ZESZYTY NAUKOWE POLITECHNIKI ŚLĄSKIEJ 1993
Seria: ENERGETYKA z. 118 Nr kol. 1221

Krystyna DYSZLEWSKA
Jan KĘDZIERZAWSKI
Instytut Techniki Cieplnej, Łódź

OBNIŻENIE HAŁASU WENTYLATORA PRZEZ ZASTOSOWANIE REZONATORA W OBUDOWIE SPIRALNEJ

Streszczenie. Przedstawiono sposób obniżenia tonu łopatkowego wentylatora promieniowego z zastosowaniem różnego typu rezonatorów w języczku obudowy spiralnej. Uzyskano znaczne obniżenie poziomu hałasu wlotu i wylotu wentylatora. Przeprowadzone badania pozwoliły sprecyzować warunki doboru rezonatorów dla różnych wentylatorów promieniowych.

FAN NOISE REDUCTION BY APPLICATION OF RESONATOR IN SCROLL CASING

Summary. The way of blades tone reduction of centrifugal fan with the application of defferent resonators in scroll casing cut off was presented. The significant noise level reduction of fan inlet and outlet was achiewed. The investigations enabled to determine the conditions of resonator selection for different centrifugal fans.

GEBLÄSELÄRMDÄMMUNG MIT DER BENUTZUNG EINES RESONATOR IM SPIRALGEHÄUSE

Zusammenfassung. Eine Methode zur Erniedrigung des Schaufelschalls im Radialventilator mittels verschiedenen Resonatoren in der Zunge des Spiralgehäuse wurde dargestellt. Bedeutende Lärmdemmung am Eingang und Ausgang des Ventilators wurde erreicht. Durchgeführte Untersuchungen erlaubten die Hinweise für die Annahme der Resonatoren für verschiedene Radialventilatoren darzustellen.

1. WSTĘP

Zagadnienie hałaśliwości wentylatorów nabiera obecnie coraz większego znaczenia ze względów ekologicznych. Postęp badań nad wpływem hałasu na organizm ludzki pozwolił stwierdzić, że długotrwałe przebywanie w pomieszczeniach o wysokim poziomie dźwięku powoduje nie tylko trwały ubytek słuchu, ale wywołuje także nieodwracalne zmiany wewnętrzne i bardzo niekorzystnie wpływa na stan psychiczny człowieka.

Zmniejszenie poziomu hałasu wentylatora można osiągnąć metodą czynną lub bierną.

Metoda bierna polega na odpowiednim doborze wentylatora do sieci wentylacyjnej oraz na stosowaniu cichobieżnych wentylatorów. Sposób ten wymaga perspektywicznego spojrzenia na zagadnienie pracy wentylatora jako źródła aeroakustycznego.

W przypadku metody biernej wentylator uzupełniany jest tłumikami akustycznymi (po stronie ssącej i tłoczonej) oraz osłoną akustyczną (dźwiękochłonną lub dźwiękochłonno–izolacyjną) na części napędowej, skrzyni i kanałach.

2. WENTYLATOR PROMIENIOWY JAKO ŹRÓDŁO HAŁASU

Hałas wentylatora w sposób ścisły związany jest z prędkością obwodową u_2 krawędzi łopatek na średnicy D_2. Można go podzielić na dwie grupy:

- hałas mechaniczny, spowodowany pracą części mechanicznych,
- hałas aerodynamiczny, wywołany przepływem czynnika przez wentylator.

Moc akustyczna **hałasu mechanicznego** $L_p \approx u^{2,3}$. Elementy konstrukcyjne wentylatora pobudzane są do drgań przez ruch obrotowy koła wirnikowego. Drgania te przenoszone są przez elementy konstrukcyjne wentylatora, tworząc w jego otoczeniu pole fal powietrznych. W przypadku wad instalacji wentylatora (wadliwych łożysk, złego wyważenia wirnika, niecentryczności sprzęgła, wadliwego połączenia elementów itp.) przy prędkościach rezonansowych hałas mechaniczny może stać się czynnikiem dominującym.

Hałas aerodynamiczny jest głównym źródłem hałasu wentylatora i można go podzielić na dwie grupy:

- hałas turbulencyjny,
- hałas wywołany niejednorodnością strumienia.

Hałas turbulencyjny, o widmie szerokopasmowym, spowodowany jest nieustalonym przepływem przez wentylator. Burzliwość przepływu powoduje

lokalne zmiany ciśnień, nie tylko w samym przepływie, ale również na omywanych powierzchniach. Podstawowa częstotliwość hałasu turbulencyjnego określana jest zależnością:

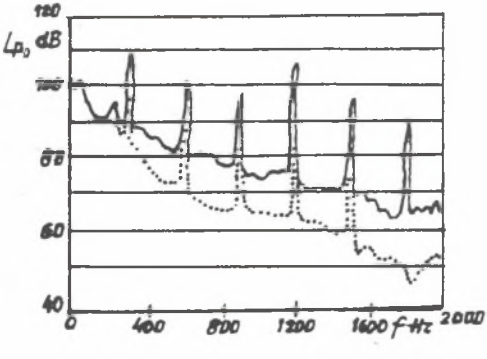
$$f_1 = \frac{Sh\, w}{D}$$

gdzie:
Sh – wartość liczby Strouhala,
w – prędkość omywania elementu,
D – charakterystyczny wymiar elementu.

Natomiast fale dźwiękowe, które rozchodzą się w otoczeniu w wyniku przepływu turbulencyjnego, są w postaci fal drugiego rzędu (tzw. quadropole), o poziomie mocy związanej z prędkością obwodową wirnika, wyrażonej zależnością $L_{pt} \approx u^8$. Oprócz częstotliwości podstawowej występują również harmoniczne wyższego rzędu.

Hałas wywołany niejednorodnością strumienia występuje w wentylatorach promieniowych, przy przechodzeniu krawędzi spływu łopatek przez języczek, gdzie w wyniku ustalonego ruchu obrotowego wirnika kąt położenia krawędzi łopatki, a zatem i siła oddziaływania łopatki na czynnik w pobliżu języczka, ulega okresowym zmianom.

Częstotliwość podstawowa tych zmian f_2 jest równa częstotliwości wchodzenia łopatek wirnika w obszar zmian prędkości przepływu (ciśnień) w pobliżu języczka. Częstotliwość $f_2 = z_w n$ nazwana jest częstotliwością łopatkową wirnika lub częstotliwością obrotową.



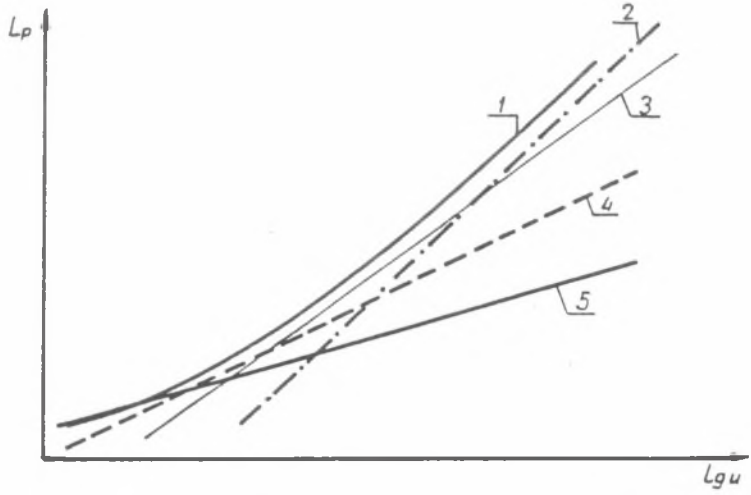
Rys. 1. Widmo mocy akustycznej hałasu od niejednorodności strumienia w wentylatorze

Fig. 1. Acoustic noise power spectrum in function of unstable stream of investigated fan

Okresowo zmienna siła wynikająca z oddziaływania łopatki na czynnik w pobliżu języczka jest źródłem hałasu od niejednorodności strumienia, wywołująca fale akustyczne o dwóch poziomach mocy: rzędu zerowego (tzw. monopole) o poziomie mocy $L_{pn} \approx u^4$ oraz rzędu pierwszego (tzw. dipole) o poziomie mocy $L_{pn} \approx u^6$.

Widmo mocy akustycznej hałasu od niejednorodności strumienia w wentylatorze ma

wyraźny charakter dyskretny, składający się z tonów o częstotliwościach będących wielokrotnościami prędkości obrotowej wirnika (rys. 1). Przebieg zmian poziomów mocy poszczególnych źródeł hałasu w funkcji prędkości obrotowej wirnika wentylatora przedstawiono na rys. 2.



Rys. 2. Zakres dominacji poszczególnych źródeł w hałasie wentylatorów: 1 – hałas wypadkowy, 2 – hałas turbulencyjny (quadropole), 3 – hałas niejednorodności (dipole), 4 – hałas niejednorodności (monopole), 5 – hałas mechaniczny

Fig. 2. Range of fan's noise sources

Przeprowadzone w Instytucie badania kilkuset wariantów wentylatorów modelowych [3] pozwoliły na przeprowadzenie oceny wpływu parametrów konstrukcyjnych wentylatora na poziom emitowanego hałasu. Szczególnie wnikliwie analizowano parametr konstrukcyjny, decydujący o wielkości tonu łopatkowego wentylatora, to jest promień języczka R_2 i jego odległość od koła wirnikowego dR/R_2.

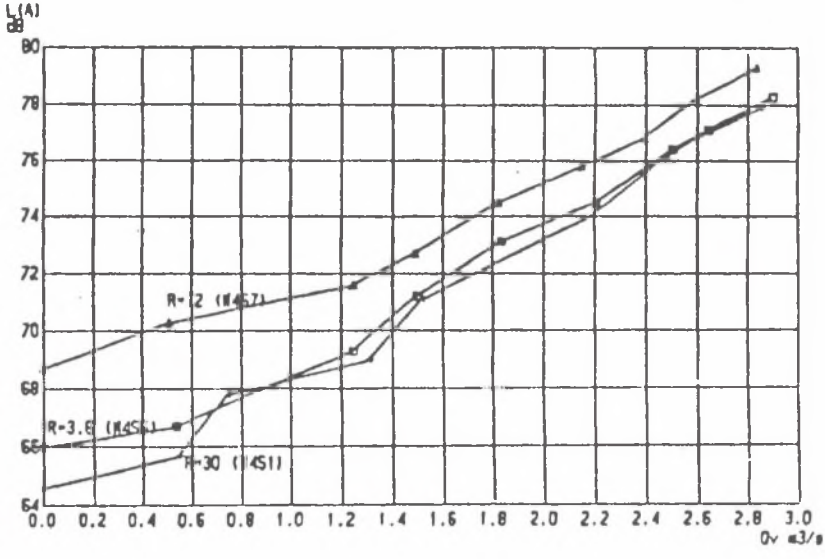
Przeprowadzona analiza wyników pomiarów aeroakustycznych modeli wentylatorów pozwoliła na sformułowanie następujących wniosków:

a) odległość języczka i koła wirnikowego powinna spełniać warunek:

$$dR/R_2 \approx 0{,}2,$$

b) promień zaokrąglenia języczka powinien spełniać dla $\nu = 1{,}4$ (rys. 3) warunek:

$$0{,}01 > \mathrm{d}R/R_2 > 0{,}2.$$



Rys. 3. Wpływ promienia zaokrąglenia języczka na poziom hałasu

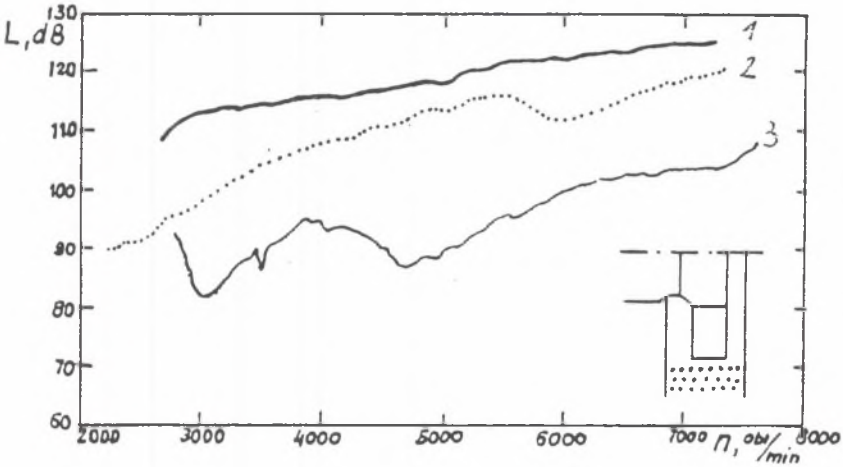
Fig. 3. Cut off radius on sound level effect

3. ZMIANA IMPEDANCJI AKUSTYCZNEJ JAKO METODA BIERNEGO OGRANICZENIA TONU ŁOPATKOWEGO

Ograniczenie tonu łopatkowego wentylatorów promieniowych można uzyskać przez zmianę (lub odpowiedni dobór) elementów konstrukcyjnych wentylatora lub przez zmianę rozkładu pola akustycznego wewnątrz jego obudowy, co praktycznie sprowadza się do zmiany impedancji akustycznej. Uzyskuje się to przez zmianę impedancji:

- wewnętrznej obudowy wentylatora,
- wejścia–wyjścia kanałów wentylacyjnych,
- w okolicy języczka.

Do grupy metod bazujących na zmianie impedancji akustycznej należy obniżenie tonu łopatkowego, opracowane dla wentylatora promieniowego przez Neise'a i Koopmana. Źródłem tonu łopatkowego są wewnętrzne koncentracje przepływu wokół języczka. Obniżenie tonu łopatkowego można uzyskać na drodze zmiany oddziaływania powietrza wypływającego z wirnika na część asymetryczną obudowy wentylatora, zwaną języczkiem. Autorzy zaproponowali ograniczenie tonu łopatkowego przez montowanie rezonatora w miejsce tradycyjnego języczka. W zależności od konstrukcji rezonatora (przy założeniu że wentylator pracuje w punkcie optymalnym), uzyskali znaczne (kilkudecybelowe) obniżenie wartości tonu łopatkowego oraz obniżenie szumu wentylatora (rys. 4).



Rys. 4. Charakterystyka akustyczna wentylatora z rezonatorem: 1 – poziom SLP, 2 – poziom Z, 3 – poziom drugiej harmonicznej

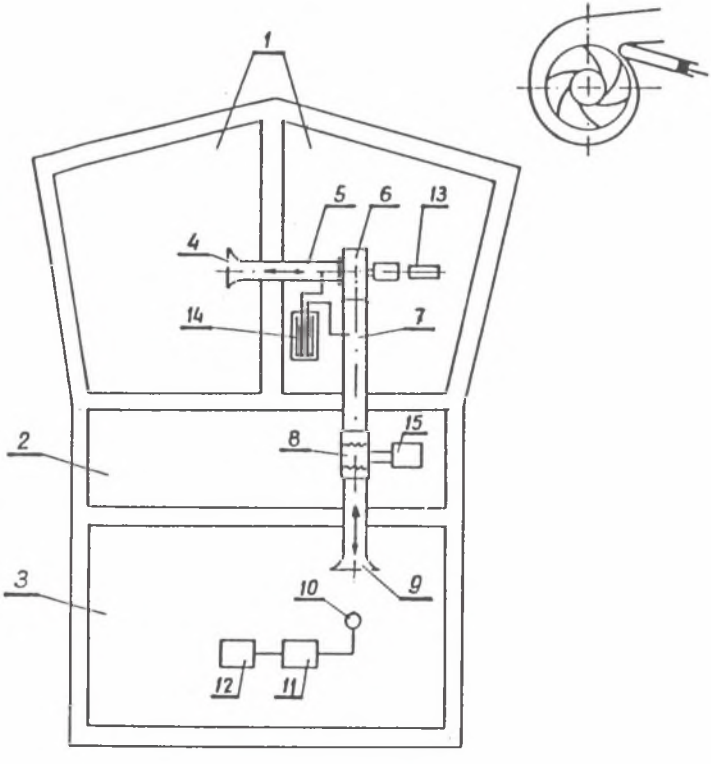
Fig. 4. Acoustic charakteristic of fan with resonator: 1 – SPL level, 2 – A level, 3 – second harmonic level

4. OBNIŻENIE TONU ŁOPATKOWEGO WENTYLATORA WPW–40/1,8

Na podstawie publikacji [1] podjęto w Instytucie próby eliminacji tonu łopatkowego w wentylatorze WPW–40/1,8.

4.1. Stoisko i warunki pomiarowe

Stoisko do badania wentylatora zostało tak zaprojektowane, aby umożliwić przeprowadzenie pełnych pomiarów akustycznych, przy jednoczesnej kontroli warunków przepływowych. Laboratorium akustyki ITC składa się z dwóch bliźniaczych komór pogłosowych oraz komory bezechowej, dzięki czemu można wykonywać pomiary w warunkach pola dyfuzyjnego oraz w warunkach pola swobodnego. Komory te poprzez przestrzenie wyrównawcze mogą tworzyć zamknięty układ pomiarowy (rys. 5). Wentylator z układem rezonatorów



Rys. 5. Schemat stoiska pomiarowego z badanym wentylatorem: 1 – komory pogłosowe, 2 – komora wyrównawcza, 3 – komora bezechowa, 4 – wlot wentylatora z układem dławiącym, 5 – kanał wlotowy, 6 – badany wentylator z zespołem rezonatorów, 7 – kanał wylotowy, 8 – walec Thomasa, 9 – tuba akustyczna, 10 – mikrofon pomiarowy, 11 – analizator, 12 – rejestrator poziomu, 13 – układ do regulacji prędkości obrotowej, 14 – manometr różnicowy, 15 – układ pomiarowy walca Thomasa

Fig. 5. Scheme of investigated fan

umieszczono w prawej komorze pogłosowej, a wlot lemniskatowy z zestawem przesłon dławiących w lewej komorze. Wylot wentylatora wyprowadzono do komory bezechowej. Końcowym elementem stoiska jest tuba akustyczna, umożliwiająca dopasowanie impedancji wewnętrznej do impedancji otoczenia.

Podstawowym elementem konstrukcyjnym zmodernizowanego wentylatora był zespół rezonatorów, umieszczonych w języczku obudowy spiralnej. Należy podkreślić, że obrys obudowy spiralnej i inne elementy geometryczne wentylatora nie uległy zmianie. Konstrukcja rezonatorów umożliwiła zmiany następujących parametrów: długość, kąt nachylenia, dobroć perforowanej przesłony i impedancji rezonatora na skuteczność tłumika (pod względem wartości i zakresu częstotliwości).

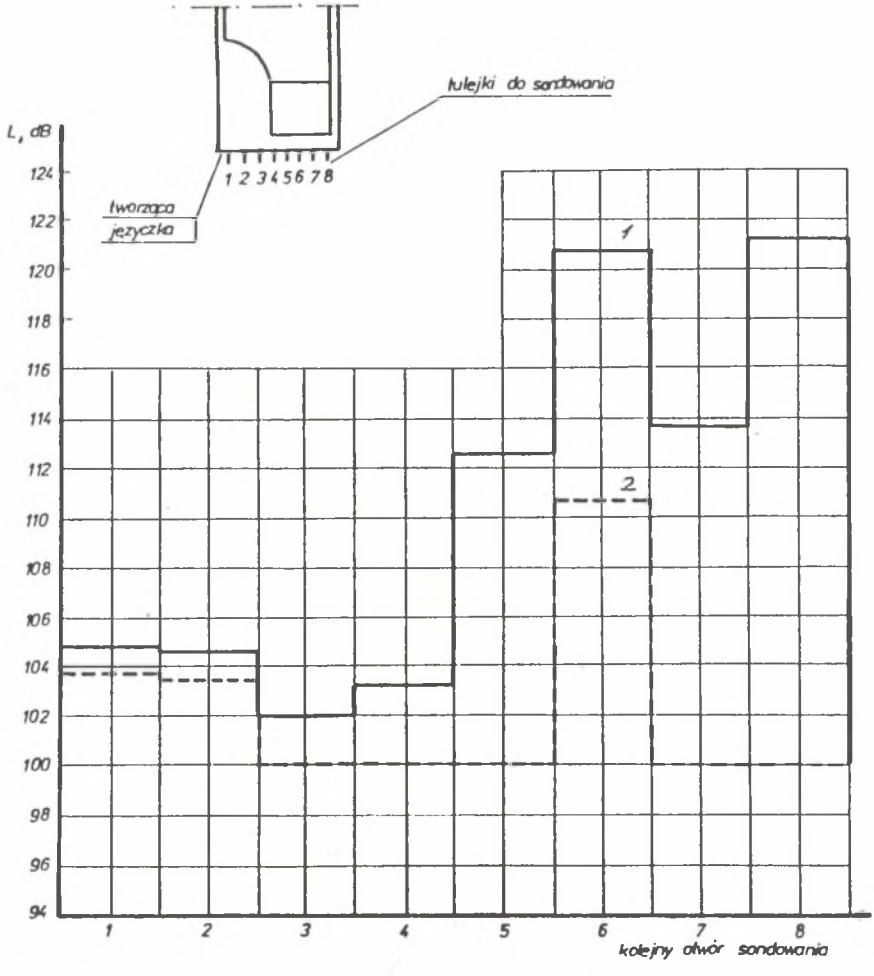
Pomiary akustyczne odpowiadały maksymalnej sprawności wentylatora. Sygnał akustyczny przesyłany do dwukanałowego analizatora FFT typ 2034, firmy Brüel&Kjaer, umożliwiającego wykonywanie pomiarów o dużej rozdzielczości widma. Równocześnie możliwe było określenie funkcji korelacji między wielkością akustyczną i parametrem przepływu. Na ekranie oscyloskopu oceniano wpływ zmiany konstrukcji tłumika na jego spektrum.

4.2. Pole akustyczne w okolicy języczka wentylatora fabrycznego

W celu określenia rozkładu ciśnienia akustycznego wewnątrz obudowy, w okolicy języczka, wykonano sondowanie. Pomiary wykonano dla zakresu (0 ÷ 800) Hz, stosując mikrofon pomiarowy 1/8" (firmy B&K). Określono poziom ciśnienia akustycznego pierwszej i drugiej harmonicznej, przy wyzwalaniu synchronicznym dla prędkości 1500 min^{-1}. Wyniki (rys. 6) obrazują znaczne zróżnicowanie poziomu ciśnienia akustycznego wzdłuż szerokości języczka. Poziom ciśnienia akustycznego pierwszej harmonicznej dla otworów nr 5 ÷ 8 wyniósł $L \approx 121$ dB, a dla otworów nr 1 ÷ 4 jedynie $L \approx 105$ dB. W rozkładzie dla drugiej harmonicznej wystąpiła znaczna dominacja otworu nr 6 ($L \approx 110$ dB) przy praktycznie jednakowej wartości dla pozostałych punktów.

4.3. Dobór rezonatorów ćwierćfalowych

Oddziaływając zewnętrznym polem akustycznym na warunki generacji fal akustycznych w wentylatorze promieniowym, można uzyskać obniżenie poziomu ciśnienia akustycznego częstotliwości przejścia łopatki. Jako zewnętrznego pola akustycznego użyto rezonatora ćwierćfalowego o wymiarach poprzecznych, dopasowanych do wymiarów spirali wentylatora.



Rys. 6. Poziom ciśnienia akustycznego w okolicy języczka: 1 – pierwsza harmoniczna, 2 – druga harmoniczna

Fig. 6. Acoustic pressure level near cut off: 1 – first harmonic, 2 – second harmonic

W rezonatorze ćwierćfalowym zjawisko rezonansu wynika z sumowania się fal o zgodnych fazach, przy wielokrotnym odbiciu wewnątrz rezonatora. Największa skuteczność wystąpi dla częstotliwości określonych wzorem:

$$f_{rez} = \frac{c}{\frac{4}{n+1}(l_{rez} + \alpha)}$$

gdzie:

c – prędkość dźwięku,
l_{rez} – bierna długość rezonatora,
α – poprawka uwzględniająca warunki propagacji fal,
n = 1, 2, 3.

Jednocześnie sprawdzono warunek ciągłości impedancji rezonatora, który powinien spełniać zależność:

$$Z_{rez} = Z_F \operatorname{tg} \frac{2\pi}{\lambda}(l_{rez} + \alpha)$$

gdzie:

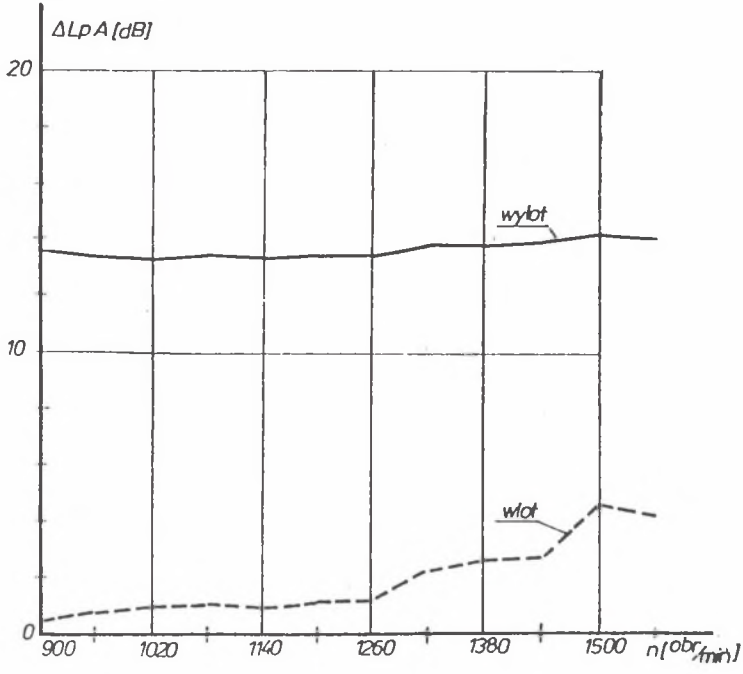
z_F – impedancja falowa,
λ – długość fali dla częstotliwości rezonansowej.

W celu pełnej oceny skuteczności proponowanego rozwiązania rezonatora w języczku wentylatora przeprowadzono badania akustyczne dla różnych prędkości obrotowych, w zakresie 900 ÷ 1500 min^{-1}, uzyskując jednocześnie zmianę tonu łopatkowego w przedziale 180 ÷ 300 Hz. Zmienna prędkość obrotowa narzuciła odpowiednią zmianę zakresu długości rezonatora.

Miarą skuteczności rozwiązania jest obniżenie skorygowanego poziomu mocy akustycznej po stronie wlotu i wylotu wentylatora, w odniesieniu do pomiarów wentylatora fabrycznego (rys. 7).

Zamontowany w języczku rezonator pozwolił na obniżenie ciśnienia akustycznego na wlocie i wylocie wentylatora. Efekt akustyczny na wylocie jest większy, a skuteczność układu jest większa, im długość rezonatora jest bardziej zbliżona do długości, odpowiadającej częstotliwości dyskretnej. Dla niektórych kombinacji (długość rezonatora – prędkość obrotowa) wentylatora na ssaniu wystąpiło niekorzystne zjawisko wzmocnienia hałasu wlotu, np. dla 200 Hz wystąpił wzrost hałasu wlotu o 6,3 dB, przy obniżeniu hałasu wylotu o 5,4 dB.

Badania akustyczne wentylatora WPW–40/1,8 uzupełniono pomiarami przepływowymi (dla prędkości 1500 min^{-1}). W porównaniu z wentylatorem fabrycznym zaobserwowano niewielkie obniżenie jego sprawności, o około 3% (rys. 8). Spowodowane to było perforacją języczka obudowy spiralnej.



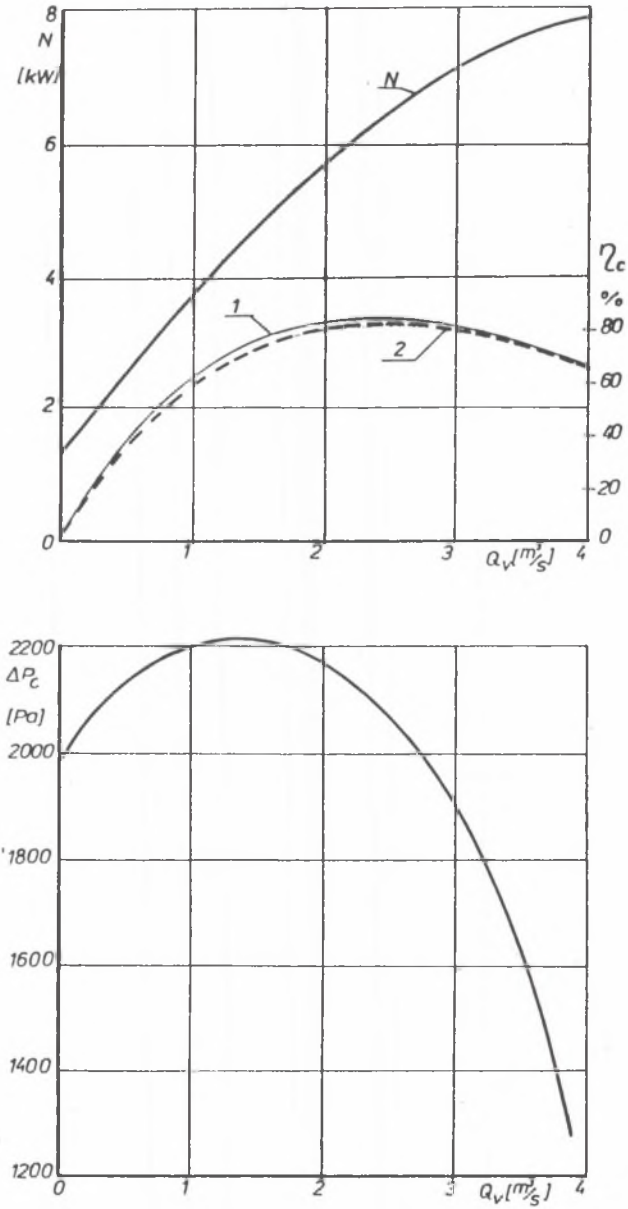
Rys. 7. Obniżenie skorygowanego poziomu mocy akustycznej wlotu i wylotu wentylatora z tłumikiem

Fig. 7. Inlet and outlet acoustic power for fan with silencer

5. PODSUMOWANIE

Przeprowadzone badania potwierdziły, że rezonator ćwierćfalowy zamontowany w języczku obudowy spiralnej pozwala przy niewielkich zmianach konstrukcyjnych na uzyskanie znacznego ograniczenia emisji hałasu po stronie wylotu. Skuteczność układu zależy od doboru parametrów konstrukcyjnych tłumika. Należy pamiętać, że rezonans własny występuje na skutek sumowania się fal o jednakowych fazach. Wypadkowy wskaźnik powrotu fali akustycznej, zwany współczynnikiem tłumienia, jest funkcją:

$$\Gamma(\omega)= F(R_p, R_p, X_p Z_{ot})$$



Rys. 8. Charakterystyka przepływowa wentylatora z tłumikiem: 1 – wentylator fabryczny, 2 – wentylator z tłumikiem

Fig. 8. Flow charakteristic for fan with silencer: 1 – industrial fan, 2 – fan with silencer

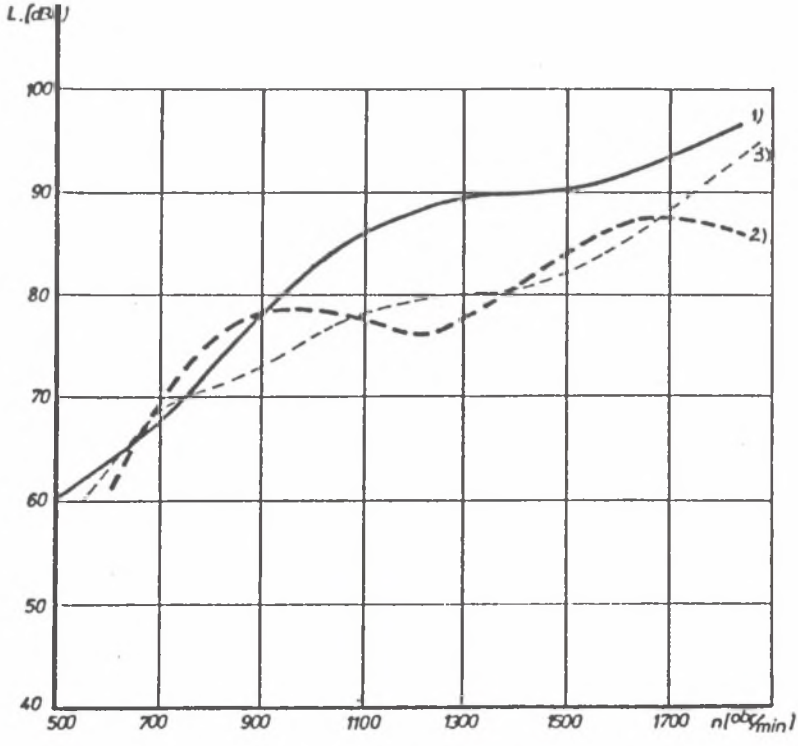
gdzie:

x_r, R_r – impedancja rezonatora,

R_p – rezystancja promieniowania,

z_{ot} – impedancja otoczenia rezonatora.

Wszystkie powyższe parametry wpływają na skuteczność tłumika. Impedancja otoczenia rezonatora narzucona jest konstrukcją obudowy wentylatora i praktycznie nie można jej zmieniać. Zmieniać można pozostałe parametry.



Rys. 9. Zmiana poziomu dźwięku wentylatora WPW–40/1,8: 1 – wentylator fabryczny, 2 – wentylator z tłumikiem wersja 5, 3 – wentylator z tłumikiem wersja 11

Fig. 9. Change of sound level for WPW–40/1,8 fan: 1 – industrial fan, 2 – fan with silencer, version 5, 3 – fan with silencer, version 11

Rezystancję promieniowania wylotu rezonatora można z pewnym przybliżeniem potraktować jako promieniowanie membrany tłokowej, drgającej w nieskończenie wielkiej odgrodzie, zgodnie z zależnością:

$$R_p = \Pi r^2 \rho c \left[1 - \frac{J_1 (2kr)}{kr} \right]$$

gdzie:

r – promień hydrauliczny wlotu rezonatora,

ρ – oporność własna przesłony rezonatora,

k – liczba falowa,

$J_1(2kr)$ – funkcja Bessela pierwszego rzędu.

Przedstawione wyniki badań należy traktować jako poznawcze. Badając fabryczny wentylator WPW–40/1,8, sprawdzono możliwość **znacznego obniżenia emitowanego hałasu** (rys. 9), jednak dla uzyskania pełnego sukcesu należałoby sprawdzić skuteczność rozwiązań w innych wentylatorach promieniowych. Uzyskane wyniki pozwoliłyby sprecyzować warunki doboru tłumików w języczku dla różnych wentylatorów.

LITERATURA

[1] Neise W., Koopman G. H.: Resonators in centrifugal fans, Journal of Sound and Vibration, vol. 82, 1982.

[2] Dyszlewska K.: Tłumiki rezonansowe wentylatorów promieniowych dużych mocy z rezonatorem umieszczonym w języczku obudowy spiralnej – wytyczne do projektowania, Sprawozdanie ITC nr ewid. 5194, 5424, 5633, 5699 (nie opublikowane), Łódź, 1986 – 1989.

[3] Kędzierzawski J., Dyszlewska K.: O wpływie wskaźników bezwymiarowych na aeroakustyczne właściwości wentylatorów promieniowych, Zeszyty Naukowe „Cieplne Maszyny Przepływowe", z. 103, Łódź 1993.

Abstract

This paper presents a way of reducing the blade tone of the centrifugal fan by the application of different types of resonators in the scroll casing cut offs. The level of noise was significantly reduced both on the inlet and outlet. The tests enabled to determine the conditions of resonator selection for different types of centrifugal fans.

The results of tests should be further verified. During tests on WPW–40/1.8 fan the possibility of significant noise reduction was checked (see figure 9). Further experiments would have to be carried out on other centrifugal fan types to fully appreciate the efficiency of this solution, which is mainly dependent on the adequate selection of the silencer structural parameters.