

## **MODYFIKACJA UKŁADU WENTYLACJI KABINY KOMBAJNU ROLNICZEGO W ASPEKCIE ZACHOWANIA NORMOWEGO POZIOMU HAŁASU NA STANOWISKU PRACY OPERATORA**

Bogusław Cieślikowski, Zbigniew Ślipek

*Katedra Inżynierii Mechanicznej i Agrofizyki, Uniwersytet Rolniczy w Krakowie*

**Streszczenie:** Przekroczenie dopuszczalnych poziomów hałasu na stanowisku operatora kombajnu ZO-58 stanowi podstawę przeprowadzenia analiz akustycznych zmierzających do poprawy klimatu akustycznego. Etapy opracowania obejmują analizę widma amplitudowo-częstotliwościowego hałasu dla dominujących stref emisji oraz dobór przegród akustycznych i tłumika absorpcyjnego w kanałach wentylacji na podstawie obliczeń akustycznych. Zaproponowano również zastosowanie podwójnego zestawu wentylatorów promieniowych o znanej charakterystyce emisyjności hałasu. Po uprzednim doborze filtra zapylenia o znanym rozkładzie izolacyjności względnej akustycznej dla czepni wentylatora, zaprojektowano absorpcyjny tłumik akustyczny zlokalizowany w strefie powyżej górnej krawędzi szyby czołowej kabiny na wyjściu zestawu cichobieżnych wentylatorów promieniowych.

**Słowa kluczowe:** kabina operatora, układ wentylacji, izolacyjność akustyczna, poziom hałasu

### **Wstęp**

W ostatnich latach zaznaczył się duży postęp w zakresie dostosowania kabin kombajnów rolniczych do normowych warunków akustycznych wraz z poprawą klimatu akustycznego w miejscu pracy operatora. Wyniki pomiarów poziomu hałasu na stanowisku operatora w kabinie ciągników gąsienicowych DT-75 podczas orki zwierzały się w zakresie 108-113 dB.

Obniżanie poziomu hałasu w miejscu pracy operatora kombajnu zbożowego dotyczy nie tylko ograniczania emisyjności wewnętrznych źródeł hałasu, lecz również wnikania hałasu przez kanały wentylacyjne. Mało wydajny układ wentylacji wymusza otwieranie drzwi kabiny w trakcie prac polowych co niweczy efekt wszelkich prac wyciszeniowych. Wyniki pomiarów hałasu w kabinie kombajnu zbożowego są zróżnicowane w przedziale 82-95 dB(A). Analiza widmowa hałasu wykazała, że wysokie poziomy ciśnienie akustycznych przypadają głównie na częstotliwości niskie, obejmujące trzy pasma oktawowo: 63, 125 i 250 [Hz], przy czym odnotowane wartości maksymalne poziomów wynoszą 91-113 dB [Majewski 1999]. Główną cechą emitowanego hałasu w miejscu pracy operatora kombajnu rolniczego oraz wszelkich maszyn samojezdnych jest jego zróżnicowanie w czasie ekspozycji. Jest to zjawisko bardzo niekorzystne i skutecznie utrudniające projektowanie zabezpieczeń przeciwhałasowych.

Stosowanie indywidualnych zabezpieczeń przeciwhałasowych w postaci naszynek przeciwhałasowych lub wkładek elastomerowych zamykających szczelnie przewód słuchowy, jest formą ochrony doraźnej i nie przynosi pożądanych efektów. Zabezpieczenia takie są mało efektywne podczas prac polowych ze względu na potrzebę kontaktu słuchowego operatora z otoczeniem oraz konieczność ciągłego kontrolowania symptomów akustycznych pracy agregatu.

## Cel opracowania

Biorąc pod uwagę zaistniały stan przekroczeń dopuszczalnych poziomów hałasu na stanowisku operatora kombajnu zbożowego, został sprecyzowany cel pracy ukierunkowany na obniżenie poziomu hałasu i poprawę klimatu akustycznego. Etapy opracowania obejmują analizę widma amplitudowo-częstotliwościowego hałasu dla dominujących stref emisji oraz dobór przegród akustycznych i tłumików absorpcyjnych w kanałach wentylacji na podstawie obliczeń akustycznych. Zaproponowano również zastosowanie podwójnego zestawu wentylatorów promieniowych o wymaganej wydajności i znanej charakterystyce emisyjności hałasu. Pomiary poziomu hałasu zewnętrznego dochodzącego do czerpni wentylatora wykonano w tzw. „strefie bliskiej” źródła wykonując analizę w dziedzinie częstotliwości. Analiza widmowa dotyczyła wyznaczenia rozkładu przestrzennego poziomów hałasu oraz poziomów hałasu w poszczególnych pasmach oktaowych. Analizę częstotliwościową przebiegów czasowych ciśnienia akustycznego wykonano z wykorzystaniem analizatora Bruell-Kjaer BK 2133 zawierającego filtry cyfrowe umożliwiające w czasie rzeczywistym analizę sygnałów o częstotliwościach do 22,4kHz.

Uprzednio dokonano doboru filtra zapylenia dla czerpni wentylatora o znanym rozkładzie izolacyjności względnej akustycznej. Końcowym etapem opracowania jest dobór tłumika akustycznego absorpcyjnego zlokalizowanego w strefie powyżej górnej krawędzi szyby czołowej kabiny na wyjściu zestawu wentylatorów promieniowych.

## Analiza akustyczna

Ocenę stopnia zagrożenia hałasem dokonuje się porównując wielkości określające hałas na stanowisku pracy, z wartościami dopuszczalnymi podanymi w normach i rozporządzeniach. Zwalczanie hałasu agregatów rolniczych wynika z normy PN-ISO 7216 określającej dopuszczalne poziomy hałas zewnętrznego emitowanego przez sprzęt rolniczy. Dopuszczalne wartości hałasu w kabinach bezpośredniego sterowania bez łączności telefonicznej normują równoważny poziom dźwięku A wynoszący 75dB. Każdy producent zobowiązany jest do zadeklarowania poziomu hałasu emitowanego przez maszynę czy urządzenie. Wynika to z dyrektywy maszynowej 98/37/EW oraz PN-EN ISO 3740:1999, która jest podstawą do prowadzenia certyfikacji wyrobów normując:

- poziom ciśnienia akustycznego skorygowanego charakterystyką A i C,
- skorygowany poziom mocy akustycznej A.

Współczesne kabiny zapewniają właściwą izolację akustyczną, czego przykładem jest kabina firmy Deutz Fahr. Dach i podłoga kabiny oraz znajdujące się wewnątrz elementy wyłożone są strukturami dźwiękochłonnymi. Ściany kabiny wykonane są ze struktur dźwiękoizolacyjnych i uszczelnione. W strefie posadowienia kabiny na ramie pojazdu

zastosowano wkładki kompensujące drgania mechaniczne. Każda współczesna kabina posiada system wentylacji wymuszonej, standardem jest również klimatyzacja, która w znacznym stopniu poprawia komfort pracy. Powietrze w systemie wentylacji wymuszonej włączane jest kanałami do wnętrza kabiny za pośrednictwem wentylatora. Wymuszony obieg powietrza pozwala także na utrzymanie nadciśnienia w kabinie co zapobiega nadmiernemu zapyleniu wnętrza. Kanały wentylacyjne wyposażone są w zabezpieczenia akustyczne chroniące przed przenikaniem hałasu z zewnątrz.

Zakres analiz akustycznych w odniesieniu do omawianej problematyki obejmuje:

- koncepcję i dobór układu wentylacji kabiny wraz z doбором filtrów zapylenia,
- dobór struktur dźwiękochłonna-izolacyjnych i zabezpieczeń przeciwhałasowych,
- ocenę klimatu akustycznego w kabinie po wprowadzonych modyfikacjach.

### Obliczenia akustyczne

Odpowiednie wytłumienie wentylacji poprzez wyłożenie kanału wentylacyjnego jest zadaniem trudnym do zrealizowania głównie ze względu na stosunkowo niską chłonność akustyczną przypadającą na 1mb kanału wentylacyjnego. W większości przypadków koniecznym rozwiązaniem jest zastosowanie tłumika akustycznego w kanale wylotowym powietrza. Zasadniczym celem stosowania tłumików hałasu jest zmniejszenie energii fal akustycznych przenoszących się wzdłuż kanałów oraz innych elementów układu wentylacji, przez które następuje przepływ powietrza. W analizowanym procesie poprawy klimatu akustycznego zostanie wykorzystany tłumik absorpcyjny zainstalowany w strefie narożnika ściany czołowej i dachu kabiny. Przestrzeń możliwa do wykorzystania dla układu wentylacji jest ograniczona następującymi wymiarami:  $L \times B \times H = 1000 \times 450 \times 200$  [mm].

W celu wyznaczenia warunków akustycznych za pomocą jednej wartości należy posłużyć się wartością równoważną  $L_A$  według wzoru (1.1) [Engel 2001]:

$$L_{A(r,t)} = 10 \log \sum_{i=1}^n 10^{\frac{L_i(r,t) + K_{Ai}}{10}} \quad [\text{dB(A)}] \quad (1.1)$$

gdzie,

- $L_A$  – równoważny poziom ciśnienia akustycznego skorygowany według charakterystyki częstotliwościowej A,
- $L_i$  – poziom dźwięku w i-tym przedziale częstotliwości [dB],
- $K_{Ai}$  – wartość poprawki odpowiadającej charakterystyce ważenia filtra A wg krzywej korekcyjnej.

Obliczenie nadwyżki poziomu hałasu panującego na wlocie do kanału wentylacyjnego poprzedzono pomiarami w strefie „bliskiej” wlotu powietrza do czepni wentylatora przed przegrodą filtra pyłowego wyznaczając poziomy hałasu  $L_{m1}$  w pasmach oktawowych [Cieślikowski 2007]. Aby oszacować jaki wpływ na poziom dźwięku w kabinie będzie miał poziom hałasu wentylatora  $L_{\text{went}}$  oraz hałas dobiegający z zewnątrz poprzez otwór wentylacyjny należy wyznaczyć całkowity poziom ciśnienia akustycznego  $L_{m2}$  dobiegający do wnętrza kabiny wg zależności (1.2):

$$L_{m2} = 10 \log \left( 10^{\frac{dBA1}{10}} + 10^{\frac{dBA2}{10}} \right) [\text{dB}] \quad (1.2)$$

Obliczone poziomy hałasu całkowitego zestawiono w tabeli 1 przyjmując:

- $A_1$  – poziom hałasu wentylatora: 76 dB(A) wg zależności (1.1),  
 $A_2$  – poziom hałasu w strefie „bliskiej” czerpni wentylatora: 82,8 dB(A).

Tabela 1. Rozkład poziomu hałasu na wylocie kanału wentylacyjnego

Table 1. Noise level distribution at ventilation duct outlet

f [Hz]	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$L_{m1}$ [dB]	62,4	72,4	80,9	78,4	76,4	73,5	74	77
$L_{went}$ [dB]	74	78	81	78	73	68	63	58
$L_{m2}$ [dB]	74,2	78,9	84	81,5	77	73,3	74,3	77
$L_{eq}$ [dB(A)]	84							

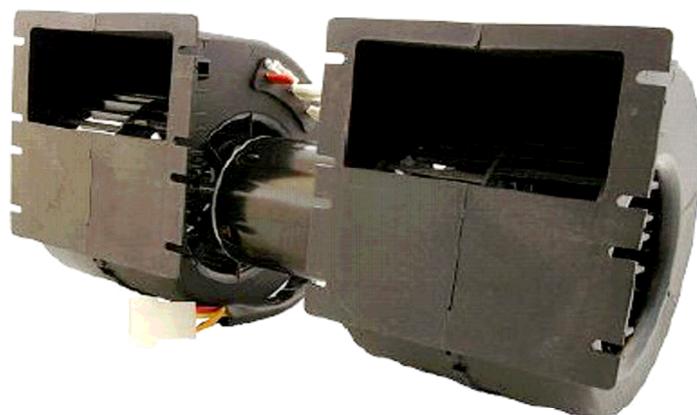
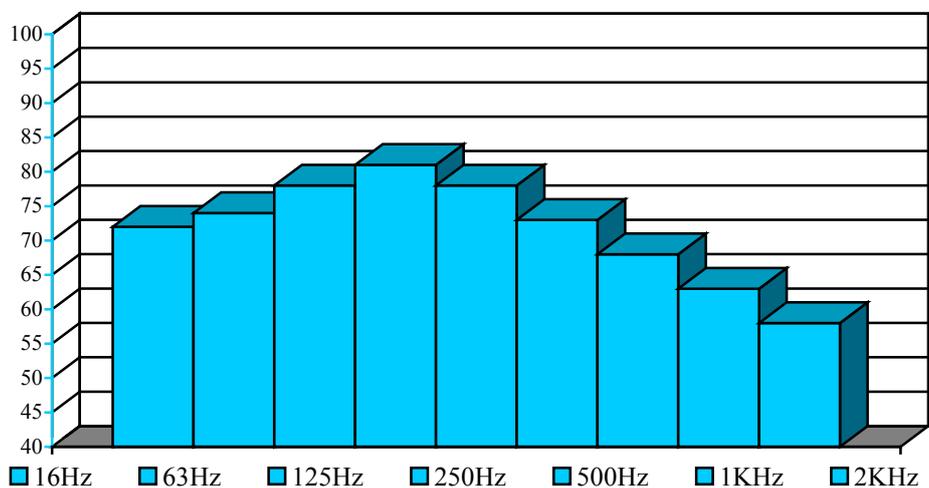
Do dalszej analizy został przyjęty wentylator promieniowy dwuczerpniowy TDS100 przedstawiony na rys.1 wraz z rozkładem widma hałasu.

Obliczony poziom całkowity hałasu  $L_{m2}$  porównany został z wartościami odniesienia  $L_{dop}$  dla poziomu normowego 75 dB w celu wyznaczenia koniecznej skuteczności akustycznej tłumika. Najprostszym rozwiązaniem zabezpieczenia przeciwhałasowego otworu wentylacyjnego jest zastosowanie tłumika jednokomorowego o przekroju poprzecznym prostokątnym bez przegród w postaci płyt dźwiękochłonnych o skuteczności zapisanej wg zależności (1.3).

$$D_{tl,k} = 1,5 \cdot \alpha \frac{O_k}{S_k} \cdot l_k \quad (1.3)$$

gdzie:

- $D_{tl,k}$  – skuteczność akustyczna tłumika jednokomorowego w pasmach oktaowych częstotliwości [dB],  
 $\alpha$  – współczynnik pochłaniania dźwięku zastosowanego materiału dźwiękochłonnego w pasmach oktaowych częstotliwości. Jako materiał dźwiękochłonny przyjęto płytę z wełny mineralnej o masie objętościowej  $60 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$  i grubości 30 mm,  
 $O_k$  – obwód przekroju poprzecznego [m],  
 $S_k$  – pole przekroju czynnego kanału:  $0,13 \text{ [m}^2\text{]}$ ,  
 $l_k$  – długość kanału [m].



Rys. 1. Rozkład widma hałasu dobranego wentylatora TDS 100  
Fig. 1. Noise spectrum distribution for a selected TDS 100 fan

W przypadku niskiej skuteczności takiego zabezpieczenia należy wykonać obliczenia tłumika wielokomorowego wg (1.4) [Cieślikowski 1995].

Przyjmując tłumik wielokomorowy wg schematu przedstawionego na rys. 2 wyznaczono skuteczność akustyczną z zależności:

$$D_{it} = D_{it,k} \cdot \frac{1 + \frac{h_k}{a_k} (z_a + 1)}{1 + \frac{h_k}{a_k}} \quad [\text{dB}] \quad (1.4)$$

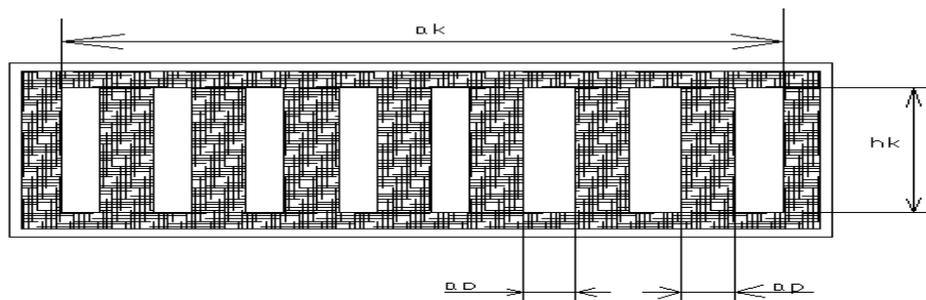
gdzie,

- $D_{it}$  – skuteczność akustyczna tłumika wielokomorowego w poszczególnych paśmiech [dB],
- $z_a$  – liczba płyt dźwiękochłonnych na szerokości tłumika,
- $h_k$  – wysokość przekroju czynnego tłumika [m],
- $a_k$  – szerokość przekroju czynnego tłumika [m],
- $a_o$  – szerokość przestrzeni pomiędzy płytami [m] - przyjęto 50 mm,
- $a_p$  – szerokość płyt wewnętrznych [m] – przyjęto 100 mm.

Porównując wyniki obliczeń izolacyjności projektowanego tłumika  $D_{it}$  z wartościami wymaganymi  $D_{itw}$  zestawionymi w tab. 2 należy stwierdzić, iż w każdym paśmie oktawowym występuje nadwyżka skuteczności tłumienia w stosunku do wymagań normowych.

Tabela 2. Wyniki obliczeń tłumika wielokomorowego  
Table 2. Computation results for a multi-chamber suppressor

$L_{m2}$ [dB]	74,2	78,9	84,0	81,5	77,0	73,3	74,3	77,0
$L_{dop}$ [dB]	81,0	83,0	77,0	73,0	70,0	69,0	68,0	68,0
$D_{itw}$ [dB]	-6,8	-4,1	7,0	8,5	7,0	4,3	6,3	9,0
$\alpha$	0,05	0,15	0,58	0,88	0,82	0,96	0,7	0,9
$D_{it,k}$ [dB]	0,51	0,75	0,9	5,82	6,31	6,64	6,31	3,87
$D_{it}$ [dB]	1,43	3,05	8,66	14,03	16,40	14,83	12,16	11,24



Rys.2 Schemat projektowanego tłumika wielokomorowego płytowego  
Fig. 2. Diagram showing the designed multi-chamber plate suppressor

### Ocena efektywności doboru struktur izolacyjnych

Wyniki analiz akustycznych związanych z doбором tłumika akustycznego na wylocie kanałów wentylacyjnych w kabinie kombajnu rozbojowego wskazują na realne możliwości zapewnienia właściwego klimatu akustycznego i normowego poziomu hałasu na stanowisku operatora. Upřednio dokonano doboru paneli akustycznych dla strefy zespołu napędowego, płyty podłogowej kabiny i ściany grodziowej przedziału silnikowego kombajnu z wykorzystaniem własnego zestawu rodzajowego paneli poddanych upřednio atestacji w komorach akustycznych Katedry Wibroakustyki AGH [Cieślikowski 1993]. Wybór struktury izolacyjnej wyznacza konieczność uzyskania dodatnich wartości nadwyżki izolacji względnej akustycznej  $\Delta R_{sw}$  dla każdego pasma oktawowego. Równocześnie dokonano doboru właściwej izolacyjności akustycznej szyb w kabinie zastępując obecnie stosowane - szybami bezpiecznymi typu VSG o znanym rozkładzie izolacyjności względnej akustycznej.

Proces doboru systemu wentylacji kabiny jest zatem ostatnim etapem analiz akustycznych poprzedzony obniżeniem emisyjności w strefach dominujących źródeł hałasu przy zachowaniu zgodności z zasadami metodologii projektowania zabezpieczeń akustycznych. Weryfikacja podjętych działań nastąpi w oparciu o wyniki pomiarów w kompleksowo wyciszonej kabinie kombajnu na podstawie przestrzennego rozkładu izolacji poziomów hałasu [Basztura 1996].

### Wnioski

1. Wykazano możliwość poprawy klimatu akustycznego w kabinie kombajnu rolniczego przez dokonanie modyfikacji układu wentylacji kabiny jako końcowego etapu prac po wprowadzeniu struktur dźwięko-izolacyjnych ścian kabiny.
2. Właściwie dobrany układ wentylacji kabiny powoduje strefową redukcję poziomów hałasu przy zasadniczym obniżeniu poziomu w kanałach wylotowych wyposażonych w tłumik absorpcyjny.
3. Analizowana kabina wymaga zasadniczych uzupełnień konstrukcyjnych i weryfikacji przyjętych kryteriów konstrukcyjnych.

### Bibliografia

- Basztura C.** 1996. Komputerowe systemy diagnostyki akustycznej. PWN. Warszawa. s. 44-45.
- Cieślikowski B.** 1993. Opracowanie dokumentacji zabezpieczeń dźwiękochłonnych pras na Wydziale Tłocznicy Zakładu nr 2 FIAT AUTO POLAND S.A. w Tychach. Oprac. Europrojekt. Kraków. s. 1-306.
- Cieślikowski B.** 1995. Praktyczne rozwiązania obudów dźwiękochłonno-izolacyjnych pras ciężkich. 10<sup>th</sup> International Conference on Noise Control. Warszawa. s. 224-228.
- Cieślikowski B.** 2007. Lowering noise level in the combine harvester”, Trends in Agricultural Engineering, Wyd. Ceska Zemedelska Univerzita v Praze s. 46-51.
- Engel Z.** 2001. Ochrona środowiska przed drganiami i hałasem. (Protection of environment from vibrations and noise). PWN. Rozdz.IV.
- Majewski Z.** 1999. Działanie drgań na organizm operatora ciągników i maszyn rolniczych”, Przegląd Techniki Rolniczej i Leśnej. Nr 5. s. 4-5.

## **MODIFICATION OF VENTILATION SYSTEM IN HARVESTER OPERATOR'S CAB IN THE ASPECT OF MAINTAINING STANDARD NOISE LEVEL AT THE OPERATOR'S WORKPLACE**

**Abstract.** Exceeded permissible noise levels at the ZO-58 harvester operator's workplace provide grounds to carry out acoustic analyses aimed to improve acoustic climate. The stages of this work cover analysis of noise amplitude and frequency spectrum for prevailing emission zones and selection of acoustic barriers and absorption suppressor in ventilation ducts on the basis of acoustic computations. Moreover, it is proposed to use a double set of centrifugal fans with known noise emissivity characteristics. As soon as dustiness filter with known distribution of relative acoustic insulating power for the fan intake had been selected, the researchers designed an acoustic absorption suppressor located in the zone above top edge of the cab windscreen at the outlet of a set of noiseless centrifugal fans.

**Key words:** operator's cab, ventilation system, acoustic insulating power, noise level

**Adres do korespondencji:**

Bogusław Cieślukowski; e-mail: bcieslikowski@ar.krakow.pl  
Katedra Inżynierii Mechanicznej i Agrofizyki  
Uniwersytet Rolniczy w Krakowie  
ul. Balicka 120  
30-149 Kraków