

BOGUSŁAW NOSOWICZ, STANISŁAW DRAMSKI
STANISŁAW FOBER, JANUSZ GARDULSKI

BADANIA AKUSTYCZNE UKŁADU: SILNIK -
TARCZA PĘDNA MASZINY WYCIĄGOWEJ

Streszczenie. Praca zawiera badania akustyczne układu: silnik - tarcza pędna maszyny wyciągowej typu K-6500/2400, obejmujące pomiar i analizę przyspieszeń drgań układu oraz towarzyszących im szumów i hałasów. Ustalono przyczyny powstawania intensywnych drgań i zmian tonacji szumów ujawniających się przy określonych zmianach prędkości jazdy. W związku z tym przeanalizowano stopień ewentualnego niebezpieczeństwa dla całego pracującego układu, jak również stopień szkodliwości występujących szumów i hałasów dla organizmu ludzkiego. Podano fizyczne podstawy badań.

1. Wstęp

Ogólne tendencje budowy maszyn, polegające na dążeniu do zwiększenia mocy i szybkobieżności maszyn, sprzyjają zwiększeniu się zjawisk dynamicznych zachodzących w pracujących maszynach i uzewnętrzaniu się tych zjawisk w postaci występujących drgań oraz towarzyszących im szumów i hałasów.

Badania akustyczne układu: silnik - tarcza pędna maszyny wyciągowej przeprowadzono na maszynie wyciągowej typu K-6500/2400, zainstalowanej w szybie "Reymont" Kopalni Węgla Kamiennego "Andaluzja".

Badania miały za cel ustalenie przyczyn powstawania intensywnych drgań i zmian tonacji szumów, występujących przy prędkościach jazdy w granicach od 3 m/s do 4 m/s oraz od 8 m/s do 9 m/s, a w związku z tym ustalenie stopnia ewentualnego niebezpieczeństwa dla

pracującego układu i stopnia szkodliwości występujących szumów i hałasów dla obsługi maszyny wyciągowej. Hałas działający systematycznie i długo na organizm ludzki powoduje osłabienie funkcjonowania systemu nerwowego, którego normalne działanie determinuje harmonijne wykonanie wszystkich czynności, a w tej liczbie także tych, które są związane z pracą człowieka.

Już po kilku godzinach pracy w środowisku o intensywności hałasu wyrażającej się miarą 85-90 decybeli powstaje znaczne wyczerpanie organizmu, co rzutuje na wydajność pracy człowieka.

Po upływie kilku lat pracy pojawia się uszkodzenie słuchu, polegające na osłabieniu czułości ucha, zmiany zaś w systemie nerwowym wystąpić mogą znacznie wcześniej.

Zagadnienie walki z hałasem, na którego ustawiczne działanie narażona jest obsługa maszyn i urządzeń, aktualne jest szczególnie w górnictwie.

2. Przebieg badań

Obiektem badanym był zespół tarczy pędnej z silnikiem prądu stałego, pracującym w układzie Leonarda.

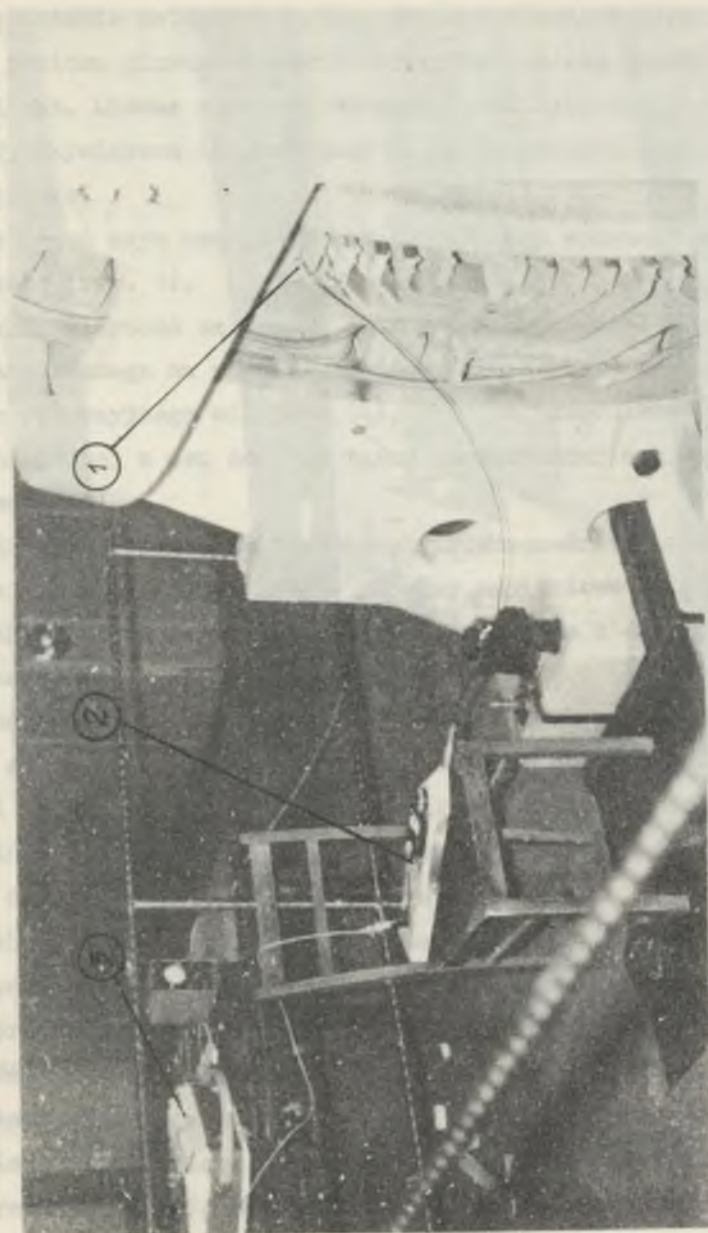
Koło pędne, wykonane przez ZUT "ZGODA" w Świętochłowicach, składało się z dwu tarcz bocznych i wieńca zespawanych ze sobą.

Tarcza pędna napędzana była silnikiem prądu stałego P-4100/24/750 o następujących danych:

- moc ciągła 2400 kW
- napięcie 650 V
- prąd znamionowy 4000 A

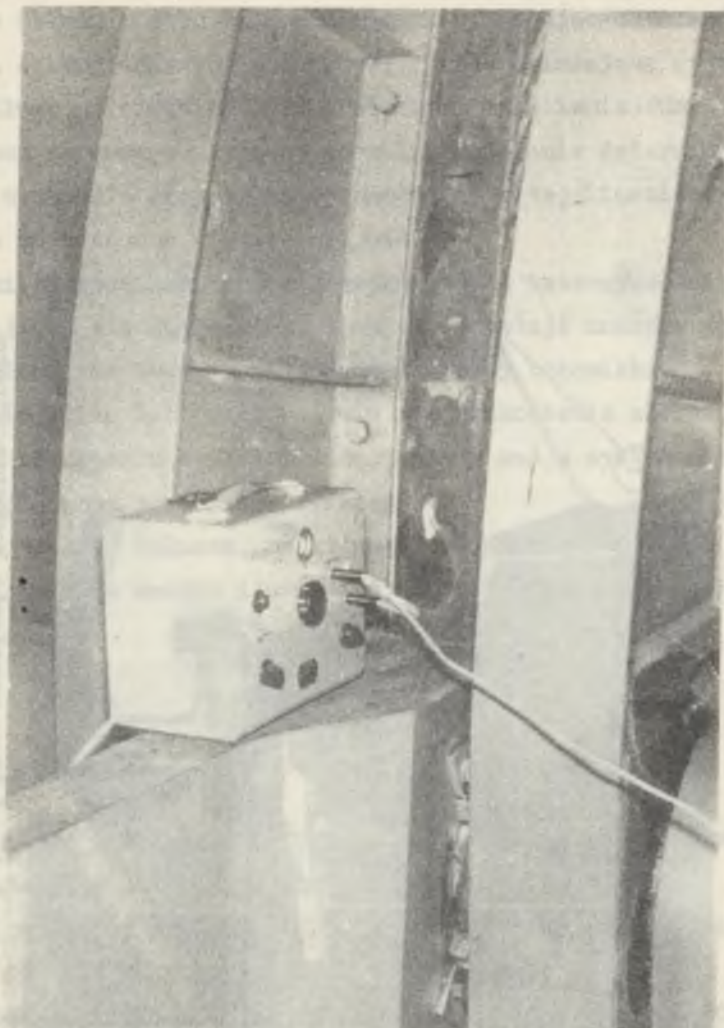
Zakres prędkości obrotowych: + 45, - 45 min⁻¹

Wirnik: średnica 4100 mm, ilość żłobków 360.



Rys. 1. Pomiar drgań szyn uzwojenia kompensacyjnego

1 -- miejsce zamocowania czujnika na szynie, 2 -- precyzyjny miernik poziomu głośności, 3 -- magnetofon dwuścieżkowy



Rys. 2. Ustawienie stroboskopu błyskowego przy pomiarze

Na podstawie wstępnych badań, przeprowadzonych precyzyjnym miernikiem poziomu głośności stwierdzono, że źródłem szumów i drgań jest silnik. Liczne pomiary, wykonane w różnych miejscach silnika, wykazały największą intensywność drgań na szynach uzwojenia kompensacyjnego.

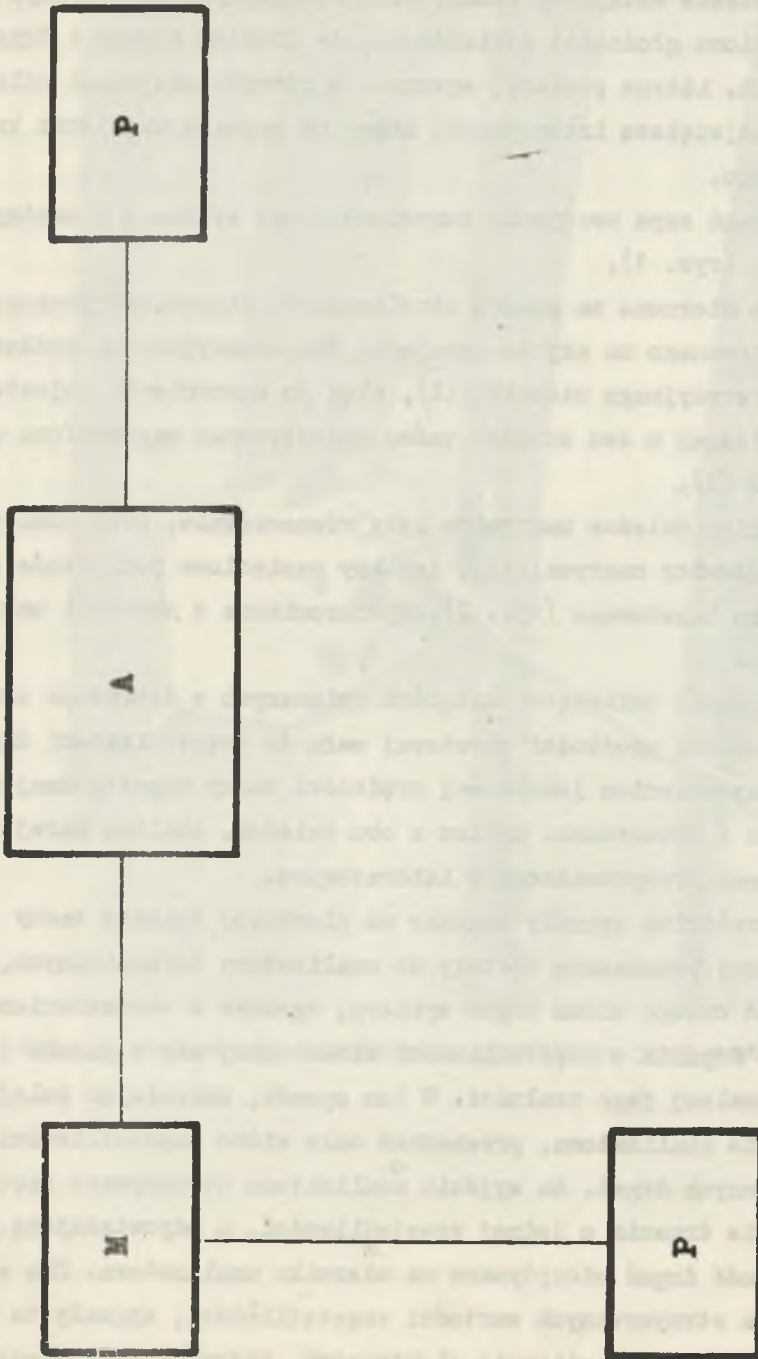
Badania drgań szyn uzwojenia kompensacyjnego wykonano w następujący sposób: (rys. 1).

Drganie mierzono za pomocą akcelerometru piezoelektrycznego (1), zamocowanego na szynie uzwojenia kompensacyjnego i podłączonego do precyzyjnego miernika (2), skąd po wzmocnieniu rejestrowano je na jednej z dwu ścieżek taśmy magnetycznej magnetofonu dwuściekowego (3).

Na drugiej ścieżce nagrywane były równocześnie, przy pomocy oddzielnej głowicy nagrywającej, impulsy napięciowe pochodzące ze stroboskopu błyskowego (rys. 2), synchroniczne z obrotami wału napędowego.

W ten sposób uniknięto trudności związanych z dokładnym określeniem stosunku prędkości obrotowej wału do częstotliwości drgań szyny i zapewnieniem jednakowej prędkości taśmy magnetycznej przy nagrywaniu i odtwarzaniu zapisu z obu ścieżek. Analizę zarejestrowanych drgań przeprowadzono w laboratorium.

W laboratorium sygnały nagrane na pierwszej ścieżce taśmy magnetycznej przekazane zostały do analizatora harmonicznych, który spośród całego widma drgań wybiera, zgodnie z nastawieniem analizatora, drgania o częstotliwości mieszczącej się w paśmie 2 Hz, tj. maksymalnej jego czułości. W ten sposób, zmieniając kolejno nastawienie analizatora, przebadano całe widmo częstotliwości zarejestrowanych drgań. Na wyjściu analizatora otrzymywano więc praktycznie drgania o jednej częstotliwości, a odpowiadającą jej intensywność drgań odczytywano na mierniku analizatora. Dla skontrolowania otrzymanych wartości częstotliwości, sygnały te przekazywane były na przelicznik elektronowy, który zliczał poszczególne



Rys. 3. Schemat blokowy aparatury do analizy drgań

M - magnetofon dwuścieżkowy, A - analizator drgań, P - przełącznik elektroniczny

gólne drgania. Na drugi przelicznik przekazywano sygnały zapisane na drugiej ścieżce taśmy. Obydwa przeliczniki rozpoczynały i kończyły zliczanie równocześnie. W ten sposób określano stosunek częstotliwości drgań szyny do częstotliwości obrotów wału. Opisaną metodą przeprowadzono analizę częstotliwościową całego zarejestrowanego na taśmie magnetycznej widma drgań. Schemat blokowy aparatury służącej do analizy drgań przedstawiono na rys. 3.

Używając mikrofonu pojemnościowego zamiast akcelerometru piezoelektrycznego i korzystając z pozostałej aparatury, tej samej jaką zastosowano przy badaniu drgań, zmierzono również intensywność hałasu w pobliżu silnika i wykonano analizę widma częstotliwości hałasu.

Do całości badań używano następującej aparatury:

- precyzyjny miernik poziomu głośności f-my Brüel i Kjaer typ 2203 z piezoelektrycznym akcelerometrem typ 4332 (wymienianym na mikrofon pojemnościowy typ 4132).
- magnetofon dwuścieżkowy ZBMPZ
- stroboskop błyskowy typ SB-04
- oscyloskop katodowy typ MINI-4
- analizator harmonicznych typ AH-2
- dwa przeliczniki elektronowe typ PEL-5A.

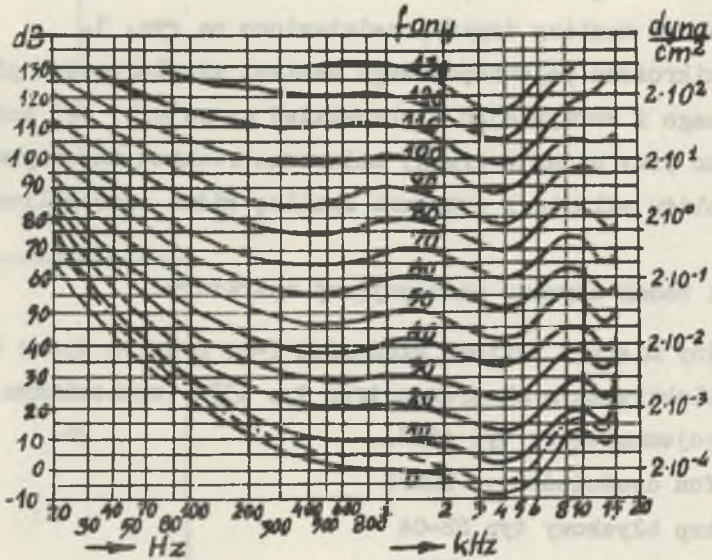
3. Podstawy fizyczne badań

Intensywność - i - dźwięku o natężeniu I przyjęto określać wzorem:

$$i = 10 \lg \frac{I}{I_0}$$

lub z uwagi na proporcjonalność natężenia dźwięku do kwadratu ciśnienia akustycznego jako:

$$i = 10 \lg \frac{P^2}{P_0^2} = 20 \lg \frac{P}{P_0}$$



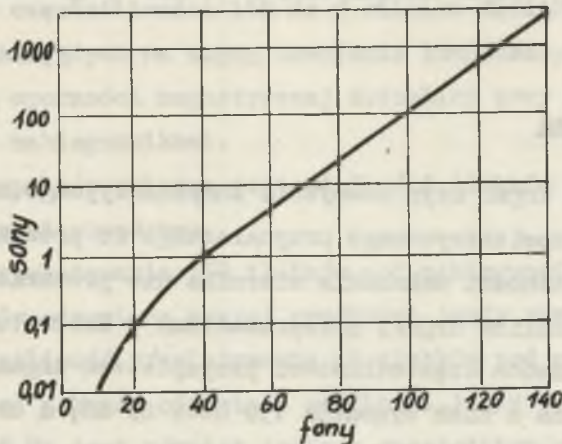
Rys. 4. Krzywe jednakowej głośności (izofony)

Przez natężenie dźwięku "I" rozumie się ilość energii akustycznej, która w jednostce czasu przepływa przez jednostkę powierzchni prostopadłej do kierunku rochodzenia się fali akustycznej.

Wielkość porównawcza $I_0 = 10^{-16} \text{ W/cm}^2$ odpowiada dolnej granicy słyszalności tonu o częstotliwości 1000 Hz rys. 4.

Wielkość porównawcza $P_0 = 2 \cdot 10^{-4} \text{ dyn/cm}^2$ jest wartością skuteczną ciśnienia akustycznego odpowiadającego natężeniu dźwięku I_0 . Jednostka natężenia dźwięku nazwana jest decybelem (symbol dB). Ponieważ czułość ucha zależy głównie od częstotliwości dźwięku, wartość ciśnienia akustycznego "P" lub natężenia dźwięku "I" nie charakteryzują dostatecznie wywołanego przez ten dźwięk wrażenia

głośności. W związku z tym poziom głośności danego dźwięku określamy przez subiektywne porównanie z poziomem głośności tonu mającego częstotliwość 1000 Hz. Liczba fonów, w których określamy poziom głośności badanego dźwięku, równa się liczbie decybeli odpowiadającej intensywności tonu o częstotliwości 1000 Hz, uznanego za jednakowo głośny z dźwiękiem badanym. Stąd wniosek, że jedynie dla tonu o częstotliwości 1000 Hz intensywność dźwięku w dB równa się liczbowo poziomowi głośności tego tonu wyrażonego w fonach rys. 4. Zdefiniowany powyżej poziom głośności wyrażony w fonach jest wielkością, która wprawdzie klasyfikuje dźwięki pod względem wywoławanego przez nie wrażenia głośności, ale nie daje pojęcia o tym ile razy dany dźwięk jest głośniejszy od innego dźwięku.



Rys. 5. Zależność między głośnością skorygowaną w sonach i poziomem głośności w fonach

Otrzymana bowiem skala głośności w fonach opiera się na czysto fizycznych podstawach i nie bierze zupełnie pod uwagę czy takim samym przyrostem fonów odpowiadają takie same przyrosty głośności. Na przykład podwojenie ilości fonów nie dowodzi bynajmniej, że głośność danego dźwięku wzrasta dwukrotnie.

Wprowadzono zatem (Fletcher i Munson) ściśle subiektywną skalę głośności, aby rzeczywiście można było określić, że głośność tonu wzrosła dwukrotnie.

Zwielokrotnieniu w pewnym stosunku jednostek tej skali odpowiada takie same zwielokrotnienie wrażenia głośności (jednostki tej skali są tak dobrane, że n jednostkom odpowiada n razy większa głośność).

Głośność mierzona w tej skali nazywa się głośnością skorygowaną. Krzywa przedstawiona na rysunku 5 podaje zależność między głośnością skorygowaną wyrażoną w sonach, a poziomem głośności wyrażonym w fonach.

Przyjęto, że ton prosty o częstotliwości 1000 Hz i o poziomie głośności 40 fonów (czyli intensywności 40 dB) ma głośność równą 1 son.

4. Wyniki badań

Przy pomiarze drgań szyn uzwojenia kompensacyjnego za pomocą akcelerometru piezoelektrycznego przynależnego do precyzyjnego miernika poziomu głośności wskazania miernika nie przekraczały 86 dB.

Dokładna analiza drgań, przeprowadzona w laboratorium, wykazała występowanie dwóch częstotliwości przyspieszeń drgań o dużej intensywności. Jedna z nich wynosiła 150 Hz i 83 dB, a druga 750 Hz i 79 dB.

Intensywność hałasu mierzona w pobliżu silnika wynosiła 90 dB. Analiza widma częstotliwości hałasu wykryła tony składowe o najbardziej intensywnych częstotliwościach równych 68 Hz, 150 Hz i 750 Hz. Intensywność tonu 68 Hz wynosiła 78 dB, tonu 150 Hz - 86 dB, a intensywność tonu 750 Hz - 80 dB.

5. Analiza wyników i wnioski

Częstotliwość impulsów stroboskopu zsynchronizowano z 40 otworami równomiernie rozłożonymi na tarczy pędnej maszyny. Na jeden obrót tarczy zarejestrowano na jednej ścieżce taśmy magnetycznej 40 impulsów wysyłanych przez stroboskop, a na drugiej ścieżce tego samego odcinka taśmy zarejestrowano 360 impulsów z akcelerometru.

Dla sprawdzenia przeprowadzono dodatkowo analizę widmową ścieżki, na której zapisano impulsy z akcelerometru zamocowanego na szynie uzwojenia kompensacyjnego.

Stwierdzono istnienie dwu intensywnych częstotliwości w granicach 150 Hz i 750 Hz - harmonicznym częstotliwości drgań własnych szyn.

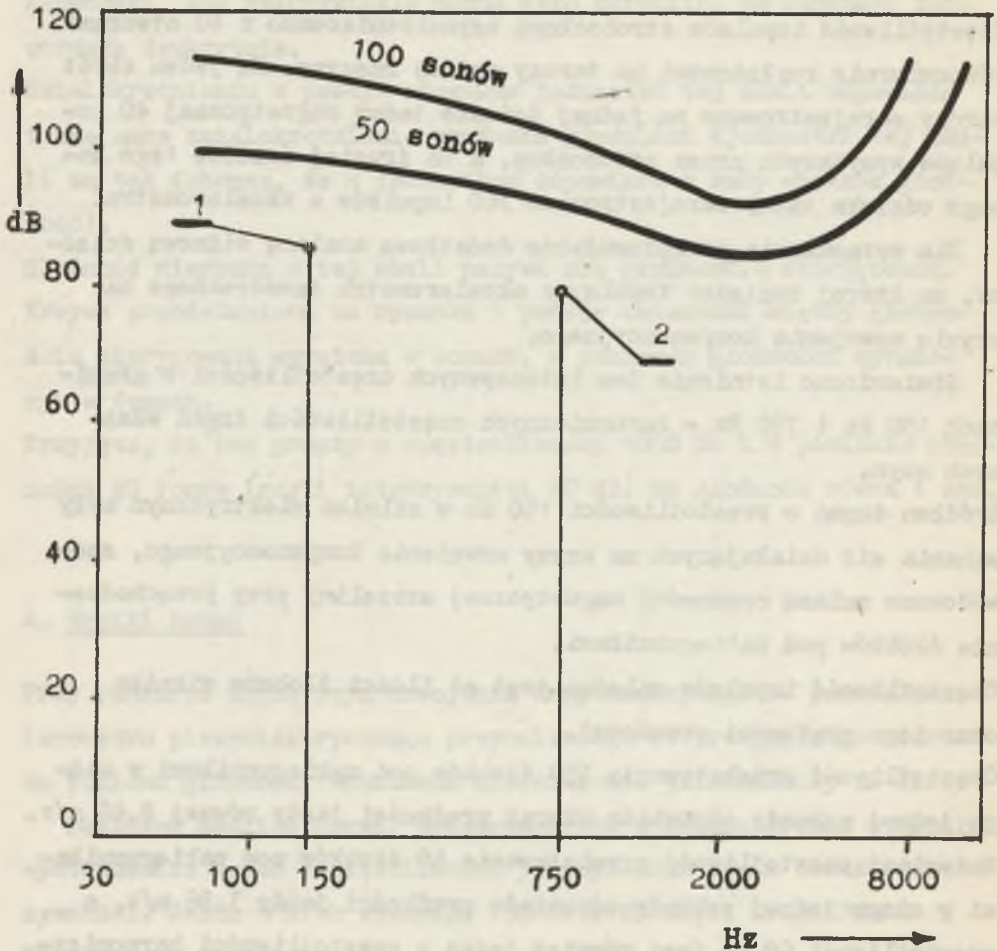
Źródłem drgań o częstotliwości 150 Hz w silniku elektrycznym były wahania sił działających na szyny uzwojenia kompensacyjnego, spowodowane zmianą oporności magnetycznej szczeliny przy przechodzeniu żłobków pod nabiegunnikami.

Częstotliwość impulsów zależna jest od ilości żłobków wirnika oraz jego prędkości obwodowej.

Częstotliwość przelatywania 150 żłobków pod nabiegunnikami w ciągu jednej sekundy odpowiada akurat prędkości jazdy równej 8,46 m/s. Natomiast częstotliwość przelatywania 68 żłobków pod nabiegunnikami w ciągu jednej sekundy odpowiada prędkości jazdy 3,86 m/s, a częstotliwość 68 Hz jest również jedną z częstotliwości harmonicznym drgań własnym szyn.

Analiza wyników badań drgań wykazała, że przy tych prędkościach jazdy maksymalne przyspieszenia drgań nie przekraczają 0,6 g ($g = 9,81 \frac{m}{s^2}$), zatem występujące siły nie mogą stanowić niebezpieczeństwa dla całego układu.

Przy przechodzeniu przez te prędkości jazdy odpowiedzialne za wzrost intensywności hałasów były częstotliwości 68 Hz, 150 Hz oraz 750 Hz.



Rys. 6. Zestawienie kryteriów służących do oceny stopnia szkodliwości badanych hałasów

1 - zmierzona intensywność tonu o częstotliwości 150 Hz, 2 - zmierzona intensywność tonu o częstotliwości 750 Hz

Intensywności tych tonów składowych hałasów, towarzyszących drganiom, znajdują się poniżej kryteriów służących do oceny stopnia szkodliwości hałasów, co przedstawiono na rysunku 6. Te najbardziej intensywne częstotliwości hałasów nie przekraczają krzywej głośności 50 sonów.

Kiedy poziom intensywności poszczególnych częstotliwości przekracza głośność 100 sonów, wtedy przebywanie w takim hałasie powoduje trwałe ubytki słuchu.

Natomiast krótkotrwały hałas, którego poziom intensywności poszczególnych częstotliwości nie przekracza krzywej 50 sonów, nie powoduje żadnych wad słuchu.

Pomiary przyspieszeń drgań, ich analiza oraz pomiar i analiza widma częstotliwości hałasów towarzyszących drganiom, stanowią bardzo skuteczną metodę badania zjawisk dynamicznych występujących w pracujących maszynach.

Zastosowaną tutaj metodą zapisu drgań (lub hałasów) na dwucieżkowej taśmie magnetycznej, gdzie na jednej ścieżce zapisuje się mierzone drgania, a na drugiej rejestruje się równocześnie - dzięki użyciu stroboskopu błyskowego - impulsy synchroniczne z obrotami wału maszyny, posiada wielką zaletę.

W ten sposób unika się bowiem trudności związanych z dokładnym określeniem prędkości obrotowej wału i zapewnieniem jednakowej prędkości taśmy przy nagrywaniu i odtwarzaniu zapisu.

Przedstawione badania akustyczne pozwoliły wykryć źródła zbyt intensywnych drgań i hałasów pracującej maszyny wyciągowej.

W innych maszynach wyciągowych przyczyny i źródła mogą być inne, ale stosowana tu metoda badań również wtedy powinna okazać się skuteczną.

АКУСТИЧЕСКИЕ ИССЛЕДОВАНИЯ СИСТЕМЫ: ГЛАВНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ -
ВЕДУЩИЙ ДИСК ПОДЪЕМНОЙ ШАХТНОЙ МАШИНЫ

Р е з ю м е

В работе приведены акустические исследования системы: главный двигатель-ведущий диск подъемной шахтной машины типа K-6500/2400 содержащие измерения и анализ ускорения колебаний системы а также сопровождающих их шумов.

Определено причины возникновения интенсивных колебаний и изменения напряжения шумов, обнаруживающихся при определённых изменениях скорости хода машины. В связи с тем проанализировано степень опасности для всей действующей системы, а также степени вредности выступающих шумов для человеческого организма.

Приведено физические основы исследований.

ACOUSTIC INVESTIGATIONS OF A SYSTEM COMPOSED OF THE MAIN
ENGINE AND THE PULLEX FRICTION OF THE HOISTING MACHINE

S u m m a r y

The article deals with the results of acoustic investigations concerned with the system main engine pulling friction of the hoisting machine K-6500/2400. These investigations comprise measurements as well as the analysis of the acceleration of vibrations in such a system, and also of the noises accompanying these vibrations. It has been out how such intensive vibrations come about

and what the reason is of the changes in the pitch of the noises, the changes occurring in result of certain changes of the motor speed.

In connection with this the degree of possible danger for the whole system at work as well as the degree of injury caused by these noises to the human organism have been analysed.

Besides, the physical basis for such investigations have been stated here.