

ТЕОРЕТИЧНІ СПЕКТРИ ВІБРОАКУСТИЧНИХ СИГНАЛІВ ЦПГ І ЇХ ЗВ'ЯЗОК З ТРИВАЛІСТЮ УДАРІВ

*О. В. Надточій, кандидат технічних наук
Л. Л. Тімова, магістр*

Анотація. Розглянуто класичний та сучасний підходи до ударів в ЦПГ дизелів. Визначено залежності для визначення ширини спектру від тривалості співударяння деталей. Для моделювання використовувався математичний пакет Mathcad 15.

Ключові слова: удар, спектр, амплітуда, баланс енергії, пластичні деформації, ультразвук

Постановка проблеми. Механічним ударом прийнято називати явище, яке виникає при зіткненні двох тіл і при цьому супроводжується повним або частковим переходом кінетичної енергії тіл в енергію деформації [1]. Компонентами удару є сила та переміщення. Характер же наслідків в значній мірі залежить від умов формування удару в даній кінематичній парі і визначається жорсткістю тіл, які співударяються. Навантаження ж можуть перевищувати розрахункові в 10, 100 і навіть тисячу разів, а механізми при цьому значно швидше зношуються [1]. Баланс енергії, який відповідає положенням класичної механіки (тіла після удару можуть володіти тільки двома видами енергії – кінетичною і енергією пластичних деформацій, якщо вони мають місце. Іншим розходженням у формулах класичної теорії удару є відсутність показника часу. Крім того, за допомогою цих формул неможливо розрахувати силу удару, напруження в тілах, які співударяються, їх переміщення та прискорення. Для визначення ж оптимального частотного діагностичного діапазону необхідно мати значення величини тривалості співудару поршня об гільзу. Тому визначення цих параметрів можливе при умові комбінування методів класичної механіки удару з елементами теорії пружності.

Аналіз останніх досліджень. Аналізуючи вирази балансу енергії при ударі (табл. 1), можна зробити висновок, що основною відмінністю сучасних уявлень стосовно енергетичного балансу при ударі, на відміну від класичної механіки, є уявлення існування в тілі після удару поряд з кінетичною також потенціальної енергії, в той час класична теорія не враховує таку можливість.

Одночасне існування в тілі потенціальної і кінетичної енергії після удару стає можливим завдяки тому, що напруження і

деформації від місця контакту поширюються по тілу не миттєво, а з деякою кінцевою швидкістю – швидкістю розповсюдження хвилі. В зв'язку з цим та частина тіла яка вже охоплена хвилею напруження, має потенціальну енергію, а та частина, якої хвиля напруження ще не досягла, зберігає початкову кінетичну енергію.

1. Закономірності балансу енергії при ударі.

Класична теорія удару				
Характер ударної взаємодії	Коефіцієнт відновлення	До удару	Під час удару	Після удару
Пружний	$k=1$	A_0	A_k+A_p	A_1
Пружно-пластичний (не зовсім пружний)	$0 < k < 1$	A_0	$A_k+A_p+\Pi$	$A_1+\Pi$
Пластичний	$k=0$	A_0	$A_k+A_p+\Pi$	$A_1+\Pi$
Сучасне уявлення теорії удару				
Характер ударної взаємодії	До удару	Під час удару	Після удару	
Пружний	A_0	A_k+A_p	A_1	
Пружний	A_0	A_k+A_p	A_1+A_{1p}	
Пружно-пластичний	A_0	$A_k+A_p+\Pi$	$A_1+A_{1p}+\Pi$	
Пружний	A_0	A_k+A_p	A_1+A_{1p}	
Пластичний	A_0	$A_k+\Pi$	$A_1+\Pi$	

В даній табл. 1 прийняті такі умовні позначення: A_0 – сумарна кінетична енергія тіл перед ударом; A_k – сумарна кінетична енергія тіл під час удару; A_p – сумарна потенційна енергія тіл під час удару; Π – енергія, яка затрачається на пластичні деформації і немеханічні втрати енергії; A_1 , A_{1p} – відповідно сумарні кінетична і потенційна енергії тіл після удару.

Подібним чином до моменту закінчення удару, коли ударне навантаження знімається, частина тіла не встигає звільнитися від навантаження, отже і від потенціальної енергії. Ця частина потенціальної енергії, яка залишається в тілі після удару A_{1p} і обумовлює наступний вираз балансу енергії для дійсного пружного удару [1]:

$$A_0 = A_1 + A_{1p}, \quad (1)$$

замість:

$$A_0 = A_1, \quad (2)$$

Результати досліджень. Уяву ударного руху зазвичай пов'язують з одноразовою взаємодією тіл, яка супроводжується вивільненням значної кількості енергії в малому просторі [2]. При цьому вважають, що найменший період власних коливань рівний або більший тривалості ударної взаємодії. Однак такий підхід в деякій мірі звужує можливість загального аналізу і перешкоджає

використанню для цієї мети єдиних співвідношень, оскільки поняття короткочасний є умовним. Тому ми в даній статті будемо розуміти під ударною взаємодією всякий неперіодичний детермінований процес з чітко вираженим початком. При цьому мається на увазі, що до початку ударного процесу, тобто при $t \leq 0$, фізична величина що характеризує рух, рівна нулю або може бути прирівняна нулю, за рахунок відповідного переносу системи координат. В протилежному випадку рух слід розглядати, як імпульсну вібрацію, в якій дані методи не можуть бути використані.

До ударного руху відносяться і періодичні процеси імпульсного характеру в тому випадку, коли до моменту виникнення наступного імпульсу система, на яку діє удар, повертається в початковий стан.

Хвильову ж швидкість визначають тільки властивості матеріалу тіл, які приймають участь в ударі. При цьому остання на декілька порядків перевищує швидкість зміщення частинок цих тіл. Також відрізняються і частоти хвильових коливань від частот коливання частинок тіл: поздовжніх, крутильних і інших.

При розгляді питань віброакустичного діагностування ми стикаємося з явищем розповсюдження хвиль напружень при ударах в кінематичних парах і при цьому доводиться враховувати закономірності обміну енергією при співударі деталей. Час удару при цьому грає важливу роль. За час удару приймається час, протягом якого зберігається напруження в місці контакту деталей.

За природну одиницю часу, що вимірює тривалість удару, приймається період найбільш повільних коливань тіла. Час удару мало залежить від початкової швидкості тіла і росте із збільшенням мас тіл, які співударяються і податливості (пластичності) місця контакту. Залежність, яка представляє відоме рішення контактної задачі теорії пружності (формула Герца) [1] має вигляд:

$$F_y = k_1 \cdot \alpha^{\frac{3}{2}}, \quad (3)$$

де: k_1 – коефіцієнт пропорційності; α – величина стиснення (зближення).

В нашому випадку, коли контактують дві півсфери (поршень і циліндр) з масами M_1 і M_2 з початковою швидкістю v_0 , то:

$$k_1 = \frac{4}{3 \cdot \left[\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right]} \cdot \sqrt{\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_2}}, \quad (4)$$

де: μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона; E_1, E_2 – модулі пружності матеріалу тіл; R_1, R_2 – радіуси заокруглення місць контакту торцевих поверхонь.

В процесі виготовлення, відновлення, зборки та спрацювання деталей форма поверхонь, які контактують може відрізнятись від заданої. За рахунок послаблення посадок і збільшення зазорів деталі в відносному русі отримують додаткові ступені свободи і їх контактування проходить в декількох точках (подвійний удар). Характер імпульсу і його спектр при цьому змінюється [2].

Основні види коливальних рухів при роботі машини, які викликаються тертям ковзання, гідравлічними коливаннями в змащувальній, паливній, гідравлічній та охолоджувальній системах двигуна, супроводжуються шумами імпульсного, ударного характеру, викликаного перекладкою деталей в зазорах прецесією, а також за рахунок появи додаткових ступенів свободи після спрацювання.

При ударі стержньових систем має місце геометрична дисперсія сутністю якої є залежність фазової швидкості розповсюдження хвилі a_ϕ від довжини λ_1 , що значить зниження швидкості розповсюдження коливань з більшою частотою (високочастотні гармоніки). В результаті по мірі проходження вздовж стержня імпульси малої тривалості при кінці розширюються.

Якщо довжина хвилі $\lambda_1 = a_n \cdot t_{ud} < 2L$, де L – довжина стержня; a_n – швидкість розповсюдження поздовжніх хвиль; t_{ud} – тривалість удару, то крива зміщення торців стержня має ступеневий характер, а крива прискорення вигляд серії затухаючих імпульсів. Якщо $t_{ud} > 2L/a_n$, то окремі імпульси зливаються в періодичний сигнал складної форми. Мінімальна тривалість сигналу, який можна розрізнити визначається залежністю:

$$t_{min} \approx 6.9 \cdot \frac{r_1}{a_n} + 0.014 \cdot \frac{L}{a_n}, \quad (5)$$

де: r_1 – радіус стержня.

Для циліндричних поверхонь, у яких зоною контакту є лінія, зближення визначається за формулою:

$$\alpha = \frac{1}{2} \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \cdot \ln \frac{4}{b_k} \cdot \frac{F_y}{L}, \quad (6)$$

де: b_k – ширина площадки контакту.

Для випукло-ввігнутої поверхні, якою є гільза і поршень ширина контактної площадки b_k визначаємо залежністю:

$$b_k = 2 \sqrt{\frac{F_y}{2.71 \cdot L} \cdot \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right) \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 - R_2}}, \quad (7)$$

При цьому частина кінетичної енергії тіла, яке співударяється, переходить в потенціальну енергію пружного стиснення A_p [1].

$$A_p = \int_0^{\alpha_{max}} k_1 \cdot \alpha^{\frac{3}{2}} d\alpha = \frac{2}{5} \cdot k_1 \alpha_{max}^{\frac{5}{2}}, \quad (8)$$

Тоді максимальне стиснення тіл знайдемо за залежністю:

$$\alpha_{max} = \left(\frac{5}{2} \cdot \frac{A_p}{k_1} \right)^{\frac{2}{5}} = \left[\frac{5}{2} \cdot \frac{v_0^2 \cdot M_1 \cdot M_2}{k_1 \cdot (M_1 + M_2)} \right]^{\frac{2}{5}}, \quad (9)$$

І відповідно максимальна сила удару:

$$F_{y_{max}} = k_1 \cdot \alpha_{max}^{\frac{3}{2}} = \left[\frac{5}{2} \cdot \frac{k_1 \cdot v_0^2 \cdot M_1 \cdot M_2}{M_1 + M_2} \right]^{\frac{3}{5}}, \quad (10)$$

Залежність для визначення тривалості удару з врахуванням вищевикладеного матиме вигляд:

$$t_{ud} = \frac{2\sqrt{A_p}}{v_0} \cdot \int_0^{\alpha_{max}} \frac{d\alpha}{\sqrt{A_p - \int_0^{\alpha} k_1 \cdot \alpha^{\frac{3}{2}} d\alpha}} = \frac{2}{v_0} \cdot \int_0^{\alpha_{max}} \frac{d\alpha}{\sqrt{1 - \frac{2}{5} \frac{k_1}{A_p} \alpha^{\frac{5}{2}}}}, \quad (11)$$

Розділивши чисельник і знаменник отриманого виразу на α_{max} та ввівши при цьому допоміжну змінну $z = \frac{\alpha}{\alpha_{max}}$ і замінивши границі інтегрування отримаємо:

$$t_{ud} = 4.2 \cdot \left(\frac{M_1 \cdot M_2}{(M_1 + M_2) \cdot k_1} \right)^{\frac{1}{5}} \cdot \frac{1}{v_0^{\frac{1}{5}}}, \quad (12)$$

Тривалість удару t_{ud} нас цікавить з точки зору його зв'язку з віброакустичним сигналом. Як відомо з літературних джерел [2, 3], зміна часу удару двох тіл впливає на ширину спектру. Із зменшенням її, ширина спектру збільшується і навпаки. Як видно з формули (12) на тривалість удару суттєво впливають пружні властивості матеріалів тіл, радіуси заокруглення і маса деталей і зовсім несуттєво швидкість.

Для однотипних пар деталей можна прийняти незмінність пружних властивостей, тобто μ_i і E_i є const. Однак, якщо провести вимірювання віброакустичного сигналу після виробленням механізмом певного ресурсу, можна помітити зміни в сигналі. В результаті спрацювання змінюються радіуси заокруглення деталей, незначно маса, збільшуються зазори, а відповідно і шлях, який проходить деталь за той же проміжок часу та швидкість співудару. Все це призводить до зменшення тривалості удару, що і є одною із ознак зміни технічного стану пари. Одним із важливих питань у віброакустичній діагностиці є питання вибору інформативної смуги

спектру сигналу і її нормування. Оптимальним є діапазон, в якому найменшій зміні структурного параметру відповідає зміна діагностичного. При цьому не обов'язково, щоб цей діапазон був розміщений в зоні максимуму енергії сигналу, зоні резонансу.

Вібраційний сигнал, що сприймається вібродатчиком, являє собою модульований за амплітудою полігармонійний сигнал. Його амплітуда пропорційна амплітуді ударного імпульсу на вході акустичного каналу. Кожна гармонічна складова має частоту модуляції, яка визначається шириною відповідної смуги прозорості фільтра, і частоту несучої, яка рівна середній частоті тієї ж смуги прозорості [3, 4, 5]

Проведеними дослідженнями, встановлено, що власні коливання віброакустичного каналу найбільш сильно проявляються в діапазоні від 2 до 10 кГц. Однак аналізуючи діаграму можливих ударів двигуна СМД-31А слід відмітити, що на ударний імпульс 3-го циліндра, викликаний перекладкою поршня накладається сигнал закриття випускного клапана 4-го циліндра і навпаки. Аналогічні перешкоди присутні і для інших циліндрів. Очевидно, що сумарна перешкода при збігу моментів співударяння може бути значною, а відношення сигналу до перешкоди надто малим. У зв'язку з останнім можна зробити висновок про неможливість забезпечення достатньої роздільної здатності, не дивлячись на значну енергію вібраційних коливань в активній зоні.

На низьких частотах в активній полосі при великій добротності резонансних систем каналу надто великий час встановлення коливання, що не дозволяє виділяти в чистому вигляді і розділяти імпульси. Співудари в двигуні малі за тривалістю, чим обумовлюється широкий спектр (до 150 кГц) вібраційного відгуку. При збільшенні зазорів, зменшується тривалість співударянь, що підвищує інтенсивність високочастотних складових спектру.

Розглянуті вище положення дозволяють зробити висновок, що вирішення завдання вибору частотного діапазону можливе в області вищих частот, які не пов'язані з виявленою активною смугою віброканалу. При цьому доцільно використовувати ультразвуковий діапазон частот за межами області резонансу, де спектр є відносно суцільним. Доводом цієї точки зору є той факт, що відсутнє всяке спотворення, яке властиве структурному резонансу, що дає можливість отримати правдиве уявлення про сили і їх модуляцію. Отже, всі типи несправностей можуть бути представлені в кількісній формі індикаторами як "глибина модуляції" (різниця між рівнем гармонічних коливань і ступенем розповсюдження шуму) і коефіцієнтом гармонік в амплітудному спектрі. Для підтвердження існування співударів в зарезонансній зоні ультразвукового діапазону

були проведені теоретичні розрахунки ширини спектру через тривалість співударянь.

Для розрахунку ширини спектру визначали тривалість співударяння деталей ЦПГ, виходячи із швидкості в момент удару. Дані розрахунку наведені на рис. 1.

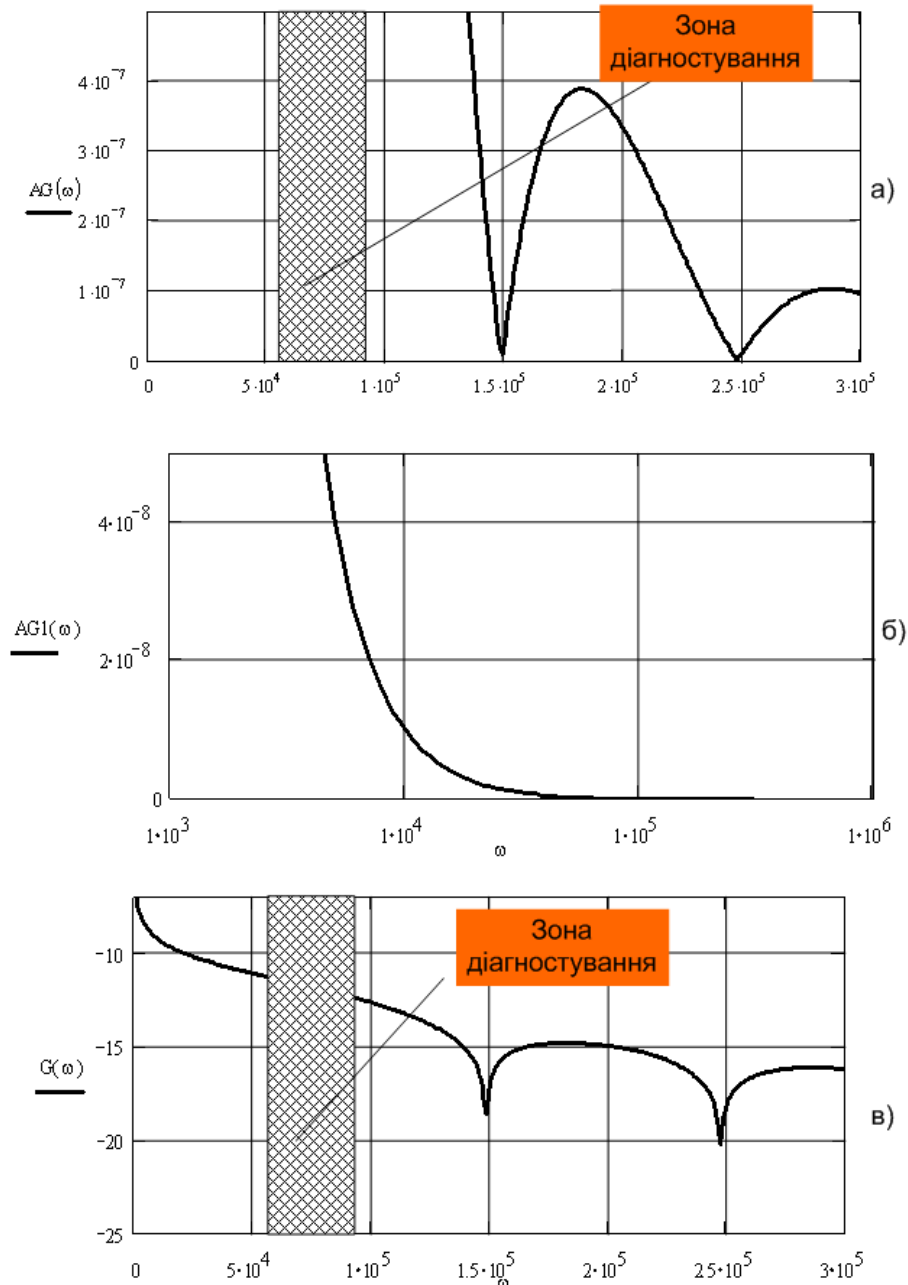


Рис. 1. Графічні залежності теоретичних спектрів: а – амплітудного; б – потужності процесу; в – логарифмічного.

Враховуючи, що діагностування проходить на частоті 1000 хв^{-1} , цьому відповідає швидкість від 0,37 до 0,67 м/с, що рівнозначне тривалості співударяння від $8.25 \cdot 10^{-5}$ до $7.25 \cdot 10^{-5}$ був розрахований теоретичний амплітудний спектр $AG(\omega)$ – (а), спектр потужності

процесу $AG1(\omega)$ – (б) та логарифмічний $G(\omega)$ – (в) за залежностями 2.94 та 2.95 (рис. 1).

Рис. 1 показує, що при деякому значенні частоти ω ($1.5 \cdot 10^5$ Гц) спектр імпульсу наближається до нуля. Вважатимемо таку частоту за верхню границю спектру ω_ε . При частоті вищій від останньої рівень амплітуди спектру підвищується, а потім знову наближається до нуля, причому ця картина повторюється. Характер форми розрахованих теоретичних спектрів повністю співпадає з теорією викладеною вище.

Висновок. Діагностування на межі верхньої границі спектру в зарезонансній області ультразвукового діапазону за межами резонансу, де спектр є відносно суцільним, дозволив підвищити відношення “сигнал – перешкода”, при цьому в разі переходу до іншої марки двигуна можна уникнути спектрального аналізу цих послань, а це якоюсь мірою є мірилом універсальності даного методу.

Список літератури

1. Александров Е. В. Прикладная теория и расчеты ударных систем / Е. В. Александров, В. Б. Соколинский. – М.: Наука, 1969. – 287 с.
2. Брех Е. Т. Измерения механических колебаний и ударов / Е. Т. Брех. – Лондон: Брюль и Кьер, 1973. – 308 с.
3. Соловьев В. И. Вибрационная диагностика машин / В. И. Соловьев. – М.: Агропромиздат, 1988. – 186 с.
4. Соловьев В. И. Исследование и разработка метода диагностики тракторного двигателя по параметрам виброударных импульсов, выделенных в ультразвуковом диапазоне частот : Автореф. дисс... канд. техн. наук / В. И. Соловьев. – М.: 1975. – 22 с.
5. Вибрации в технике. Справочник в 6-ти томах. т. 5 / Под ред. М. Д. Генкина. – М.: Машиностроение, 1981. – 576 с.

Аннотация. Рассмотрены классический и современный подходы к ударам в ЦПГ дизелей. Определены зависимости для определения ширины спектра, от длительности соударения деталей. Для моделирования использовался математический пакет MathCad 15.

Ключевые слова: удар спектр, амплитуда, баланс энергии, пластические деформации, ультразвук

Annotation. Considered classic and contemporary approaches to shocks in CPG diesels. The dependences for determination of the spectral width on the duration spowodowana details. For modelling we used the mathematical package MathCad 15.

Key words: beat spectrum, amplitudes, energy balance, plastyc deformation, ultrasound