

Janusz GARDULSKI, Rafał GARDULSKI

METODY MINIMALIZACJI HAŁASU WYSOKOPRĘŻNYCH, STACJONARNYCH SILNIKÓW SPALINOWYCH

Streszczenie. W artykule omówiono pasywne i aktywne metody minimalizacji hałasu wysokoprężnego silnika spalinowego.

NOISE MINIMIZATION METHODS OF STATIONARY DIESEL ENGINE

Summary. The paper describe passive and active methods of diesel engine noise minimization.

Wprowadzenie

Minimalizacja hałasu i drgań emitowanych przez układ napędowy, w skład którego wchodzi silnik spalinowy, jest problemem trudnym. Wynika to ze złożoności układu napędowego składającego się z silnika napędowego połączonego z wieloma urządzeniami pomocniczymi. Silnikiem najczęściej jest wielocylindrowy silnik z zapłonem samoczynnym, który pobudzany jest do drgań zmiennymi siłami wymuszającymi.

Siły te wywołane są:

- pulsacją ciśnienia w kanałach dolotowych i wylotowych,
- zmianami ciśnienia w cylindrach towarzyszące procesowi spalania,
- pracą układu rozrządu,
- zmianami ciśnienia w układach paliwowym i smarowania,
- bezwładnością elementów ruchomych silnika,
- przekładniami zębatymi,
- urządzeniami pomocniczymi.

Częstotliwości tych sił, związane z prędkością obrotową wału korbowego silnika, opisane są zależnością:

$$f_N = \frac{n z_c}{60 s} k \quad [\text{Hz}] \quad (1)$$

gdzie:

- n - prędkość obrotowa wału korbowego, obr/min,
- z_c - liczba cylindrów,
- s = 2 dla silników czterosuwowych,
- k = 0,5;1;2;3.. harmoniczne sił wymuszających.

Oznaczając częstotliwość obrotów wywołaną niewyrównowazeniem mas wirujących przez:

$$f_n = \frac{n}{60} \quad [\text{Hz}] \quad (2)$$

otrzyma się częstotliwości związane z pracą podzespołów silnika:

- częstotliwość wałka rozrządu

$$f_r = f_n i = 0,5 f_n \quad [\text{Hz}] \quad (3)$$

- częstotliwość zamykania zaworów

$$f_z = f_n \frac{z_z}{s} \quad [\text{Hz}] \quad (4)$$

gdzie:

i - przełożenie napędu wałka rozrządu ($i=0,5$),

z_z - liczba oddzielnie pracujących zaworów,

- częstotliwość przekładni zębatej

$$f_p = f_n z \quad [\text{Hz}] \quad (5)$$

gdzie:

z - liczba zębów zębniaka,

- częstotliwość łopatkowa wentylatorów

$$f_w = f_n l \quad [\text{Hz}] \quad (6)$$

gdzie:

l - liczba łopatek.

Z powyższych zależności wynika, że różne podzespoły silnika generują te same częstotliwości, zwłaszcza gdy w widmie pojawiają się częstotliwości harmoniczne sił wymuszających.

Wartość poziomu ciśnienia akustycznego w odległości 1 m od silnika można wyznaczyć w przybliżeniu z zależności:

$$L_p = 15,8 \log(Dn\sqrt{s}) + B \quad [\text{dBA}] \quad (7)$$

gdzie:

D - średnica tłoka, m,

n - prędkość obrotowa wału korbowego, obr/min,

s - liczba cylindrów,

B - stała materiałowa kadłuba (dla żeliwa $B = 70$ dBA, dla aluminium $B = 80$ dBA).

Poziom mocy akustycznej w przybliżeniu można wyliczyć z wzoru:

$$L_N = 10 \lg N_z + 10 \lg n_z + 59 - 30 \lg \frac{n_z}{n} \pm 4 \quad [\text{dBA}] \quad (8)$$

gdzie:

N_z - moc znamionowa silnika, kW,

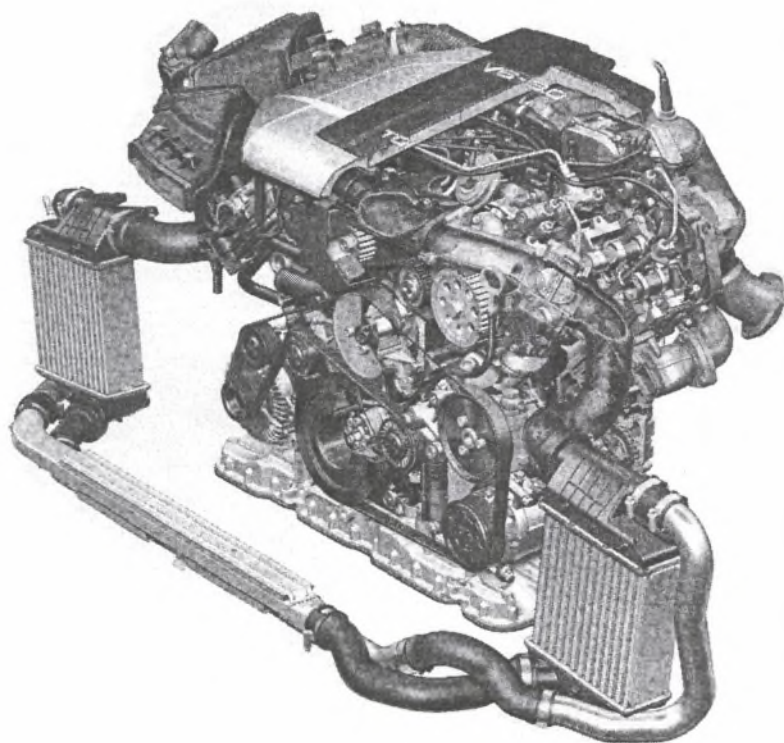
n_z - znamionowa prędkość obrotowa silnika, obr/min,

n - prędkość obrotowa silnika, obr/min.

Powyższe zależności pozwalają w przybliżeniu oszacować energię akustyczną generowaną w maszynowni przez zabudowany silnik wysokoprężny.

Metody redukcji hałasu i drgań zespołu napędowego

Użytkownik silnika najczęściej nie ma możliwości ograniczenia energii akustycznej tego źródła. Może jednak dokonać odpowiedniego doboru silnika napędowego. W przypadku silników stacjonarnych panuje błędna opinia, że powinny to być silniki wolnoobrotowe, które charakteryzują się niskimi parametrami mechanicznymi, będąc zarazem emitorem hałasu o dużej energii. Zastosowanie silnika wysokoobrotowego współpracującego z nowoczesnymi przekładniami zębatymi daje w efekcie końcowym wyższe korzyści niż silnika tradycyjnego, wolnoobrotowego. Parametry mechaniczne i wibroakustyczne takiego układu są wyższe (moment obrotowy, sprawność, poziom mocy akustycznej itd.). Przykład nowoczesnego silnika wysokoprężnego przedstawia rysunek 1.



Rys. 1. Nowoczesny wysokoobrotowy silnik wysokoprężny
Fig. 1. Modern diesel engine

Użytkownicy maszyn i urządzeń napędzanych silnikami spalinowymi z reguły nie mają możliwości doboru silnika. Stają więc przed problemem minimalizacji hałasu i drgań emitowanych przez niego. Wymaga to podjęcia pewnych działań, których celem jest ograniczenie energii WA.

Do minimalizacji hałasu i drgań zespołu silnik maszyna - robocza, należy podchodzić w sposób kompleksowy. Jest to zagadnienie złożone. Energia wibroakustyczna przenoszona jest do odbiorcy drogami bezpośrednimi – powietrznymi i materiałowymi. Poza źródłami pierwotnymi pojawiają się źródła wtórne, które powstają na skutek pobudzenia przez fale akustyczne emitowane przez źródła pierwotne. Przy dokonaniach, których celem jest

minimalizacja hałasu i drgań, zawsze należy dokonać oceny szacunkowej spodziewanych efektów, zadając sobie pytanie, czy uzyskane efekty są wystarczające. Jeżeli nie – to należy przeanalizować, jakie mogą być podjęte dalsze kroki.

Metody pasywne

W silniku napędowym można dokonać zmian bezpośrednio u źródła. Hałas wlotu i wylotu czynnika można zmniejszyć poprzez zmiany warunków aerodynamicznych dzięki zastosowaniu tłumików akustycznych: ssania i wydechu.

Tłumiki można ogólnie podzielić na tłumiki absorbcyjne i refleksyjne.

Tłumiki absorbcyjne można podzielić na:

- z kanałem wylotowym wyłożonym materiałem dźwiękochłonnym,
- tłumiki szczelinowe (płytowe),
- tłumiki komorowe (klatkowe),
- tłumiki relaksacyjne,
- tłumiki rezonatorowe z materiałem dźwiękochłonnym w szybkach.

Tłumiki refleksyjne dzieli się na:

- tłumiki z kanałem z pojedynczym skokiem przekroju,
- tłumiki z kanałem z rozszerzoną komorą,
- tłumiki rezonatorowe,
- tłumiki interferencyjne,
- tłumiki z dyszą Venturiego,
- tłumiki labiryntowe.

Tłumiki absorbcyjne przeciwdziałają przenoszeniu się fali akustycznej poprzez pochłanianie znacznej części jej energii akustycznej. W większości przypadków uzyskuje się te efekty poprzez wyłożenie ich wewnątrz materiałem dźwiękochłonnym. Tego typu tłumiki mogą być tłumikami ssania.

Tłumiki refleksyjne działają na zasadzie włączenia w kanał nieciągłości akustycznej, której oporność akustyczna jest albo dużo mniejsza, albo dużo większa od oporności charakterystycznej kanału. Najczęściej jest to pojedyncza lub podwójna skokowa zmiana przekroju (tłumiki komorowe lub rezonatorowe). Tłumiki tego typu mogą być zastosowane jako tłumiki wydechu.

Następnym etapem po redukcji hałasu ssania i wydechu, jest analiza posadowienia silnika. Należy przeprowadzić dobór układu wibroizolacji zawieszenia silnika, który znacznie obniży oddziaływania dynamiczne na ramę podsilnikową, przez co uzyska się minimalizację drgań o niskich częstotliwościach, ograniczając zarazem energię pobudzającą do drgań źródeł wtórnych.

Warunkiem poprawnego działania wibroizolacji jest spełnienie warunku stosunku częstotliwości wymuszeń (f) do częstotliwości drgań własnych (f_0):

$$\frac{f}{f_0} \geq \sqrt{2}$$

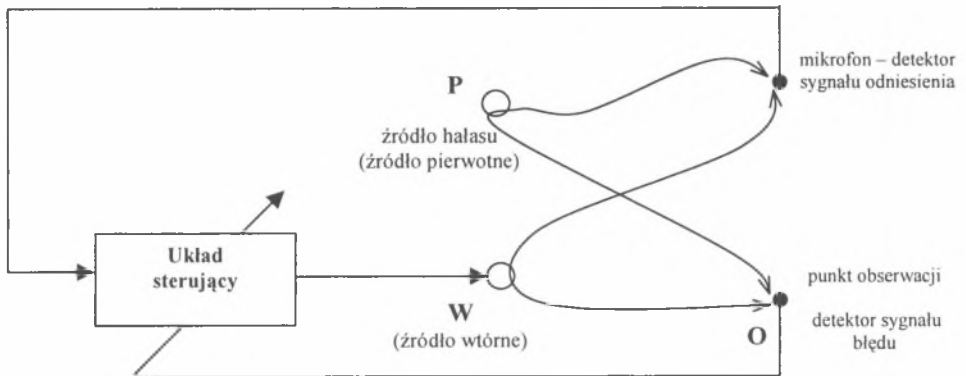
Następnymi działaniami, które powinny być podjęte bez ingerencji w źródło, są poczynania minimalizujące siły wzbudzające i ich widma. Na kadłub silnika można nałożyć pokrycia tłumiące drgania albo zastosować ekrany i obudowy dźwiękochłonne. Należy również przeanalizować możliwość wytłumienia maszynowni.

Omówione działania zaliczają się do metod pasywnych redukcji hałasu i drgań. Drugą grupę stanowią metody aktywne.

Metody aktywne

Aktywne metody redukcji hałasu stanowią uzupełnienie metod klasycznych (pasywnych). Ogólnie wykorzystują one dodatkowe źródła dźwięku, zwane wtórnymi, które pracują jednocześnie z źródłami podstawowymi, zwanymi pierwotnymi. W efekcie następuje wzajemna kompensacja lub destrukcyjna interferencja fali pierwotnej i wtórnej. Aby uzyskać maksymalne (teoretycznie całkowite) wy tłumienie fali pierwotnej, wygenerowana fala wtórna musi mieć taką samą częstotliwość amplitudy, jak fala pierwotna, lecz przeciwną fazę. Przykładowo dla fal harmonicznyc, aby uzyskać tłumienie rzędu 20 dB – różnica poziomów ciśnienia akustycznego fal powinna być mniejsza od 1 dB, a przesunięcie fazowe nie może odbiegać od 180° o więcej niż 5° . Z powyższego przykładu wynika, że przed sterownikiem źródła wtórnego stawiane są wysokie wymagania.

Sygnalem sterującym jest detektor sygnału pierwotnego, np. mikrofon (rys.2). Musi on być umieszczony w innym punkcie niż punkt obserwacji, inaczej układ będzie niestabilny, podatny na samowzbudzenie. Sygnał z detektora pierwotnego dociera do elektronicznego sterownika, który pobudza źródło wtórne, zmieniając amplitudę i fazę sygnału. Jest to zatem filtr o odpowiedniej charakterystyce amplitudowo-fazowej.



Rys. 2. Schemat blokowy układu aktywnej redukcji hałasu ze sprzężeniem w przód
Fig. 2. Block scheme of active noise reduction

W przypadku aktywnych układów redukcji drgań zamiast sygnałów akustycznych stosuje się przetworniki przemieszczeń przekazujące sygnał do układu sterującego, który wytwarza dodatkowe siły lub przemieszczenia, przyłożone bezpośrednio do izolowanego obiektu w celu kompensacji wymuszeń siłowych lub kinematycznych.

Podsumowanie

W artykule przedstawiono różne metody minimalizacji hałasu i drgań emitowanych przez silnik napędowy wraz z osprzętem zabudowany w maszynowni jachtów morskich. Ze względu na praktycznie jednostkową lub krótkoseryjną ich produkcję trudne jest podanie zaleceń ogólnych. Do każdego jachtu należy podchodzić indywidualnie dobierając metody maksymalizujące efekty. Zmiany środowiska akustycznego mogą być wprowadzone zarówno w maszynowni, jak i w pomieszczeniach, do których hałas dociera z maszynowni. Wydaje się

jednak, że łączenie metod pasywnych i aktywnych powinno przynosić największe korzyści. Część aktywna działa bowiem w zakresie niskich częstotliwości, a pasywna w zakresie wyższych.

Omówione dotychczas sposoby minimalizacji drgań miały na celu ograniczenie generacji przez źródła, co praktycznie sprowadza się do minimalizacji amplitud drgań. W wielu przypadkach technicznych zabiegi minimalizacyjne idą w kierunku odseparowania ludzi, maszyn i urządzeń, czyli środowiska, od źródeł drgań. Mamy na myśli ograniczenie transmisji (propagacji) drgań poprzez przerwanie ciągłości drgającej struktury przez zastosowanie wibroizolacji.

Literatura

1. Beranek L. L.: Noise and Vibration Control Engineering. Wille&Sons, New York 1992.
2. Cempel Cz.: Wibroakustyka stosowana. PWN, Warszawa 1984.
3. Engel Zb. i inni (praca zbiorowa): Podstawy wibroakustyki przemysłowej. Wydział Inżynierii Mechanicznej i Robotyki, AGH, Kraków 2003.
4. Gardulski J., Madej H.: Metody minimalizacji hałasu silnika w maszynowni jachtów morskich. II Ogólnopolska Konferencja i IV Ogólnopolskie Seminarium "Problemy naukowo-techniczne w wyczynowym sporcie żeglarskim", 2005.
5. Kowal J.: Sterowanie drganiami. Gutenberg, Kraków 1996.
6. Murzyński L. i inni (praca zbiorowa): Zastosowanie cyfrowego przetwarzania sygnałów układach redukcji hałasu metodami aktywnymi. XI Krajowa Konferencja NT „Zastosowanie Mikroprocesorów w Automatyce i Pomiarach”, Warszawa 1998.
7. Osiński Zb. i inni (praca zbiorowa): Damping of Vibrations. A. A. Balkema, Rotterdam 1998.

Recenzent: Prof. dr hab. inż. Zbigniew Dąbrowski