

## **HAŁAS W KABINIE SAMOCHODU CIĘŻAROWEGO JAKO PRZYKŁAD WYKORZYSTANIA METODYKI STOSOWANIA MATERIAŁÓW GUMOPACHODNYCH W ZADANIU MINIMALIZACJI UCIAŹLIWOŚCI AKUSTYCZNEJ MASZYN<sup>1</sup>.**

Grzegorz KLEKOT

Instytut Podstaw Budowy Maszyn Politechniki Warszawskiej  
02-524 Warszawa, Narbutta 84, fax 660 8622, email gkl@simr.pw.edu.pl

### Streszczenie

Zasadniczym etapem procesu minimalizacji uciążliwości akustycznej maszyn jest wskazanie elementów odpowiedzialnych za generację drgań i hałasu. Po ustaleniu głównych dróg propagacji energii wibroakustycznej można prowadzić analizę rozwiązań konstrukcyjnych, pozwalających zmniejszyć niepożądane efekty towarzyszące pracy maszyny. Niezłe rezultaty w tym zakresie przynosi stosowanie materiałów gumopochodnych na przegrody akustyczne i bariery dla przenoszenia drgań strukturalnych. Bazując na powyższym opracowano i zrealizowano modyfikację konstrukcyjną z użyciem elementów gumowych, która doprowadziła do redukcji dokuczliwych dźwięków w kabinie kierowcy samochodu ciężarowego podczas jazdy. Uzyskane efekty potwierdzają poprawność przyjętych rozwiązań metodycznych.

Słowa kluczowe: hałas maszyn, propagacja drgań i hałasu, materiały tłumiące

### **NOISE IN A TRUCK CABIN AS AN EXAMPLE OF USING THE RUBBER-DERIVATIVE MATERIALS IN THE TASK OF MINIMIZING OF ACOUSTIC NOXIOUSNESS OF A MACHINE**

### Summary

The prime stage of the process of minimizing of machines acoustic noxiousness consists in identifying elements responsible for generating noise and vibrations. Having identified main propagation ways of vibroacoustic energy we can attempt the analyse of construction solutions that would help to reduce some of the unwanted side-effects accompanying work of a machine. Application of the rubber-derivative materials for acoustic screens and barriers for transmission of structural vibrations demonstrates rather good results. It was a base for elaborating and realising of a construction modernisation where the rubber elements were used. The noxious sounds in a truck driver's cabin with a car running have been reduced as the result, which proves that the applied problem's solution methods have been correctly chosen.

Key words: machines noise, propagation of noise and vibrations, damping materials

## **1. WPROWADZENIE**

W pracach nad ograniczaniem uciążliwości akustycznej maszyn szczególnego znaczenia nabiera umiejętne wykorzystanie narzędzi typowych dla diagnostyki technicznej. Jest to widoczne przede wszystkim na etapie diagnozowania przyczyn hałaśliwości, sprowadzającym się do wskazania dominujących źródeł dźwięku oraz ustalenia dróg propagacji energii wibroakustycznej.

Szeroko wykorzystywanym narzędziem jest modelowanie. Można zaryzykować tezę, że większość współczesnych wibroakustycznych metod wnioskowania o stanie technicznym bazuje na modelowej analizie zjawisk związanych z pracą

maszyn. Ilustracją powyższej tezy jest tok postępowania na przykład podczas wykrywania doraźnych uszkodzeń łożysk tocznych lub w diagnostyce ząbów zębów.

Tradycyjnie do innej grupy zastosowań kwalifikowane są modele opracowane na potrzeby konstrukcji maszyn. Niemniej obecnie coraz trudniej pominąć zagadnienia eksploatacyjne w procesie konstruowania, co modyfikuje między innymi podejście do modelowania. Współcześnie coraz częściej elementy konstrukcyjne integrują się eksploatacyjnymi, w tym diagnostycznymi. Znakomitym przykładem są działania poprawiające komfort obsługi maszyn.

<sup>1</sup> Praca powstała podczas realizacji Projektu Badawczego Nr 7 T07C 038 17 finansowanego przez KBN

Zachęcające rezultaty uzyskane podczas badań pilotażowych nad wykorzystaniem nowego typu materiałów gumowych o strukturze ziarnistej jako elementów dźwiękoizolacyjnych [3] uzasadniły podjęcie próby opracowania metodyki doboru i stosowania tych materiałów w zadaniu minimalizacji uciążliwości wibroakustycznej maszyn. Za podstawę przyjęty został ogólny model propagacji energii wibroakustycznej [2]. Uszczegółowienie tego modelu i jego identyfikacja wykonana na bazie wyników badań laboratoryjnych [3] pozwoliły zaproponować metodę prognozowania klimatu akustycznego po przeprowadzeniu modyfikacji konstrukcyjnych służących ograniczeniu aktywności wibroakustycznej [4].

Bazując na opracowanej metodyce przeanalizowano przyczyny uciążliwego hałasu oraz zaproponowano modyfikację wybranych węzłów konstrukcyjnych, co pozwoliło istotnie zredukować dźwięki postrzegane przez kierowcę jako dokuczliwe. W dalszej części artykułu opisano tok

postępowania prowadzący do poprawy klimatu akustycznego w kabinie kierowcy.

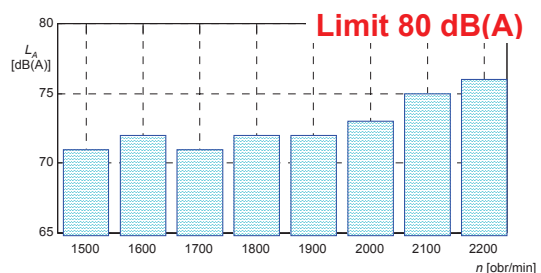
## 2. PREZENTACJA OBIEKTU

Fotografia poniżej (rys. 1) przedstawia fabrycznie nowy samochód ciężarowy marki VOLVO typu FL6 wyposażony w kabinę z typoszeregu stworzonego dla pojazdów cięższych (nieco większą od standardowej) oraz układ napędowy dostosowany do jazdy szosowej na długich dystansach. Był to bezawaryjny egzemplarz o niewielkim przebiegu, którego bezpośredni użytkownik (kierowca) uskarżał się na dokuczliwe dźwięki występujące podczas jazdy z prędkościami drogowymi. Na podstawie informacji przedstawiciela producenta ustalono, że podobnych zjawisk nie sygnalizowano w innych egzemplarzach tego modelu. Jest to więc cecha osobnicza, prawdopodobnie wynikająca z wysokiej indywidualizacji konkretnej maszyny.



Rys. 1. Obiekt badań

Wyniki pomiarów hałasu w kabinie podczas rozpędzania samochodu pokazują, że w rozważanym przypadku nie mamy do czynienia z przekroczeniem limitów normowych (rys. 2). Niemniej zauważono charakterystyczny dźwięk, który na dłuższą metę może być uciążliwy. Zarazem nie stwierdzono żadnych innych symptomów mogących sugerować wadliwe funkcjonowanie maszyny.



Rys. 2. Hałas w kabinie podczas jazdy

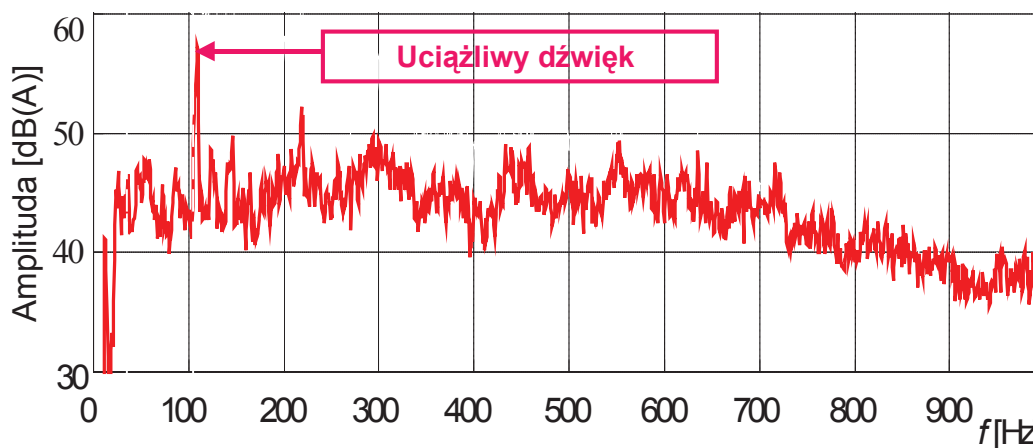
### 3. ANALIZA WYMUSZEŃ

Podstawowym zadaniem diagnostycznym w procesie eliminacji niepożądanych efektów akustycznych było wskazanie elementów odpowiedzialnych za ich generację.

Samochód ciężarowy stanowi dość złożoną strukturę mechaniczną z wieloma źródłami wymuszeń wibroakustycznych i skomplikowaną propagacją sygnałów. Analiza modelu przedstawionego w [4] pozwoliła ze względu na charakter uciążliwości odrzucić źródła nieskorelowane. Wytypowano zespół napędowy jako prawdopodobne źródło dokuczliwych dźwięków. W celu weryfikacji tej hipotezy wykonano eksperyment symulujący jazdę na kolejnych biegach z uniesionymi kołami napędowymi, podczas którego badano hałas w kabinie oraz drgania łap silnika i ramy. Nie udało się jednak na bazie uzyskanych rezultatów wyjaśnić pochodzenia uciążliwych dźwięków: podczas jazdy symulowanej zjawisko nie występowało.

W tej sytuacji okazało się niezbędne rozszerzenie eksperymentu o badania drogowe. Podczas jazdy na kolejnych biegach z różnymi prędkościami zarejestrowano przebiegi czasowe hałasu w kabinie oraz przyspieszeń drgań kilku punktów podwozia i zespołu napędowego.

Na rysunku 3 przedstawiono widmo hałasu w kabinie skorygowane charakterystyką ucha ludzkiego (tak zwana korekcja A) uzyskane podczas jazdy z prędkością około 110 km/h, co odpowiadało prędkości obrotowej silnika około 2100 obr./min. Dominuje tu składowa o częstotliwości około 105 Hz, tłumacząca obecność charakterystycznego dźwięku. Można ją zidentyfikować jako tak zwaną częstotliwość zapłonu sześciocylindrowego silnika czterosuwowego. Zatem źródłem tej składowej jest silnik napędowy.



Rys. 3. Widmo hałasu w kabinie przy prędkości 110km/h

### 4. GŁÓWNA DROGA PROPAGACJI

Porównanie widm przyspieszeń drgań łapy silnika oraz ramy pod łapą (rysunek 4) prowadzi do wniosku o skutecznej wibroizolacji zespołu napędowego. Wyklucza to jednocześnie istotny wpływ propagacji drgań przez główne elementy konstrukcyjne pojazdu.

Dalsza analiza materiału badawczego pokazała, że na składową dominującą w strukturze hałasu odbieranego przez kierowcę niewielki wpływ mają dźwięki przenoszone bezpośrednio przez powietrze. Okazało się natomiast, iż w rozważanym przypadku drgające elementy kabiny są wtórnymi źródłami hałasu.

Kolejnym badaniem węzłem konstrukcyjnym stał się zewnętrzny mechanizm zmiany biegów. Podparcie dźwigni zmiany biegów jest mocowane bezpośrednio do podłogi kabiny, co stwarza dodatkowe możliwości propagacji drgań. Okazało

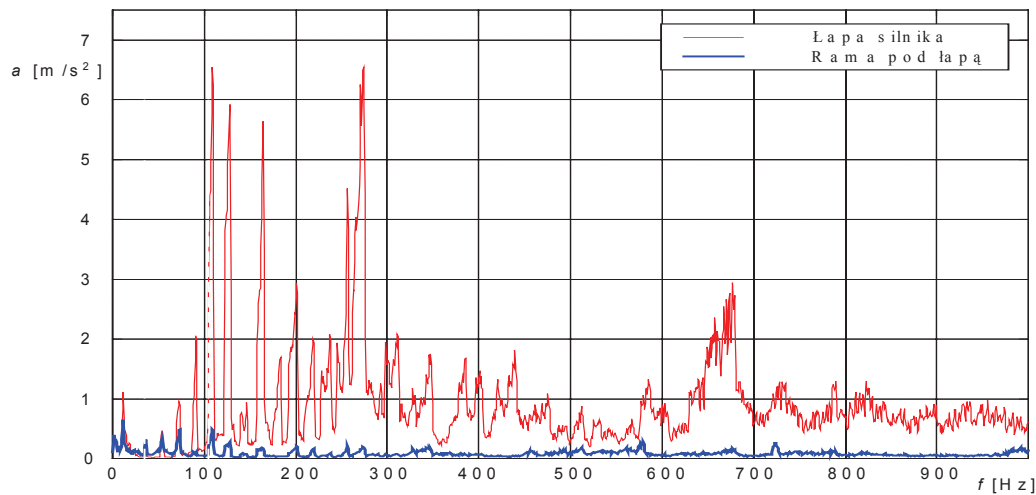
się, że widmo przyspieszeń drgań końcówki drążka zmiany biegów (rysunek 5) ma podobną strukturę do widma drgań łapy silnika, lecz wartości amplitud składowych są wyższe. Wskazuje to jednoznacznie mechanizm zmiany biegów jako główną drogę propagacji energii wibroakustycznej między silnikiem a kabiną kierowcy.

### 5. IZOLACJA WIBROAKUSTYCZNA

Z przedstawionych powyżej rozważań wynika, że kluczowe znaczenie dla poprawy klimatu akustycznego w kabinie kierowcy ma eliminacja głównej drogi propagacji energii wibroakustycznej, a przynajmniej ograniczenie drgań przenoszonych na podłogę kabiny przez mechanizm zmiany biegów. Cel taki można zrealizować kilkoma sposobami. Najlepsze efekty powinna dać likwidacja drążka zmiany biegów i wprowadzenia elektrycznego lub hydrostatycznego sterowania

zmianą biegów. Znane są również cięgnowe układy sterujące. Niektórzy producenci dużych ciągników siodłowych stosują mechanizm zmiany biegów

związany z podwoziem i zespołem napędowym, gdzie dźwignia zmiany biegów nie styka się bezpośrednio z podłogą kabiny.

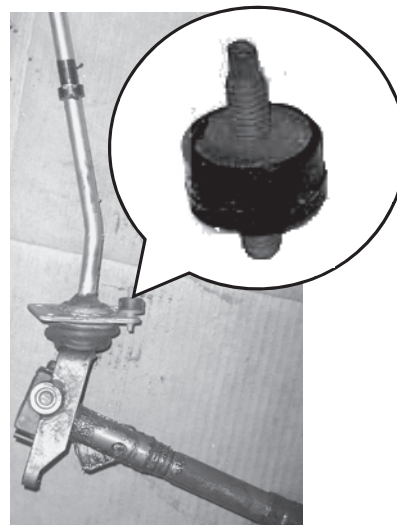


Rys. 4. Drgania silnika podczas jazdy



Rys. 5. Widmo drgań dźwigni zmiany biegów

Zaprezentowane rozwiązania konstrukcyjne w normalnym trybie winny być rozważane przed wdrożeniem do produkcji, na etapie doskonalenia prototypu. W rozważanym przypadku obiektem analiz był gotowy, wysoce zindywidualizowany produkt, dla którego brakowało przesłanek ekonomicznych do tak głębokich zmian konstrukcyjnych. Wobec tego jedyną możliwą receptą na poprawę komfortu pracy kierowcy było wprowadzenie do istniejącego mechanizmu barier dla propagacji energii wibroakustycznej. Bazując na rezultatach uzyskanych podczas realizacji projektu badawczego zaproponowano zwiększenie sztywności dźwigni zmiany biegów oraz wykonanie izolacji wibroakustycznej podparcia dźwigni w podłodze kabiny przy wykorzystaniu elementów z gumy o drobnym ziarnie i ściśle określonym wypełnieniu. Propozycja ta pozwala zweryfikować w praktyce metodykę postępowania opisaną w [4]. Zastosowane rozwiązanie konstrukcyjne przedstawiono na zdjęciu (rysunek 6); użyto czterech identycznych elementów izolacyjnych.



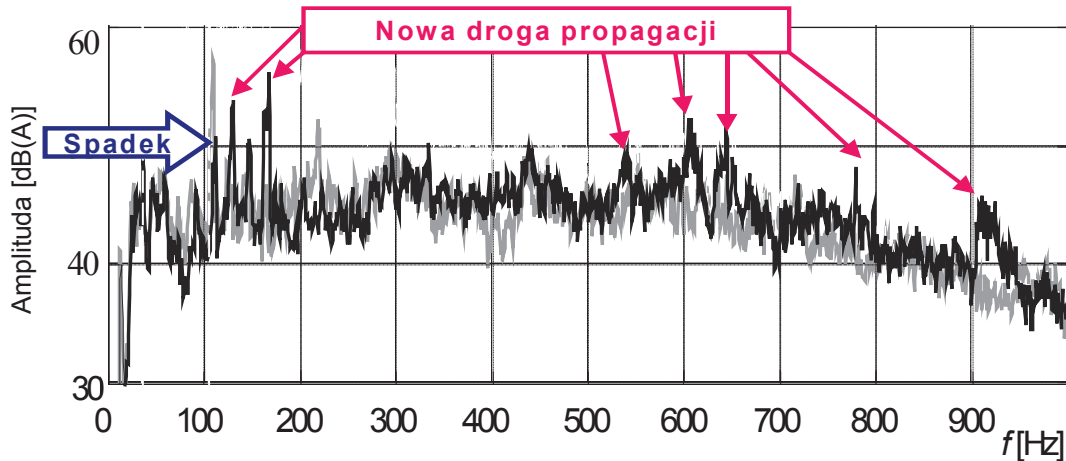
Rys. 6. Wibroizolacja mocowania dźwigni zmiany biegów

## 6. WERYFIKACJA EKSPERYMENTALNA

Efektywność wykonanej modernizacji zbadano podczas jazdy po szosie. Subiektywne odczucia kierowcy potwierdziły skuteczną eliminację uciążliwych dźwięków. Taki efekt jest uzasadniony strukturą częstotliwościowej sygnału akustycznego

w kabinie kierowcy.

Porównanie skorygowanych charakterystyk ucha ludzkiego (korekcja A) widm zarejestrowanych w obu cyklach badań drogowych (wersja pierwotna i zmodyfikowana) podczas jazdy z prędkością około 110 km/h przedstawiono na rysunku 7.

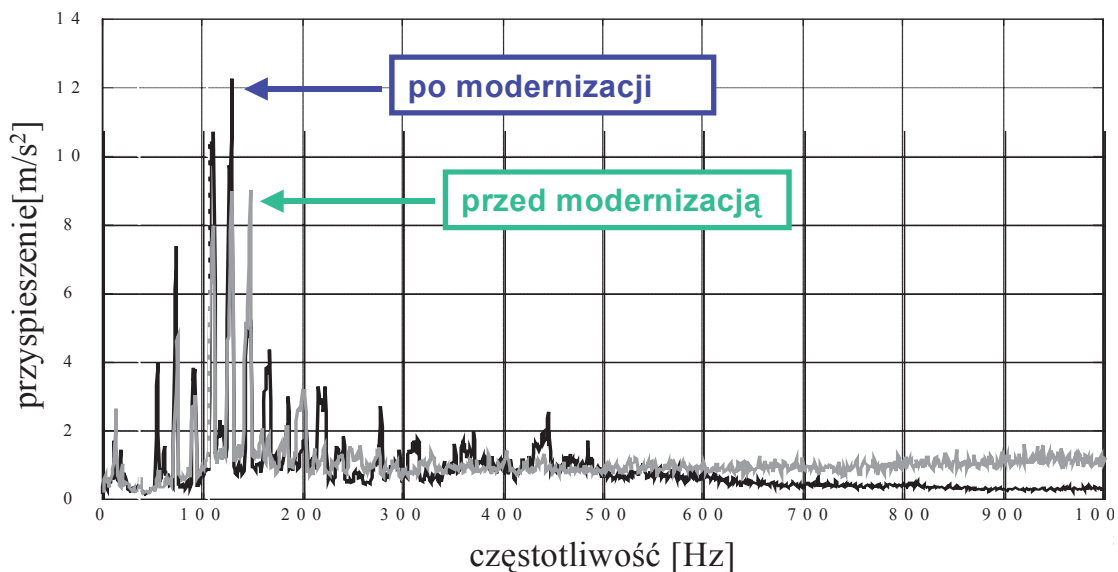


Rys. 7. Wpływ modernizacji na widmo hałasu w kabinie

Zmiany konstrukcyjne spowodowały istotne obniżenie amplitudy składowej o częstotliwości zapłonu silnika (około 105 Hz). Jednocześnie pojawiły się harmoniczne o nieco wyższych częstotliwościach; struktura widmowa hałasu w kabinie upodobniła się tutaj do widma drgań silnika (rysunek 4).

Jak widać podjęte kroki doprowadziły do skutecznej eliminacji dźwięków uznanych za uciążliwe. Niemniej uaktywniła się nowa droga propagacji, odpowiedzialna za wzrost amplitud

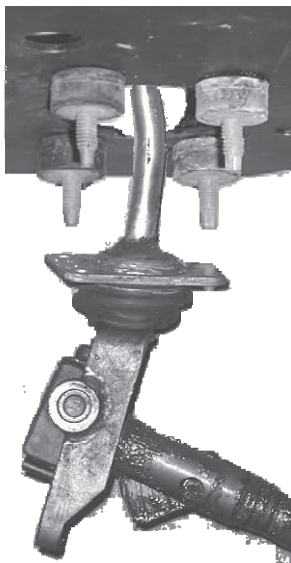
dźwięków o nieco wyższych częstotliwościach. Częściowym wytłumaczeniem takich efektów jest celowe przesunięcie strefy rezonansu drążka zmiany biegów w kierunku wyższych częstotliwości spowodowane jego większą sztywnością. Podatne elementy wibroizolacyjne między podłogą kabiny a podparciem dźwigni zmiany biegów umożliwiły względny ruch tych zespołów, co w rezultacie spowodowało wzrost amplitudy przyspieszeń drgań końcówki drążka (rysunek 8).



Rys. 8. Wpływ modernizacji na drgania drążka zmiany biegów



Przedstawione rezultaty nie stanowiły jednak bezpośredniej przyczyny zmiany struktury hałasu w kabinie, bowiem właściwie zaprojektowana wibroizolacja podparcia dźwigni zmiany biegów doprowadziła do istotnego obniżenia drgań przenoszonych na podłogę kabiny w całym zakresie częstotliwości. Niemniej odsunięcie podparcia od podłogi poskutkowało pojawieniem się szczeliny powietrznej, która otworzyła nową drogę propagacji fali akustycznej do wnętrza kabiny. Na kolejnym rysunku (rys. 9) uwidoczniło ten szczegół konstrukcyjny.



Rys. 9. Nowa droga propagacji sygnału akustycznego

Brak bezpośredniej przegrody akustycznej o powierzchni kilkunastu centymetrów kwadratowych umożliwił łatwą propagację wyższych składowych, co spowodowało, że wypadkowy poziom ciśnienia akustycznego w kabinie korygowany według charakterystyki ucha ludzkiego zmalał po modernizacji tylko nieznacznie (o około 0.5 dB(A)).

## 7. PODSUMOWANIE

Jak widać na przedstawionym przykładzie, właściwe wykorzystanie materiałów gumowych o strukturze ziarnistej prowadzi do minimalizacji uciążliwości akustycznej maszyn. Zastosowana metodyka pozwoliła ustalić przyczyny i w sposób selektywny wyeliminować skutecznie uciążliwy dźwięk. Skuteczność rozwiązań jest przyczynkiem do weryfikacji opracowanych algorytmów.

W konkretnym przypadku likwidacja głównej drogi propagacji energii wibroakustycznej uaktywniła nowe czynniki rzutujące na niewielkie obniżenie wypadkowego poziomu dźwięku. Trzeba podkreślić jednak eliminację uciążliwości przez zamierzoną zmianę struktury częstotliwościowej sygnału akustycznego. Mimo uznania rezultatów za

satisfakcjonujące wskazano kolejne możliwości dalszej poprawy klimatu akustycznego w kabinie pod warunkiem konsekwentnego stosowania przyjętych rozwiązań metodycznych.

## 8. LITERATURA

- [1] Dąbrowski Z. The Evaluation of the Vibroacoustic Activity for the Needs of Constructing and Use of Machines. Machine Dynamics Problems, Warsaw, 1992, Vol. 4.
- [2] Dąbrowski Z., Radkowski S., Dziurdź J., Dybała J., Mączak J., Tomaszek S.: Kształtowanie właściwości wibroakustycznych elementów i zespołów maszyn (uwagi metodyczne), Warszawa 2000 (ISBN 83-912190-4-6).
- [3] Klekot G., Study of Influence of the Flat Barriers on Sound Propagation, The 8<sup>th</sup> International Congress on Sound and Vibration, Hong Kong 2001.
- [4] Klekot G., Identyfikacja parametrów i weryfikacja modelu na przykładzie badań nad wykorzystaniem materiałów o strukturze ziarnistej do minimalizacji drgań i hałasu konstrukcji, Przegląd Mechaniczny, nr 3 2002 Warszawa.
- [5] Osiński Z. (red.): Tłumienie drgań, PWN, Warszawa 1997.



Dr inż. Grzegorz Klekot ukończył Wydział Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej w 1984 roku. Stopień doktora nauk technicznych w zakresie budowy i eksploatacji maszyn uzyskał w 1993r. Jest adiunktem w Instytucie Podstaw Budowy Maszyn na Wydziale Samochodów i Maszyn Roboczych Politechniki Warszawskiej. Wykłada Podstawy Konstrukcji Maszyn i kieruje laboratorium podstaw pomiarów wielkości dynamicznych.

Od 1996 roku jako auditor techniczny współpracuje z Polskim Centrum Akredytacji (do 2000 r. Polskie Centrum Badań i Certyfikacji). Na potrzeby krajowego systemu akredytacji bierze udział w ocenach kompetencji laboratoriów wibroakustycznych.

Zainteresowania naukowe koncentruje na szeroko pojętych zagadnieniach diagnostyki wibroakustycznej i cichobieżności maszyn. Uczestniczy w pracach zespołu Pracowni Wibroakustyki, jest autorem szeregu artykułów fachowych, współautorem kilku monografii oraz współtwórcą dwóch opatentowanych opracowań.