромінювання шуму ДВЗ в значній мірі залежить від здатності конструкції передавати і гасити звукову енергію.

Джерелом акустичного випромінювання являється зовнішня поверхня двигуна, що вібрує під час його роботи і є проміжною ланкою в передачі звукової енергії від силового чинника в повітряний простір. Отже, під дією газів, що утворюються в процесі згоряння робочої суміші в циліндрах двигуна, вібрує зовнішня поверхня, яка і випромінює акустичну енергію.

Цілком очевидно, що зменшити акустичне випромінювання (шум) можна зменшивши параметри вібрації через зменшення силового впливу або через використання зовнішніх демпферних пристроїв, які б не ускладнювали конструкцію двигуна і не порушували функціонування його систем. В якості таких пристроїв можна використовувати механічні гасники [1], принцип роботи яких полягає в тому, що робоча поверхня попередньо напружених елементів гасника пересувається відносно зовнішньої вібруючої поверхні двигуна, на якій кріпиться гасник. В результаті цього між елементом гасника і поверхнею двигуна виникає тертя, на подолання якого при проходженні згінної хвилі витрачається частина її енергії, яка перетворюється в теплоту. Це призводить до зменшення амплітуди коливань. Тобто гасить згінну хвилю.

Кількість енергії W_T, що розсівається гасником, може бути визначена для плоскої згінної хвилі як сукупність енергії, витраченої на подолання тертя W_i між вібруючою поверхнею і робочою поверхнею пружних елементів гасника:

$$W_T = \sum_{i=1}^{n} W_i,$$

де n — кількість пружних елементів в одному гаснику.

Гасник (рис. 1) являє собою циліндричний корпус 1 з осьовим отвором під деталь кріплення і пружними елементами 2, які в верхній частині з'єднані з корпусом (виготовляється як одна деталь).

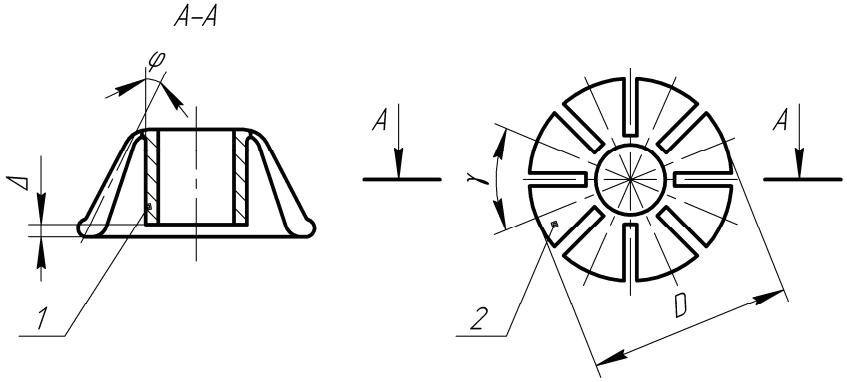

Рис. 1. Механічний гасник згінних коливань:
1 — корпус гасника; 2 — пружній елемент

Для забезпечення попередньої напруженості робоча поверхня пружних елементів у вільному стані виступає над опорною поверхнею корпусу на відстань Δ.

Щоб визначити витрати коливальної енергії на тертя при роботі гасника розроблена його кінематична математична модель (рис. 2), з якої видно, що при розміщенні кріплення гасника у вузлі згінної хвилі, а довжина її більше відстані між точками контакту двох діаметрально розташованих пружних елементів A і B, амплітуда вертикальних переміщень точок A_1, A_2, A_3… A_i, що лежать на дузі радіуса l між точками A і A', будуть дорівнювати, відповідно,

$$\begin{aligned} Y_{A_1} &= Y \sin 2\pi\left(\frac{D}{2\lambda}\right); \quad Y_{A_2} = Y \sin 2\pi\left(\frac{D}{2\lambda}\cos\gamma\right); \\ Y_{A_3} &= Y \sin 2\pi\left(\frac{D}{2\lambda}\cos 2\gamma\right); \quad Y_{A_i} = Y \sin 2\pi\left(\frac{D}{2\lambda}\cos(i-1)\gamma\right), \end{aligned} \tag{1}$$

де λ — довжина хвилі, *м*; D — діаметр гасника, *м*; γ — кут між осями симетрії розташованих рядом пружних елементів, *град*; i — кількість точок.

Витрати коливальної енергії на тертя при відносному пересуванні пружного елемента гасника, який можна представити як затиснений консольний стрижень, згінна жорсткість якого може бути визначена за формулою:

$$C = \frac{3EI}{l^3}, \tag{2}$$

де E — модуль пружності матеріалу гасника, *Па*;
l — довжина пружного елементу гасника, *м*;
I — момент інерції гасника відносно точки O, $м^4$.

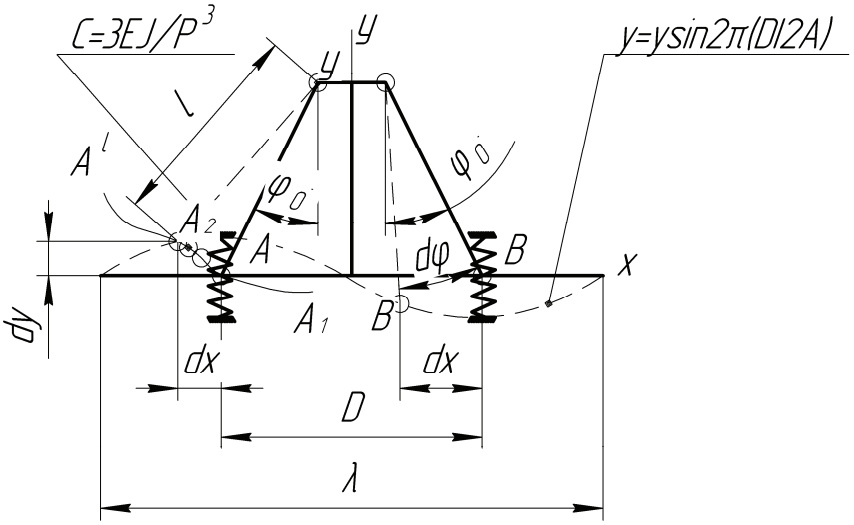

Рис. 2. Схема гасника згінних коливань

При цьому не враховується деформація розтягу — стиску самого пружного елементу. Потрібно усвідомлювати, що максимального значення переміщення точки *A* в вертикальному, а отже і в горизонтальному напрямках, може набути, якщо пружний елемент буде деформуватися лише в місці з'єднання його з корпусом, тобто здійснюється його поворот відносно точки О. Така конструкція дозволяє представити пружний елемент гасника як недеформований стрижень шарнірно з'єднаний з корпусом і підпружинений жорсткістю *C* в місці його контакту з коливальною поверхнею.

Із наведеної схеми видно, що переміщення кінця стриженя *A* при вертикальному русі базової поверхні призведе до відносного їх ковзання і траєкторія точки *A* буде дугою кола з радіусом, що дорівнює довжині стриженя *l*.

Рівняння кола в прийнятій системі координат буде мати вигляд:

$$x^2 + y^2 = l^2. \tag{3}$$

В цьому випадку точка *A* переміститься в вертикальному напрямку на величину *dy*, визвавши переміщення по осі *x* на величину *dx*, яку можна обрахувати, якщо продиференціювати рівняння кола:

$$\frac{dx^2}{dx}\cdot\frac{dx}{dy}+\frac{dy^2}{dy}=\frac{dl^2}{dy};\quad dx=-\frac{y}{x}\cdot dy;\quad dx=-ctg\phi_0 dy. \tag{4}$$

Для оцінки кількості енергії, що розсіюється за рахунок тертя одним пружнім елементом гасника за один період коливань базової поверхні двигуна, визначимо елементарну роботу тертя між пружнім елементом і вібруючою поверхнею двигуна:

$$dW_{A_i} = kN\ dx, \tag{5}$$

де k — коефіцієнт тертя між поверхнями;

N — сила нормального тиску пружного елементу на поверхню деталі, *Н*.

Енергія за повний цикл коливання буде:

$$W_{A_i} = k\int_0^T N dx, \tag{6}$$

де T — період коливань, *с*;

$$N=N_0 + N_т, \tag{7}$$

де N_0 — сила нормального тиску, що викликана попередньою деформацією пружного елемента при кріпленні гасника, *Н*;

$N_т$ — сила нормального тиску, яка виникає при проходженні згінної хвилі по поверхні деталі з амплітудою Y_{A_i} :

$$N_т = CY_{A_i} = \frac{3EI}{l^3} Y_{A_i}; \tag{8}$$

$$N_0 = \frac{3EI}{l^3} \cdot \Delta, \tag{9}$$

де Δ — відстань по висоті між опорною поверхнею корпуса і точкою контакту пружного елементу і поверхні деталі, *м*.

Підставляючи значення *dx* (4), $N_т$ (8*)* і N_0 (9) в формулу (6), отримуємо:

$$W_{A_i} = -k \frac{3EI}{l^3} ctg\phi_0 \int_0^т \left(\Delta + Y_{A_i}\right) dy. \tag{10}$$

При проходженні монохроматичної хвилі точка A_i пройде шлях $2Y_{Ai,}$ тоді

$$W_{A_i} = -k \frac{6EI}{l^3} ctg\phi_0 \left(\Delta \cdot Y \sin 2\pi\right)\left(\frac{D}{2\lambda}\left(\cos\left(1-i\right)\gamma\right) + Y^2 \sin^2 2\pi\left(\frac{D}{2\lambda}\cos\left(i-1\right)\gamma\right)\right). \tag{11}$$

Для гасника коливань, що має *n* конструктивно ідентичних пружних елементів

$$W_T = \sum_{i=1}^{n} W_{A_i} = -k \frac{6EI}{l^3} ctg\phi_0 Y \sum_{i=1}^{n} \sin 2\pi\left(\frac{D}{2\lambda}\cos\left(i-1\right)\right)\gamma\left(\Delta + Y \sin^2 2\pi\left(\frac{D}{2\lambda}\cos\left(i-1\right)\gamma\right)\right). \tag{12}$$

Отже, сумарна величина енергії, яка розсіюється гасником, буде залежати від його конструктивних параметрів і параметрів коливань. Тобто для обрахування цієї енергії потрібні дослідження коливальних процесів поверхні, яка найбільш випромінює звукову енергію і в залежності від цього уже визначати конструктивні параметри гасника і місце його кріплення.

Зрозуміло, що з найбільшим ефектом такі гасники можна використовувати встановлюючи їх на порівняно тонкостінних поверхнях, які мають найбільшу амплітуду коливань а отже є найбільшими випромінювачами звукової енергії (кришки клапанної коробки, піддон картера та ін.).

Висновок

Проведені викладки пояснюють, що енергія коливального процесу вібруючої поверхні може бути обрахована, і на цій основі можуть бути вибрані оптимальні конструктивні розміри гасника.

Список літератури

1. Луканин В.Н. Шум автотракторных двигателей / В.Н. Луканин. — М.: Машиностроение, 1971. — 270 с.

2. Луканин В.Н. Промышленно-транспортная экология / В.Н. Луканин, Ю.В. Трофименко. — М.:Высшая школа, 2001. — 273 с.

3. Вахламов В.К. Автомобили: Основы конструкции: учебник для ВУЗов / В.К. Вахламов. — М.: Издательский центр «Академія», 2004. — 528 с.

Стаття надійшла до редакції 18.06.09
© Судак Ф.М., Вороніна І.Ф., Алтухов Д.П., 2009