



# Praca doktorska

Jerzy Motylewski

AKUSTYCZNA DIAGNOSTYKA KONTROLNA  
MASZYN UDAROWYCH

29/1986

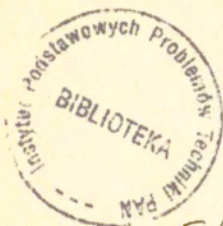
P. 269



WARSZAWA 1986

## Praca doktorska

Promotor: Prof.dr inż.Janusz Kacprowski



56887

Serdecznie dziękuję Panu Prof.J.Kacprowskiemu za opiekę i pomoc okazaną mi w trakcie wykonywania tej pracy.

Wiele cennych wskazówek metodycznych oraz konsultacji naukowych udzielili mi Panowie: Prof.J.Ranachowski, Prof.Z.Engel, i Doc.A.Lipowczan, za co składam Im wyrazy wdzięczności i podziękowania.

Dziękuję Zespołowi Pracowni Miernictwa Akustycznego Zakładu Akustyki Cybernetycznej IPPT PAN za współpracę podczas badań oraz w czasie realizacji technicznej opracowanych rozwiązań instrumentalizacyjnych.



Na p r a w a c h r ę k o p i s u

---

Instytut Podstawowych Problemów Techniki PAN  
 Nakład 160 egz. Ark.wyd. 4,5. Ark.druk. 6 .  
 Oddano do drukarni w czerwcu 1986 r.  
 Nr zamówienia 458/86

---

Warszawska Drukarnia Naukowa, Warszawa,  
 ul.Śniadeckich 8

Jerzy Motylewski  
Zakład Akustyki Cybernetycznej  
IPPT PAN

## AKUSTYCZNA DIAGNOSTYKA KONTROLNA MASZYN UDAROWYCH

### Streszczenie

W pracy przedstawiono założenia koncepcyjne i zasadę akustycznej metody diagnostyki kontrolnej wybranych klas maszyn udarowych, w oparciu o udowodnioną w rozprawie tezę, że akustyczny sygnał impulsowy, generowany podczas pracy tych maszyn, jest nośnikiem istotnych informacji diagnostycznych o ich stanie technicznym.

Szczególne uwagę zwrócono na możliwość wydzielenia i zastosowania tych informacji do celów diagnostyki kontrolnej maszyn formierskich i wiertarek udarowo-obrotowych wykazując, w wyniku badań empirycznych przeprowadzonych na dostatecznie reprezentatywnych zbiorach tych urządzeń, że ważne informacje diagnostyczne są zawarte w strukturze widmowej sygnału akustycznego emitowanego podczas ich pracy w normalnych warunkach eksploatacyjnych. Jako parametry widmowe sygnału diagnostycznego przyjęto charakterystyczne dla danej klasy urządzeń poziomy sygnału akustycznego w określonych zakresach częstotliwości, zwanych pasmami diagnostycznymi. Wyniki pomiaru i analizy sygnału w tych pasmach, porównane z odpowiednimi wartościami ustalonymi dla maszyny wzorcowej, pozwoliły - przy zastosowaniu właściwych kryteriów podobieństwa - na ocenę stanu technicznego badanych obiektów.

W oparciu o statystyczną analizę wyników badań doświadczalnych opracowano koncepcję i wykonano prototypy użytkowe dwóch urządzeń diagnostycznych, przeznaczonych odpowiednio do diagnostyki kontrolnej maszyn formierskich i wiertarek udarowo-obrotowych.

Przedstawione w pracy rezultaty badań weryfikacyjnych wykazały, że przyjęta koncepcja diagnostyki kontrolnej i realizujące ją rozwiązania metodologiczne i instrumentalizacyjne pozwalają, na uzyskanie decyzji binarnej o stanie technicznym badanej maszyny, uznanym - w zależności od konkretnych kryteriów klasyfikacyjnych - za dobry lub zły.

Opracowana metoda i aparatura umożliwiają przeprowadzenie badań diagnostycznych urządzeń w trudnych warunkach przemysłowych, np. na stanowisku kontroli produkcji w zakładach wytwórczych lub w hali fabrycznej podczas procesu ich eksploatacji.

## 1. WSTĘP

Diagnostyka techniczna jest dziedziną o charakterze interdyscyplinarnym, której tematyka dotyczy oceny stanu technicznego urządzeń mechanicznych poprzez badanie procesów eksploatacyjnych oraz towarzyszących im zjawisk, związanych z funkcjonowaniem tych urządzeń. Efektem jednego ze zjawisk towarzyszących jest sygnał wibroakustyczny, który może być rozpatrywany bądź jako szkodliwy z punktu widzenia ochrony środowiska, bezpieczeństwa i higieny pracy, bądź jako użyteczny z punktu widzenia oceny stanu technicznego maszyn.

Diagnostyka techniczna maszyn, oparta na wykorzystaniu informacji zawartych w sygnale wibroakustycznym, rozwinęła się na świecie dopiero w latach 60-tych i jest przedmiotem zainteresowania przedstawicieli różnych dziedzin nauki i techniki, przede wszystkim mechaniki, akustyki, elektroniki i ekonomiki przemysłu [10, 53, 60, 61]. Dotychczas nie powstała jednak jednolita szkoła diagnostyki w skali międzynarodowej, a zagadnienia, dotyczące głównie wybranych typów maszyn, rozwiązywane są przez ośrodki badawcze, związane zazwyczaj z produkcją tych urządzeń. Prace w tym zakresie dotyczą przeważnie poszczególnych elementów, podzespołów lub określonych klas maszyn, generujących sygnały wibroakustyczne o charakterze stacjonarnym lub quasi-stacjonarnym, jak np. przekładnie zębate, łożyska toczne i ślizgowe, silniki elektryczne, wentylatory itp. [4, 12, 62, 64].

Użyteczność sygnałów wibroakustycznych dla celów diagnostycznych wynika z następujących głównych przesłanek:

- procesy wibroakustyczne, towarzyszące eksploatacji maszyn, stanowią odbicie najistotniejszych zjawisk fizycznych, jak np. odkształcenia, naprężenia, wzajemne oddziaływanie części itp., od których zależy prawidłowe funkcjonowanie tych maszyn;
- możliwe jest dokonywanie szybkich pomiarów sygnału wibroakustycznego w naturalnych warunkach pracy urządzenia, bez zakłócenia właściwego procesu eksploatacyjno-technologicz-

nego;

- sygnał wibroakustyczny jako nośnik informacji diagnostycznych wyróżnia się dużą zawartością i szybkością przekazywania informacji w szerokim zakresie zmian parametrów sygnału w przestrzeni: częstotliwość - amplituda - czas.

Te cechy sygnału wibroakustycznego w porównaniu z właściwościami innych parametrów diagnostycznych, jak np. temperatura, ciśnienie itp., powodują, iż informacje zawarte w sygnale wibroakustycznym umożliwiają bardziej wszechstronną i dokładniejszą ocenę stanu badanego urządzenia [24,45]. Dotyczy to zarówno sygnału drganiowego, otrzymywanego z przetwornika drgań mechanicznych, jak również sygnału akustycznego z mikrofonu pomiarowego. Dla pomiarów drgań szczególnie istotne jest zagadnienie właściwego umiejscowienia przetwornika, natomiast dla pomiarów akustycznych na plan pierwszy wysuwa się sprawa zakłóceń zewnętrznych, usytuowania punktu pomiarowego oraz charakterystyk kierunkowych mikrofonu i źródła [20,21,50].

Rozpatrując etap wytwarzania i eksploatacji maszyn można stwierdzić, że rozrzuty własności funkcjonalnych poszczególnych egzemplarzy tego samego typu przejawiają się w różnicach takich wskaźników jak dokładność realizacji procesu eksploatacyjnego, niezawodność, trwałość, emisja zakłóceń wibroakustycznych itp., które są od pewnego czasu przedmiotem usilnych zabiegów optymalizacyjnych ze strony konstruktorów i producentów. Dopiero jednak w ostatnich latach zabiegi te nabierają kompleksowego charakteru, stając się tematem szeregu konferencji, seminariów i sympozjów naukowych oraz przedmiotem wielu publikacji.

W Polsce wibroakustyczna diagnostyka maszyn rozwinęła się głównie w ostatnim dziesięcioleciu. Powstały wówczas prace zarówno o charakterze podstawowym, jak też aplikacyjnym. Podobnie jak w innych krajach dotyczyły one poszczególnych typów maszyn, emitujących głównie sygnał o charakterze stacjonarnym i quasi-stacjonarnym [26-28, 30, 32, 36-41, 43, 51, 52, 55, 70].

Jednym z dotychczas niedostatecznie opracowanych problemów diagnostyki wibroakustycznej jest badanie stanu maszyn o udarowym charakterze działania. Trudności tego typu badań

związane są głównie ze specyfiką struktury częstotliwościowo-czasowej impulsowych sygnałów akustycznych generowanych przez te maszyny, co z kolei wymaga stosowania specjalnych metod i aparatury do pomiarów, rejestracji, analizy i przetwarzania tych sygnałów.

Maszyny udarowe są powszechnie stosowane m.in. w przemyśle hutniczym, odlewniczym, maszynowym, górniczym, a więc w działach gospodarki o podstawowym znaczeniu technicznym i ekonomicznym, co uzasadnia celowość podjęcia i rozwijania tematyki badań w tym zakresie.

Dotychczasowe badania tej klasy maszyn dotyczyły głównie poprawy parametrów technologicznych, zwiększenia efektywności działania oraz opracowania systemów antywibracyjnych i antyhałasowych. W tym aspekcie akustycznym sygnałem impulsowym do badania maszyn górniczych zajmowano się m.in. dla potrzeb Głównego Instytutu Górnicztwa [9, 33, 42], a w zastosowaniu do badania maszyn formierskich w Instytucie Podstawowych Problemów Techniki PAN [46-49] oraz w Instytucie Mechaniki i Wibroakustyki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie [15, 17, 18, 58, 63]. Badania obejmowały opracowanie modelu zjawiska sprężystego zderzenia masy stołu formierskiego z podstawą maszyny, w celu określenia parametrów generowanego sygnału akustycznego. Wykazano możliwość praktycznego wykorzystania przeprowadzonej analizy teoretycznej i potwierdzono słuszność założeń na drodze pomiarowej, posługując się specjalistyczną aparaturą diagnostyczną wykonaną według koncepcji autora niniejszej pracy [1, 56].

Przedstawiona obecnie praca dotyczy badań diagnostycznych wybranych maszyn udarowych przy zastosowaniu mikrofonu pomiarowego jako przetwornika odbiorczego impulsowego sygnału akustycznego, generowanego podczas funkcjonowania tych maszyn.

## 2. ZAGADNIENIA WIBROAKUSTYCZNEJ DIAGNOSTYKI MASZYN

### 2.1. Zakres i podział diagnostyki wibroakustycznej

Szybki rozwój techniki stawia urządzeniom mechanicznym coraz to większe wymagania dotyczące niezawodności funkcjonowania, precyzji wykonywanych czynności, cichobieżności itp. Każde urządzenie mechaniczne przechodzi trzy fazy swego istnienia: projektowanie, wytwarzanie i eksploatację. Urządzenie musi wykonywać pewien zbiór operacji, który można nazwać funkcją urządzenia. Wchodząco w skład systemu sterowanego przez człowieka, wykonuje ono swoją funkcję współdziałając z elementami tego systemu. W systemach spotykanych w budowie maszyn, elementami są z reguły maszyny i urządzenia mechaniczne, jednakże równie często systemem jest pojedyncze urządzenie, a elementami jego podzespoły lub części. We wszystkich tych przypadkach znajduje zastosowanie diagnostyka techniczna, pozwalająca na ocenę stanu badanych obiektów [7,8,13,14,31,35,67,69].

Wytwarzanie i eksploatacja maszyn i urządzeń są nieodłącznie związane z różnego rodzaju przypadkowością. W ramach każdej klasy tolerancji wykonawczych zawsze istnieje przypadkowy rozrzut rozmiarów między różnymi egzemplarzami tej samej partii wyrobu. Podobną przypadkowość można zaobserwować mierząc właściwości materiałowe tworzywa tych egzemplarzy, takie jak np. sprężystość, plastyczność, twardość, zdolność tłumienia drgań itp. W dziedzinie cech infrastrukturalnych w pierwszym rzędzie należy wymienić różnice w składzie fizyko-chemicznym i mikrostrukturze tworzywa, występujące między poszczególnymi egzemplarzami elementów, a zwłaszcza ich warstwami wierzchnimi, gdyż one są najbardziej narażone na działanie kompleksowych obciążeń w późniejszym procesie eksploatacji.

Podczas montażu współpracujących elementów maszyn w funkcjonalnie zintegrowaną całość, mimo starannego doboru i kojarzenia par obrotowych, suwliwych, zderzeniowych oraz połączeń stałych o różnych sposobach wykonania /spawanie, klejenie, nitowanie, złącza śrubowe itp./, na każdym etapie powstają nie-

uniknione przypadkowe odchyłki od wzorca idealnego procesu montażu. Analiza partii maszyn tego samego typu wykaże więc przypadkowość ich własności geometryczno-mechanicznych, związanych z etapem wytwarzania i powodujących rozrzut w charakterze procesów dynamicznych, zachodzących w tych maszynach. Zmiany te, w połączeniu ze zmianami wymuszeń wejściowych maszyny, zarówno zdeterminowanych /np. zmiana obrotów, obciążenia itp./, jak i niezdedeterminowanych /zakłócenia niesterowalne/, objawiają się ostatecznie w rozrzucie własności funkcjonalnych poszczególnych egzemplarzy.

W zależności od zakresów działania i celów, diagnostykę wibroakustyczną można podzielić na [6,8]:

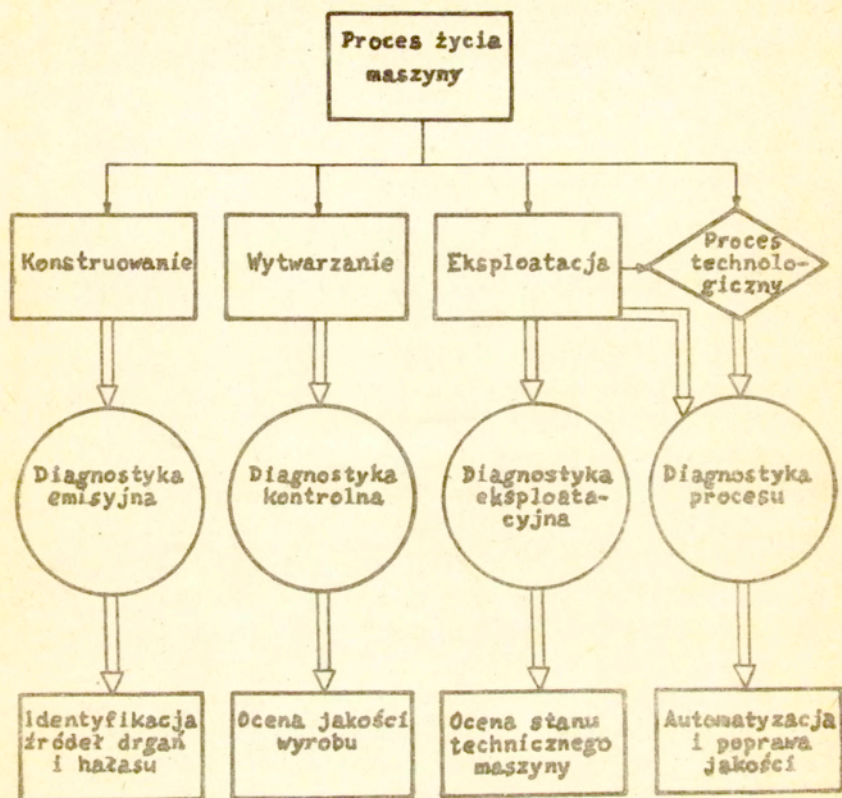
- emisyjną,
- kontrolną,
- eksploatacyjną,
- diagnostykę procesów technologicznych.

Podział ten przedstawiono w postaci graficznej na rys.2.1.

Działaniami pierwotnymi w stosunku do seryjnej produkcji maszyn są konstrukcja i badania prototypu. W związku z coraz powszechniej stosowanym nowym wskaźnikiem jakości maszyn, jakim jest poziom emitowanych zakłóceń wibroakustycznych, staje zagadnienie oceny i minimalizacji wibroakustycznej aktywności maszyny. Zbyt duża aktywność drganiowa maszyny odbija się również ujemnie na jej dokładności działania, niezawodności i trwałości. Zachodzi więc konieczność lokalizacji źródeł drgań i hałasu, wprowadzenia zmian konstrukcyjnych w celu minimalizacji tych zjawisk i doprowadzenia ich do poziomów dopuszczalnych, określonych w odpowiednich normach lub zaleceniach. Badania wibroakustyczne maszyn, zmierzające do lokalizacji i identyfikacji źródeł drgań i hałasu, ustalenia ich charakteru, pochodzenia i intensywności, nazywamy w i b r o a k u s t y c z n ą   d i a g n o s t y k ą   e m i s y j n ą .

Ostatnim etapem wytwarzania maszyn i urządzeń jest szeroko pojęta kontrola ich własności. Kontrola ta może być prowadzona metodami bezpośrednimi, jak np. badaniem zgodności





Rys.2.1. Syntetyczne ujęcie celów poszczególnych rodzajów wibroakustycznej diagnostyki maszyn [6]

wymiarów, bicia elementów wirujących lub próbą funkcjonowania, albo metodami pośrednimi opartymi na założeniu, że procesy dynamiczne zachodzące w maszynie odwzorowują w dostatecznie dokładny sposób jej cechy geometryczne, mechaniczne i funkcjonalne. Jedną z metod pośrednich jest w i b r o a k u s t y c z n a diagnostyka kontrolna, która polega

na sprawdzeniu i ocenie, wyrażonej zazwyczaj decyzją binarną, czy własności maszyny, odzwierciedlone przez zachodzące w niej procesy wibroakustyczne, mieszczą się lub nie mieszczą w granicach ustanowionych przez warunki odbioru technicznego /np. normy określające poziom drgań łożysk, hałas silników itp./.

Kolejna faza po wytworzeniu maszyny to prawidłowa jej eksploatacja. Tutaj z kolei przedmiotem zabiegów optymalizacyjnych jest czas bezawaryjnej pracy maszyny. Normatyw czasu takiej pracy jest określony i gwarantowany przez producenta maszyn, pod warunkiem przestrzegania wytycznych zawartych w dokumentacji technologiczno-ruchowej oraz terminów przeglądów i napraw. Lecz mimo tego, w procesie eksploatacji obserwuje się dwa zjawiska. Po pierwsze może istnieć grupa maszyn, dla której czas bezawaryjnej pracy jest znacznie krótszy od normatywnego. Po drugie, remonty wykonywane w czasie normatywnym dla innej grupy maszyn nie zawsze są uzasadnione ich aktualnie dobrym stanem technicznym. Przyczynami tego mogą być zarówno wspomniany już wcześniej rozrzut własności na etapie wytwarzania maszyny, jak i zmiany w charakterze i intensywności obciążeń eksploatacyjnych, występujące między poszczególnymi egzemplarzami maszyn tego samego typu. Względy natury ekonomicznej zmuszają użytkowników do unikania nieplanowanych przestojów oraz awarii z jednej strony, a z drugiej - do eliminacji zbędnych remontów maszyn, będących jeszcze w dobrym stanie technicznym mimo przekroczenia normatywnego czasu pracy. Do rozwiązania tych problemów służy z kolei eksploatacyjna diagnostyka wibroakustyczna, która, w zależności od potrzeb i możliwości, może określać jedynie stopień przydatności obiektu do dalszej eksploatacji, albo też może obejmować również określenie, lokalizację i przyczyny uszkodzeń oraz, co jest również ważne, prognozować dalszy bezawaryjny czas pracy urządzenia.

Maszyny i urządzenia biorą udział w realizacji złożonych procesów produkcyjnych, które w wielu przypadkach wymagają ich automatycznego sterowania bez interwencji człowieka-operatora. Poszczególne fazy procesu technologicznego często różnią się

między sobą charakterem i intensywnością emitowanych zakłóceń wibroakustycznych. Stąd też wyłania się możliwość wykorzystania sygnału wibroakustycznego do kontroli i sterowania tych procesów. Takie ujęcie zagadnienia, oprócz stworzenia możliwości automatyzacji, daje dodatkowo zwiększenie sprawności i jakości, jak np. w procesie automatycznego dozowania surowca do młynów kulowych lub kontroli przebiegu wytopu stali w elektrycznych piecach łukowych [29]. Ten rodzaj zastosowań wibroakustyki jest nazywany w i b r o a k u s t y c z n ą d i a g n o s t y k ą p r o c e s ó w t e c h n o l o g i c z n y c h.

W każdym z omówionych przypadków przedmiotem oceny za pomocą odpowiedniej procedury diagnostycznej jest informacja zawarta w procesie dynamicznym generowanym przez maszynę. Ilość informacji  $I$  zawartych w sygnale wibroakustycznym o szerokości widma  $\Delta F$  [Hz], w czasie trwania  $T$  [s] i znanym stosunku mocy sygnału użytecznego  $N_s$  do mocy zakłóceń  $N_n$  określona jest relacją Shannon'a, patrz np. [16].

$$/2.1./ \quad I = T \Delta F \log_2 \left( 1 + \frac{N_s}{N_n} \right) \text{ bitów}$$

Niezależnie od dużej zawartości informacyjnej sygnału wibroakustycznego, dodatkową zaletą jest to, iż jego pomiar nie wymaga demontażu maszyny, a w przypadku sygnału akustycznego ponadto jest oparty na metodach mikrofonowych, a więc bezstykowych. Te cechy decydują o szerokich możliwościach zastosowań, efektywności i eksploatacyjnej użyteczności diagnostyki wibroakustycznej do oceny stanu maszyn lub procesów technologicznych.

Zgodnie z założeniem, przedmiot obecnej pracy dotyczy wibroakustycznej diagnostyki kontrolnej, w zakresie oceny stanu technicznego maszyn przy kontroli jakości produkcji lub podczas ich eksploatacji.

## 2.2. Zadanie diagnostyczne w ujęciu analitycznym

System wibroakustycznej diagnostyki technicznej obejmuje

zbiór możliwych stanów maszyny  $\mathbb{W}$ , zbiór wibroakustycznych sygnałów informacyjnych  $\mathbb{V}$  oraz regułę  $K$  przyporządkowującą każdemu elementowi zbioru  $\mathbb{W}$  element zbioru  $\mathbb{V}$  i odwrotnie, każdemu elementowi zbioru  $\mathbb{V}$  element zbioru  $\mathbb{W}$ . Zadania diagnostyczne polega na określeniu zależności [6]

$$/2.2/ \quad \mathbb{W} = K(\mathbb{W}, \mathbb{Z})$$

lub

$$/2.3/ \quad \mathbb{W} = K^{-1}(\mathbb{W}, \mathbb{Z})$$

gdzie symbol  $\mathbb{Z}$  oznacza zakłócenia.

Znalezienie funkcji  $K$  lub  $K^{-1}$  jest dla obiektów rzeczywistych zadaniem analitycznie złożonym i trudnym. W praktyce, znając wartości wektorów stanu  $\mathbb{W}$  oraz sygnału  $\mathbb{V}$ , poszukuje się reguł określających sposób tego odwzorowania na drodze empirycznej.

Wektory stanu  $\mathbb{W}$ , sygnału  $\mathbb{V}$ , oraz zakłóceń  $\mathbb{Z}$  można opisać w postaci macierzowej odpowiednimi współrzędnymi tych wektorów

$$/2.4/ \quad \mathbb{W} = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \cdot \\ x_j \\ \cdot \\ \cdot \\ x_m \end{bmatrix} \quad \mathbb{V} = \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \cdot \\ y_j \\ \cdot \\ \cdot \\ y_n \end{bmatrix} \quad \mathbb{Z} = \begin{bmatrix} z_1 \\ z_2 \\ \cdot \\ z_k \\ \cdot \\ \cdot \\ z_r \end{bmatrix}$$

$i=1,2,\dots,m$                        $j=1,2,\dots,n$                        $k=1,2,\dots,r$

Niewiadomymi w zadaniu diagnostycznym są wartości współrzędnych  $x_i$  wektora stanu  $\mathbb{W}$ , natomiast z eksperymentu znane są wartości współrzędnych  $y_j$  wektora sygnału  $\mathbb{V}$  przy określonych zmierzonych lub założonych, wartościach współrzędnych  $z_k$  wektora zakłóceń .

Zakładamy, że bezpośrednio mierzalne są sygnały diagnostyczne układu  $y_1, y_2, \dots, y_n$ , a ich związek ze zmiennymi stanu  $x_1, x_2, \dots, x_m$  i zakłóceniami  $z_1, z_2, \dots, z_r$  wyrażony jest równaniami:

$$/2.5/ \quad y_j = d_j(x_1, x_2, \dots, x_m; z_1, z_2, \dots, z_r)$$

w których  $d_j$  jest funkcją odwzorowującą, a  $j = 1, 2, \dots, n$ .

Zadanie diagnostyczne jest rozwiązywalne wówczas, gdy liczba niezależnych współrzędnych /parametrów/ wektora sygnału  $y_j$  / $j=1, 2, \dots, n$ / jest nie mniejsza od sumy współrzędnych wektora stanu  $x_1$  / $i=1, 2, \dots, m$ / i wektora zakłóceń  $z_k$  / $k=1, 2, \dots, r$ /, tzn. gdy spełniona jest nierówność  $n \geq m + r$ . Ze względu na własności sygnału wibroakustycznego, a w szczególności jego dużą zawartość informacyjną, warunek powyższy jest zazwyczaj w praktyce spełniony.

Zakładając w pierwszym przybliżeniu liniowość funkcji odwzorowującej  $d_j$  można w oparciu o zależność /2.5/, otrzymać w zapisie wektorowo-macierzowym równanie

$$/2.6/ \quad \mathbb{V} = \mathbb{A}\mathbb{W} + \mathbb{B}\mathbb{Z}$$

przy czym

$$/2.7/ \quad \mathbb{A} = \begin{bmatrix} a_{11}/t/ & a_{12}/t/ & \cdot & \cdot & \cdot & a_{1m}/t/ \\ a_{21}/t/ & a_{22}/t/ & \cdot & \cdot & \cdot & a_{2m}/t/ \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ a_{n1}/t/ & a_{n2}/t/ & \cdot & \cdot & \cdot & a_{nm}/t/ \end{bmatrix}$$

$$/2.8/ \quad \mathbb{B} = \begin{bmatrix} b_{11}/t/ & b_{12}/t/ & \cdot & \cdot & \cdot & b_{1r}/t/ \\ b_{21}/t/ & b_{22}/t/ & \cdot & \cdot & \cdot & b_{2r}/t/ \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ b_{n1}/t/ & b_{n2}/t/ & \cdot & \cdot & \cdot & b_{nr}/t/ \end{bmatrix}$$

Macierz  $\mathbb{A}$  wyraża powiązanie wibroakustycznych sygnałów diagnostycznych ze zmiennymi stanu, a macierz  $\mathbb{B}$  określa wpływ zakłóceń na sygnał diagnostyczny. Przy ustalonych wartościach elementów macierzy  $\mathbb{B}$ , wartości bezwzględne elementów macierzy  $\mathbb{A}$  charakteryzują wrażliwość współrzędnych wektora sygnału  $\mathbb{V}$  na zmianę współrzędnych wektora stanu  $\mathbb{W}$ , a zatem charakteryzują ogólną czułość przyjętej metody diagnostycznej. Na-

leży przyjmować taką metodę badań, w której np. dla danej lokalizacji mikrofonu pomiarowego lub przyjętych parametrów sygnału elementy macierzy  $\mathbb{A}$  przyjmują wartość maksymalną. Jeśli elementy macierzy  $\mathbb{B}$  są stałe w czasie, a  $\mathbb{A}$  jest macierzą kwadratową  $m$ -tego stopnia, to przy założeniu, że wyznacznik macierzy  $\mathbb{A}$  jest różny od zera, czyli gdy  $\det \mathbb{A} \neq 0$ , można napisać równanie algorytmu diagnozy /2.6/ w postaci

$$/2.9/ \quad \mathbb{W} = \mathbb{G}\mathbb{W}$$

gdzie

$$/2.10/ \quad \mathbb{G} = \begin{bmatrix} \varepsilon_{11}/t/ & \varepsilon_{12}/t/ & \cdot & \cdot & \cdot & \varepsilon_{1m}/t/ \\ \varepsilon_{21}/t/ & \varepsilon_{22}/t/ & \cdot & \cdot & \cdot & \varepsilon_{2m}/t/ \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \varepsilon_{m1}/t/ & \varepsilon_{m2}/t/ & \cdot & \cdot & \cdot & \varepsilon_{mm}/t/ \end{bmatrix}$$

Po wyznaczeniu stanu obiektu  $\mathbb{W}$  dokonuje się wyboru klasy stanu, przez porównanie stanu badanej maszyny ze wzorcami stanów poszczególnych klas. W większości praktycznych systemów diagnostyki, właściwą klasę stanów urządzenia określa się poprzez porównanie wartości współrzędnych wektora sygnału badanego  $\mathbb{W}$  z wartościami współrzędnych wektorów sygnałów wzorcowych  $\mathbb{W}_w$ , odpowiadających poszczególnym klasom obiektów i zapamiętanych w układzie decyzyjnym systemu. Wektor sygnału wzorcowego można opisać macierzą

$$/2.11/ \quad \mathbb{W}_w = \begin{bmatrix} y_{11} & y_{12} & \cdot & \cdot & y_{1l} & \cdot & \cdot & y_{1p} \\ y_{21} & y_{22} & \cdot & \cdot & y_{2l} & \cdot & \cdot & y_{2p} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ y_{j1} & y_{j2} & \cdot & \cdot & y_{jl} & \cdot & \cdot & y_{jp} \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot & \cdot \\ y_{n1} & y_{n2} & \cdot & \cdot & y_{nl} & \cdot & \cdot & y_{np} \end{bmatrix}$$

gdzie  $j=1,2,\dots,n$ ;  $l=1,2,\dots,p$ .

W tym przypadku wskaźnik  $l=1,2,\dots,p$  określa liczbę niezależnych klas stanów, a postawienie diagnozy opiera się na

porównaniu parametrów sygnału emitowanego przez badaną maszynę z każdym ze wzorców sygnałów i ocenie stopnia ich zgodności. Ocena ta może być dokonana np. przez obliczenie odległości między odpowiednimi punktami w przestrzeni sygnałów lub przez obliczenie wartości cosinusa kąta  $\varrho_j$  między wektorami sygnałów. W tym drugim przypadku wartość cosinusa oblicza się ze wzoru

$$/2.12/ \quad \cos \varrho_j = \frac{y_1 y_{j1} + y_2 y_{j2} + \dots + y_j y_{jl} + \dots + y_n y_{jn}}{\sqrt{\sum_{j=1}^n y_j^2} \sqrt{\sum_{j=1}^n y_{jl}^2}}$$

gdzie  $l=1, 2, \dots, p$ .

Przynależność do danej klasy stanów określa największa wartość cosinusa kąta  $\varrho_j$ , co odpowiada najsilniejszej korelacji między sygnałem wzorcowym odpowiadającym tej klasie, a sygnałem badanym.

Głównym problemem pomiarowym w diagnostyce wibroakustycznej jest ekstrakcja i analiza parametrów sygnału, zapewniających powtarzalność i jednoznaczność wyników badań. Wiąże się to w sposób ścisły z zapewnieniem stałych w czasie warunków pomiarowych, a w szczególności - z uwagi na specyfikę sygnału wibroakustycznego - z niezależnieniem się od wpływu zakłóceń zewnętrznych, zniekształcających sygnał i utrudniających jego identyfikację. Współczynnik zakłóceń, określony wartościami elementów macierzy  $\mathbb{B}$ , uwzględnia zarówno wpływ zmian warunków pracy badanego urządzenia oraz wpływ właściwości toru pomiarowego, jak też zakłócenia zewnętrzne. W celu zwiększenia dokładności pomiaru sygnału diagnostycznego i zmniejszenia oddziaływania zakłóceń, stosuje się metody polegające na filtracji częstotliwościowej i selekcji czasowej lub przestrzennej oraz metody korelacyjne [5, 54]. Ponadto przy pomiarach diagnostycznego sygnału akustycznego przeprowadza się często adaptację akustyczną pomieszczenia, w którym wykonywane są badania diagnostyczne, w celu obniżenia poziomu sygnałów zakłócających, np. hałasów otoczenia [66].

Ponieważ procesy wibroakustyczne związane z funkcjonowa-

niem maszyn mają charakter losowy, powstaje konieczność stosowania statystycznych metod analizy sygnałów diagnostycznych.

Rozróżnia się dwie zasadnicze metody pomiarowe:

- mierzone są chwilowe wartości sygnałów, odpowiadające różnym stanom urządzenia, a obliczana jest wartość funkcji korelacyjnej każdego z sygnałów wzorcowych oraz sygnałów, emitowanych w danej chwili przez badane urządzenie;
- mierzone są charakterystyki statystyczne sygnału, tj. estymaty procesów, np. rozkłady amplitudy, uśrednione widma energetyczne, funkcje korelacyjne itp., a przy stawianiu diagnozy obliczana jest wartość estymaty sygnału badanego, która następnie jest porównywana z zadaną estymatą sygnału urządzenia wzorcowego.

W pierwszej metodzie kryterium zbieżności stanowi wartość cosinusa kąta zawartego między wektorami sygnału badanego i wzorcowego, obliczona ze wzoru /2.12/. W drugiej metodzie za kryterium podobieństwa przyjmuje się maksymalną wartość bezwzględną różnicy  $\rho_1$  między wartościami współrzędnych  $y_{j1}$  wektora sygnału wzorcowego oraz  $y_j$  wektora sygnału badanego

$$/2.13/ \quad \rho_1(W, W_w) = \max_{\substack{j=1,2,\dots,n \\ l=1,2,\dots,p}} |y_{j1} - y_j|$$

lub odległość  $\rho_2$  ocenioną na podstawie odchylenia standardowego, określoną wzorem

$$/2.14/ \quad \rho_2(W, W_w) = \sqrt{\sum_{j=1}^n (y_{j1} - y_j)^2}$$

Należy podkreślić, że obecnie w praktyce stosowana jest prawie wyłącznie druga metoda diagnostyki wibroakustycznej, ponieważ trudne jest zapewnienie jednoznaczności i powtarzalności warunków pomiarowych, niezbędne przy wykorzystaniu do badań metody pierwszej.

Można więc stwierdzić, że - niezależnie od przyjętej metody postępowania - przy rozwiązywaniu zadania diagnostycznego pierwszoplanowym zagadnieniem praktycznym jest eksperymen-



talne wyznaczenie współrzędnych wektora sygnału wibroakustycznego  $W$  przez ich pomiar w rzeczywistych i określonych warunkach pracy badanego urządzenia.

### 3. CEL I ZAKRES PRACY - TEZA

Dotychczasowe systemy kontrolnej diagnostyki technicznej dotyczą głównie maszyn i urządzeń o ciągłym charakterze pracy, które generują stacjonarne lub quasi-stacjonarne sygnały akustyczne. Dla tej klasy sygnałów rozwiązano w dużej mierze zagadnienia pomiarowe i instrumentalizacyjne. Brak jest natomiast takich rozwiązań praktycznych z zakresu wibroakustycznej diagnostyki kontrolnej maszyn uderowych, które stawiają znacznie trudniejsze wymagania metrologiczne i aparaturowe.

Autor postawił sobie jako zadanie przynajmniej częściowe wypełnienie luki w zakresie metod pomiarowych i instrumentalizacji wibroakustycznych badań diagnostycznych tej klasy maszyn.

Jako tezę rozprawy przyjęto, że akustyczny sygnał impulsowy, generowany podczas pracy maszyn uderowych, jest nośnikiem istotnych informacji diagnostycznych o ich stanie technicznym oraz istnieje możliwość wydzielenia i zastosowania tych informacji do celów diagnostyki kontrolnej.

Teza ta zostanie udowodniona poprzez realizację następujących zadań:

- opracowanie metodyki pomiaru parametrów widmowych impulsowego sygnału akustycznego wytwarzanego przez maszyny uderowe,
- zbadanie wpływu własności przetwornika wejściowego na parametry akustyczne mierzonego sygnału impulsowego,
- opracowanie specjalistycznej aparatury do diagnostyki kontrolnej wybranych maszyn uderowych oraz doświadczalną weryfikację przyjętej koncepcji i realizujących ją rozwiązań metodologicznych i instrumentalizacyjnych w zastosowaniu do badań diagnostycznych wybranych klas maszyn uderowych: maszyn formierskich oraz wiertarek uderowo-obrotowych.

#### 4. ZAŁOŻENIA METODYCZNE AKUSTYCZNYCH BADAŃ DIAGNOSTYCZNYCH

##### 4.1. Generacja akustycznych sygnałów impulsowych w maszynach udarowych

Impulsowe sygnały akustyczne w maszynach udarowych powstają głównie w procesie zderzeń ich poszczególnych elementów i mogą być generowane na drodze mechanicznej lub aerodynamicznej. Podczas udarów mechanicznych działają siły o dużej amplitudzie i krótkim czasie trwania rzędu  $10^{-3}$  -  $10^{-6}$  s, wytwarzające w ośrodku falę akustyczną o charakterze impulsowym.

Sygnały impulsowe generowane na drodze mechanicznej powstają głównie w wyniku [2]:

- drgań bryły sztywnej,
- dynamicznych odkształceń sprężystych powierzchni bryły,
- quasi-ustalonych drgań własnych bryły,
- pękania materiału.

Natomiast sygnały tego typu wywołane przez procesy aerodynamiczne powodowane są gwałtownym wyrzutem powietrza przy zderzeniu się dwóch elementów maszyny lub nagłym otwarciem pierwotnie zamkniętej drogi wypływu powietrza, pozostającego pod nadciśnieniem.

W rzeczywistych warunkach pracy urządzenia powstaje kombinacja wszystkich wymienionych wyżej podstawowych mechanizmów generacji, co stanowi zasadniczą trudność przy dokładnej analizie impulsowego sygnału akustycznego. Zbudowanie przejrzystego modelu matematycznego możliwe jest obecnie jedynie dla prostych form geometrycznych zderzających się elementów.

Sygnał akustyczny powstający w wyniku promieniowania drgającego bryły sztywnej, wywołany jest przez ciało doznające impulsowego przyspieszenia. Wskutek nagłego zderzenia z innym obiektem. Modelem tego zjawiska może być np. sprężyste zderzenie się dwóch kul lub kuli z płaską powierzchnią sprężystą.

Przy sprężystym zderzeniu się kul, wartość szczytowa ciśnienia akustycznego zależy od względnej prędkości zderzenia,

a maksymalna wartość tego ciśnienia występuje wzdłuż linii ich zderzenia się. Dla przypadku zderzenia kuli z płaską powierzchnią sprężystą, stwierdzono na drodze analitycznej i eksperymentalnej, przyjmując jako tę powierzchnię grubą i ciężką płytę [3], że powstający sygnał impulsowy związany jest zasadniczo z promieniowaniem drgającej kuli, natomiast tylko nieznaczna część całkowitej energii kinetycznej uderzającej kuli jest zamieniona na drgania własne płyty. Badania przeprowadzone w warunkach przemysłowych wykazały, że poziom szczytowy impulsowego sygnału akustycznego, wywołanego tego typu generacją, może osiągać wartość do 150 dB oraz, że czas trwania tych impulsów jest około dwukrotnie większy od czasu trwania styku zderzających się ciał [22]. Jednakże zarówno badania teoretyczne jak i eksperymentalne, związane z promieniowaniem drgającej bryły sztywnej, nie doprowadziły dotychczas do ogólnych wniosków, mogących mieć zastosowanie w pomiarach maszyn uderowych w rzeczywistych warunkach.

Promieniowanie akustyczne wskutek d y n a m i c z n y c h o d k s z t a ł c eń s p r e ż y s t y c h p o w i e r z c h n i b r y ł y badano m.in. na przykładzie modelu promieniowego rozszerzania się walca poddanego uderom poosiowym, nagłych radialnych odkształceń kuli [23], uderowego pobudzenia płyt konstrukcyjnych itp. Przy tego typu generacji sygnału impulsowego, niezależnie od konfiguracji geometrycznej źródła, ilość promieniowanej energii akustycznej maleje wraz ze zmniejszaniem się wartości przyspieszenia, jakiego doznaje powierzchnia drgająca tego źródła.

Promieniowanie quasi-ustalone wywołane d r g a n i a m i w ł a s n y m i b r y ł y powstaje wskutek przejścia przez nią części energii uderu i pojawienia się zanikających drgań quasi-ustalonych. Badania teoretyczne i eksperymentalne prowadzone głównie dla prostych modeli, m.in. pobudzonej uderowo płyty oraz pręta [11], pozwalają stwierdzić, że istnieją duże trudności w praktycznym zastosowaniu wyników badań modelowych, z uwagi na brak możliwości dokładnego określenia warunków brzegowych, np. sposobu zamocowania płyt w rzeczywis-

tych układach konstrukcji korpusu maszyny.

Sygnał akustyczny generowany w wyniku p ę k a n i a m a t e r i a ł u występuje głównie, choć nie wyłącznie, podczas pracy dziurkarek i maszyn kuźniczych, gdzie tego rodzaju zjawisko wynika z charakteru pracy tych urządzeń, polegającego na gwałtownym rozrywaniu struktury materiału. Promieniowanie to jest dotychczas niedostatecznie zbadane teoretycznie i doświadczalnie, szczególnie z punktu widzenia opracowania modelu generacji sygnału impulsowego.

Promieniowanie a e r o d y n a m i c z n e spowodowane jest głównie wyrzutem powietrza, znajdującego się między zderzającymi się elementami maszyny. Wykazano, że generowane ciśnienie akustyczne zależy od kształtu oraz względnych prędkości zderzających się powierzchni, a nie zależy od materiału i mas tych ciał. Ustalono, iż wartość szczytowa prędkości przepływu wyrzucanego powietrza zależy liniowo od prędkości zderzenia i maleje wykładniczo ze wzrostem odległości od miejsca zderzenia [2].

Podsumowując wspomniane wyżej sposoby generacji akustycznych sygnałów impulsowych należy stwierdzić, że istnieją wprawdzie próby modelowania i badania tych zjawisk oraz opisu struktury częstotliwościowo-czasowej emitowanych sygnałów, jednakże dotyczą one uproszczonych modeli fizycznych, a uzyskane wyniki nie dają się zastosować do interpretacji analitycznej zjawisk, zachodzących w warunkach rzeczywistych w tak złożonych i skomplikowanych zarówno pod względem konstrukcyjnym, jak i funkcjonalnym systemach, jakimi są maszyny udarowe.

Ponieważ przedmiotem obecnej pracy nie jest analiza zjawisk i procesów zachodzących w tych maszynach, ale globalna ocena ich stanu technicznego na podstawie generowanego podczas ich funkcjonowania akustycznego sygnału impulsowego, przeto zachodzi konieczność zastosowania metod empirycznych przy badaniach sygnału udarowego, w celu wydzielenia zawartych w nim informacji diagnostycznych.

#### 4.2. Zakres i cel badań doświadczalnych

Zastosowana metodyka badań doświadczalnych jest oparta na heurystycznym założeniu, że w widmie impulsowego sygnału akustycznego, emitowanego przez maszyny i urządzenia o udarowym charakterze pracy, są zawarte istotne informacje diagnostyczne o stanie technicznym badanych obiektów i że informacje te można uzyskać stosunkowo prostymi metodami pomiarowymi, przy zastosowaniu do tego celu łatwej w obsłudze, wyspecjalizowanej aparatury pomiarowo-kontrolnej, przeznaczonej do pracy w trudnych warunkach przemysłowych, np. na stanowisku kontroli produkcji w zakładach wytwórczych badanych maszyn udarowych lub w hali fabrycznej podczas procesu ich eksploatacji.

Weryfikacja doświadczalna słuszności tego założenia wymagała przeprowadzenia wielu serii statystycznych pomiarów akustycznych, których przedmiotem była analiza widmowa sygnału impulsowego, emitowanego przez poszczególne egzemplarze wybranej klasy maszyn udarowych, znajdujące się w różnych stanach technicznych i pracujące w rzeczywistych, lecz zróżnicowanych warunkach ich użytkowania. Głównym celem tych badań było empiryczne wyznaczenie tych spośród parametrów widmowych sygnału  $y_j$  / $j=1,2,3,\dots, n$ /, które zawierają najwięcej informacji diagnostycznych i są najbardziej wrażliwe na zmiany parametrów stanu  $x_i$  / $i=1,2,3,\dots, m$ / rozpatrywanej klasy obiektów, przy założeniu stałości wektora zakłóceń  $Z = \text{const}$ . Zgodnie z oznaczeniami we wzorze /2.4/, warunek ten można zapisać w postaci uproszczonej jako

$$/4.1/ \quad \left. \frac{\partial y_j}{\partial x_i} \right|_Z = \max$$

gdzie  $j$  oraz  $i$  są liczbami całkowitymi, wybranymi odpowiednio ze zbiorów  $j \in /1,2,3,\dots, n/$  oraz  $i \in /1,2,3,\dots, m/$ .

Jako parametry widmowe sygnału diagnostycznego można przyjąć charakterystyczne dla danej klasy obiektów /maszyn/ poziomy sygnału akustycznego w określonych zakresach częstotliwości, nazywanych dalej pasmami diagnostycznymi, które nas-

tępnie, przy instrumentalizacji diagnostycznej metody pomiarowo-kontrolnej, tworzyłyby współrzędne zredukowanego /pod względem liczebności zbioru parametrów, tj. wymiarów przestrzeni/ wektora sygnału wzorcowego  $\sqrt{W} / 2.11/$ , reprezentującego badaną klasę obiektów.

Metodyka badań doświadczalnych sprowadza się zatem w zasadzie do klasycznej analizy widmowej akustycznego sygnału diagnostycznego. Jednym z podstawowych członów stosowanego do tego celu układu pomiarowego, którego właściwości mogą wywierać istotny wpływ na wynik pomiaru i analizy sygnału impulsowego o złożonej i nie znanej a priori strukturze częstotliwościowo-czasowej, jest wejściowy przetwornik akusto-elektryczny /mikrofon/. Od właściwego i świadomego wyboru rodzaju oraz właściwości transmisyjno-przetwórczych tego przetwornika zależy w dużej mierze globalna dokładność metody diagnostycznej i instrumentalizującej ją aparatury pomiarowo-kontrolnej. Zagadnieniu temu poświęcony jest następujący paragraf pracy.

#### 4.3. Kryteria wyboru przetwornika wejściowego

Dotychczas najczęściej i powszechnie stosowanym w miernictwie akustycznym przetwornikiem wejściowym jest mikrofon pojemnościowy. Reakcja mikrofonu pojemnościowego na sygnały impulsowe nie jest z reguły tak wyraźnie i precyzyjnie określana jak inne jego właściwości transmisyjno-przetwórcze, np. kierunkowość, skuteczność, zniekształcenia tłumieniowe i nielinearne, zakres dynamiki itd. Z tego względu przy pomiarze akustycznych przebiegów impulsowych do oceny dokładności odwzorowania sygnału niezbędna jest analiza teoretyczna i weryfikacja doświadczalna warunków, określających zakres i możliwości zastosowań typowych wzorcowych mikrofonów pojemnościowych [25,44].

Do celów analizy teoretycznej mikrofon pojemnościowy można rozpatrywać jako czwórnik elektroakustyczny o właściwościach idealnego filtra dolnoprzepustowego o górnej częstotliwości granicznej  $f_g$ , którego transmitancja  $H(j\omega)$  określona

jest wzorem

$$/4.2/ \quad H(j\omega) = \begin{cases} 1 & \text{dla } |\omega| \leq \omega_g \\ 0 & \text{dla } |\omega| > \omega_g \end{cases}$$

gdzie  $\omega_g = 2\pi f_g$ .

Takie wyidealizowanie właściwości transmisyjnych mikrofonu pojemnościowego jest uzasadnione jego małymi zniekształceniami tłumieniowymi w paśmie przepuszczania i stromym opadaniem charakterystyki skuteczności powyżej tego pasma.

Założmy, że impulsowa funkcja wzbudzająca ciśnienia akustycznego  $p/t/$  działającego na membranę mikrofonu jest funkcją periodyczną o okresie  $T$ , czyli że  $p/t/ = p/t/ + T/$  i jest rozwijalna na szereg Fouriera w przedziale  $[-T/2, +T/2]$ . Wówczas w dowolnym momencie czasu  $-\infty < t < \infty$  funkcję tę można przedstawić w postaci szeregu nieskończonego

$$/4.3/ \quad p/t/ = \sum_{n=-\infty}^{\infty} a_n e^{jn\omega_p t}$$

gdzie  $a_n$  - kolejny współczynnik szeregu Fouriera  $/n=1,2,\dots/$ ,  
 $\omega_p = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f_p$ ,  $f_p$  - częstotliwość powtarzania impulsów

Moc sygnału akustycznego, za jeden okres funkcji  $p/t/$ , jest proporcjonalna do wyrażenia

$$/4.4/ \quad \widetilde{p^2/t/} = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} p^2/t/ dt = \sum_{n=-\infty}^{\infty} |a_n|^2$$

Wprowadzono pojęcie współczynnika przeniesienia mocy  $K_m$ , zdefiniowanego jako stosunek mocy akustycznej  $P_m$ , zawartej w paśmie przenoszenia mikrofonu, do całkowitej mocy akustycznej  $P_c$ , zawartej w widmie emitowanego sygnału  $p/t/$ , zgodnie ze wzorem

$$/4.5/ \quad K_m = \frac{P_m}{P_c} = \frac{\sum_{n=1}^l |a_n|^2}{\sum_{n=1}^{\infty} |a_n|^2}$$

gdzie  $l = \text{int} [\omega_g / \omega_p] = \text{int} [f_g / f_p]$  oznacza liczbę dyskretnych prążków widma okresowej funkcji wzbudzającej  $p/t$ , zawartych w paśmie przenoszenia mikrofonu, ograniczonym od góry częstotliwością  $f_g$ . Współczynnik  $K_m \leq 1$  określa, jaka część mocy akustycznej, zawartej w ciągu impulsów emitowanego sygnału, jest przetwarzana przez mikrofon i przenoszona do elektronicznego układu pomiarowego. Współczynnik ten jest zatem ilościową miarą zdolności przetwórczych mikrofonu przy pobudzaniu impulsowym.

W celu orientacyjnej oceny wartości liczbowych współczynnika  $K_m$ , występujących w przypadku typowych pojemnościowych mikrofonów pomiarowych, rozpatrzono wybrane postacie funkcji wzbudzającej  $p/t$ , przedstawione na rys.4.1. Funkcje /a/, /b/ i /c/ na rys.4.1. mają głównie znaczenie teoretyczne [59], natomiast funkcje /d/ i /e/ symulują rzeczywiste przebiegi wartości chwilowych sygnałów akustycznych, generowanych podczas pracy maszyn udarowych. Na rys.4.2 i 4.3 podano przykłady aproksymacji graficznej rzeczywistych przebiegów wartości chwilowej sygnałów akustycznych emitowanych przez maszyny formierskie /rys.4.2/ oraz wiertarki udarowo-obrotowe /rys.4.3/ przebiegami teoretycznymi. Symulacji graficznej przebiegów rzeczywistych z rys.4.2-a i 4.3-a dokonano metodą numeryczną, stosując funkcję  $p/t$  z rys.4.1-e.

Obliczono wartości współczynników  $a_n$  szeregu Fouriera wybranych postaci funkcji  $p/t$ .

a/ W przypadku ciągu impulsów prostokątnych /rys.4.1-a/ o szerokości  $a$  i współczynniku wypełnienia okresu  $q = a/T$ , opisanych wzorem

$$/4.6/ \quad p/t = \begin{cases} 1 & \text{dla } |t| < a/2 \\ 0 & \text{dla } a/2 \leq |t| \leq T - a/2 \end{cases}$$



$$p/t = e^{-bt} \sin t$$

dla  $0 \leq t \leq \pi$   
 $0 \leq b < \infty$

$$p/t = p/t + k\pi$$

$k = 0, 1, 2, \dots$

$$p/t = e^{-bt} \sin ct \sin t$$

dla  $0 \leq t \leq \pi$   
 $0 \leq b < \infty$   
 $c \neq 0$

$$p/t = p/t + k\pi$$

$k = 0, 1, 2, \dots$

$$p/t = \begin{cases} 1 & \text{dla } |t| < \frac{a}{2} \\ 0 & \text{dla } \frac{a}{2} \leq |t| \leq T - \frac{a}{2} \end{cases}$$

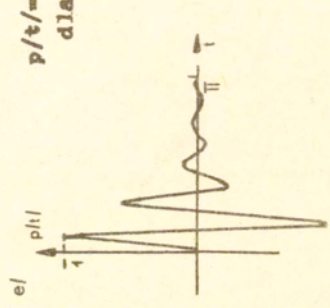
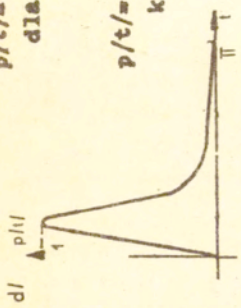
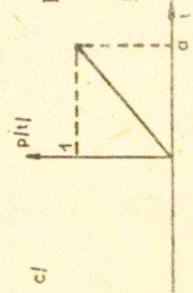
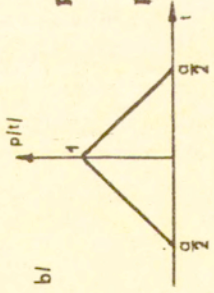
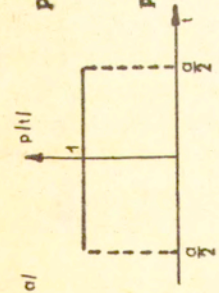
$$p/t = p/t + T/$$

$$p/t = 1 - \frac{2t}{a} \quad \text{dla } |t| \leq \frac{a}{2}$$

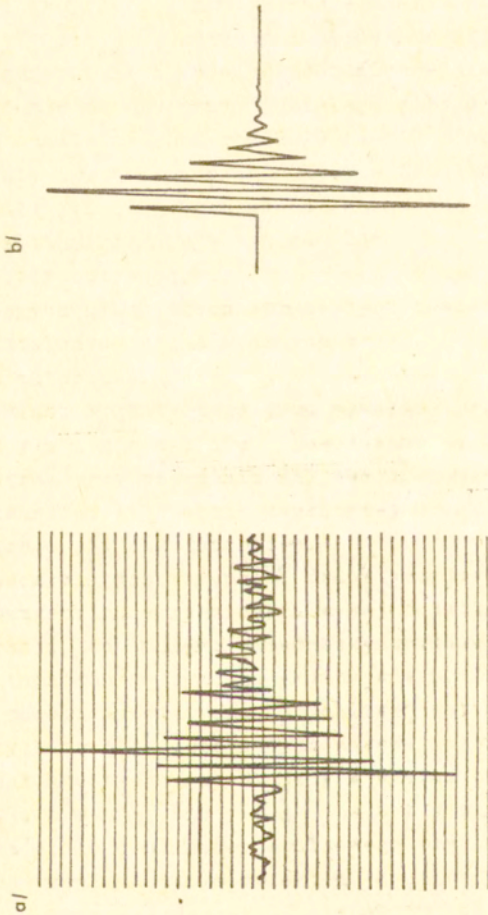
$$p/t = p/t + T/$$

$$p/t = \frac{1}{a} t \quad \text{dla } 0 \leq t \leq a$$

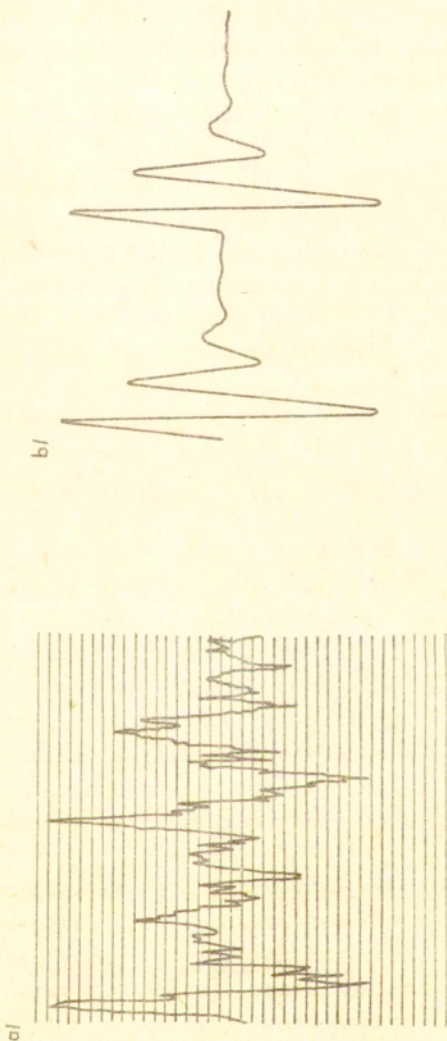
$$p/t = p/t + T/$$



Rys. 4.1. Przykłady impulsowych funkcji wzбудzających: a/ impulsy prostokątne, b/ impulsy symetryczne trójkątne, c/ impulsy płożebne, d/ impulsy  $e^{-bt} \sin t$ , e/ impulsy  $e^{-bt} \sin ct \sin t$ .



Rys.4.2. Aproxymacja rzeczywistych przebiegów wartości chwilowej sygnałów akustycznych maszyn formierskich przebiegami teoretycznymi według zależności /4.14/: a/ przebieg rzeczywisty, b/ aproksymacja teoretyczna.



Rys.4.3. Aproksymacja rzeczywistych przebiegów wartości chwilowej sygnałów akustycznych wiertarek udarowo-obrotowych przebiegami teoretycznymi według zależności /4.14/: a/ przebieg rzeczywisty, b/ aproksymacja teoretyczna.

przy założeniu, że  $p/t/ = p/t + T/$ , kolejne współczynniki szeregu Fouriera określone są wyrażeniem

$$/4.7/ \quad a_n = \frac{\sin \pi n q}{\pi n} \quad \text{gdzie} \quad n=1,2,3,\dots$$

b/ Dla ciągu symetrycznych impulsów trójkątnych /rys.4.1-b/ o szerokości  $a$  i współczynnika wypełnienia okresu  $q=a/T=1$ , opisanych równaniem

$$/4.8/ \quad p/t/ = 1 - \frac{2|t|}{a} \quad \text{dla} \quad |t| \leq a/2$$

przy założeniu, że  $p/t/ = p/t + T/$

$$/4.9/ \quad a_n = \frac{2 \sin^2 n \pi / 2}{\pi^2 n^2}$$

c/ Dla ciągu impulsów piłozębnych o szerokości  $a = T$  /rys. 4.1-c/ określonych wzorem

$$/4.10/ \quad p/t/ = \frac{1}{a} t \quad \text{dla} \quad 0 \leq t \leq a$$

i spełnieniu warunku okresowości  $p/t/ = p/t + T/$

$$/4.11/ \quad a_n = \frac{1}{2 \pi n}$$

d/ Dla ciągu impulsów z rys.4.1-d, określonych wzorem

$$/4.12/ \quad p/t/ = e^{-b t} \sin t \quad \text{dla} \quad \begin{matrix} 0 \leq t \leq \pi \\ 0 \leq b < \infty \end{matrix}$$

i spełnieniu warunku  $p/t/ = p/t + k \pi/$ ,  $k = 0,1,2,\dots$

$$/4.13/ \quad a_n = \frac{1}{2} \left\{ \left[ \frac{e^{-b \pi}}{b^2 + /1 + 2n/2} /1 + 2n/ + \frac{e^{-b \pi}}{b^2 + /1 - 2n/2} /1 - 2n/ \right] - \left[ \frac{-/2n + 1/}{b^2 + /1 + 2n/2} + \frac{2n - 1}{b^2 + /1 - 2n/2} \right] \right\}$$

e/ Dla ciągu impulsów z rys.4.1-e, określonych wzorem

$$/4.14/ \quad p/t/ = e^{-b t} \sin ct \sin t$$

$$\text{dla } 0 \leq t \leq \pi ; 0 \leq b \leq \infty ; c \neq 0$$

i spełnieniu warunku  $p/t/ = p/t + k\pi/$ ,  $k=0,1,2,\dots$

$$/4.15/ \quad a_n = f/M_1/ - f/M_2/ + f/M_3/ - f/M_4/$$

$$\text{gdzie } f/M_1/ = \frac{1}{4} \left\{ \frac{e^{-b\pi}}{b^2 + M_1^2} \left[ b \cos 2\pi M_1 + M_1 \sin 2\pi M_1 \right] + \right.$$

$$/4.16/ \quad \left. - \frac{b}{b^2 + M_1^2} \right\}$$

$$i = 1, 2, 3, 4.$$

$$M_1 = 1 + 2n - c,$$

$$M_2 = 1 + 2n + c,$$

$$M_3 = 1 - 2n - c,$$

$$M_4 = 1 - 2n + c.$$

Obliczono wartości liczbowe współczynnika przeniesienia mocy  $K_m$  dla pięciu rozpatrzonych postaci funkcji impulsowej  $p/t/$ , zgodnie ze wzorem definicyjnym /4.5/, w granicach zmienności  $nf_p < f_g < /n + 1/ f_p$  dla  $n=1,2,3,\dots,10$ , tj, dla liczby prążków widma funkcji wzbudzającej, zawartych w paśmie przenoszenia mikrofonu, zmiennej w granicach od 1 do 10. W przypadku impulsów prostokątnych obliczenia wykonano dla trzech wartości współczynnika wypełnienia okresu  $q = 0,5; 0,25; 0,125$ . Dla funkcji określonej wzorem /4.12/ obliczenia wykonano przy wartościach współczynnika  $b=0,1; 1; 10$ , natomiast dla funkcji określonej wzorem /4.14/ przy wartościach  $b=0,03; c=2,7$ .

Wyniki obliczeń podano w tabeli 4.1. W poszczególnych kolumnach tabeli, odpowiadających wybranym kształtom impulsu, zestawione są wartości liczbowe współczynnika  $K_m$  dla różnej liczby prążków widma funkcji wzbudzającej, zawartych w paśmie przenoszenia mikrofonu, w granicach zmienności od  $n=1$  do  $n=10$ .

Tabela 4.1. Wartości liczbowe współczynnika przeniesienia mocy  $K_m$

Kształt impul- su	Prostokątny		Trójk- kątny	Pilo- żebny	$e^{-bt}$	$\sin t$	$e^{-bt} \sin t$
	$q=0,5$	$q=0,25$					
n	$q=0,5$	$q=0,25$	$q=0,125$	$b=0,1$	$b=1$	$b=10$	$b=0,03$ $c=2,7$
1	0,8138	0,5433	0,2738	0,9855	0,6116	0,9497	0,7128
2	0,8138	0,8149	0,5075	0,9855	0,7645	0,9886	0,9195
3	0,9042	0,8755	0,6849	0,9977	0,8324	0,9958	0,9683
4	0,9042	0,8753	0,8017	0,9977	0,8707	0,9980	0,9846
5	0,9368	0,8970	0,8656	0,9992	0,8951	0,9989	0,9914
6	0,9368	0,9272	0,8915	0,9992	0,9121	0,9993	0,9947
7	0,9534	0,9383	0,8971	0,9996	0,9246	0,9996	0,9966
8	0,9534	0,9383	0,8971	0,9996	0,9342	0,9997	0,9976
9	0,9635	0,9450	0,9005	0,9998	0,9414	0,9998	0,9983
10	0,9635	0,9559	0,9099	0,9998	0,9478	0,9998	0,9987

Powtarzanie się pewnych wartości  $K_m$  w sąsiadujących ze sobą wierszach poszczególnych kolumn tabeli 4.1 wynika z faktu, iż niektóre harmoniczne /prążki/ widma określonych kształtów impulsów są równe zeru i przesunięcie częstotliwości granicznej mikrofonu  $f_g$  o jeden prążek nie wpływa na zmianę wartości  $K_m$ .

Wartości liczbowe współczynnika  $K_m$  wyrażone w decybelach zgodnie ze wzorem

$$/4.17/ \quad K_{mL} = 10 \log_{10} K_m \quad \text{dB}$$

zostały następnie przyjęte jako kryterium i miara liczbowa zdolności i przydatności konkretnego mikrofonu pojemnościowego do pomiaru i analizy przebiegów impulsowych. W tym celu, na podstawie danych liczbowych z tabeli 4.1, obliczono maksymalne wartości częstotliwości powtarzania  $f_p$  rozpatrywanych ciągów impulsów, odpowiadające następującym wartościom współczynnika  $K_{mL} = -0,5; -1; -3$  dB, czemu odpowiadają wartości względne  $K_m = 0,8929; 0,7935; 0,5025$ . Obliczenia przeprowadzono dla czterech typowych i najczęściej stosowanych obecnie pojemnościowych mikrofonów pomiarowych firmy Brüel-Kjaer o symbolach: 4131 /D=1"/; 4133 /D=1/2"/; 4135 /D=1/4"/; oraz 4138 /D=1/8"/. Zgodnie z danymi katalogowymi przyjęto:

$$\begin{array}{ll} D = 1,0", & f_g = 15 \text{ kHz}; \\ D = 1/2", & f_g = 35 \text{ kHz}; \\ D = 1/4", & f_g = 80 \text{ kHz}; \\ D = 1/8", & f_g = 120 \text{ kHz}. \end{array}$$

D oznacza w tym przypadku średnicę zewnętrzną mikrofonu, a  $f_g$  - jego górną częstotliwość graniczną w polu fali swobodnej, padającej prostopadle na membranę. Wyniki obliczeń zestawiono w tabeli 4.2.

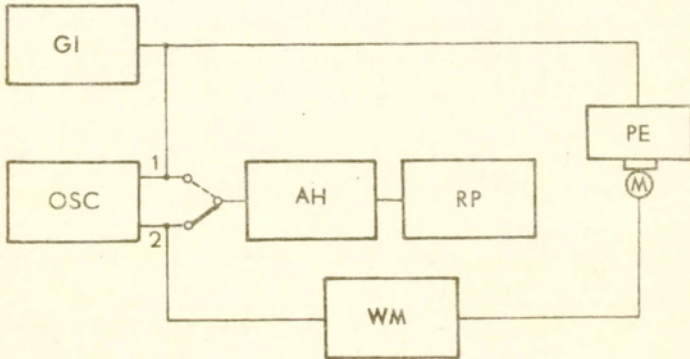
Następnie, stosując metodę doświadczalną, badano odpowiedź mikrofonu pojemnościowego w skali czasu /w postaci oscylogramu/ i w skali częstotliwości /w postaci widm uzyskiwanych za pomocą analizatora heterodynowego o szerokości pasma  $\Delta f = 6$  Hz/ przy pobudzaniu impulsowym. Zastosowano elektrostatyczny sposób pobudzania membrany mikrofonu odpowiednio ukształtowanymi ciągami impulsów elektrycznych, spolaryzowanych napięciem stałym i przykładanych między elektrodę specjalnego pobudnika elektrostatycznego i membranę badanego mikrofo-

Tabela 4.2. Największe dopuszczalne wartości częstotliwości powtarzania impulsów  $f_p$  w kHz, dla różnych typów mikrofonów pojemnościowych przy  $K_{mL} = 0,5; 1; 3$  dB

Kształt impulsu	Prostokątny	Trójkątny	Piło-zębny	$e^{-bt} \sin t$	$e^{-bt} \sin \omega t$
dB	$q=0,5$	$q=0,25$	$q=0,125$	$b=0,1$	$b=0,03$
$D = 1''$					
$K_{mL}=0,5$	3	2,5	15	15	3,75
$K_{mL}=1$	15	7,5	15	15	7,5
$K_{mL}=3$	15	7,5	15	15	15
$D = 1/2''$					
$K_{mL}=0,5$	7	5,8	35	35	8,75
$K_{mL}=1$	35	17,5	35	35	17,5
$K_{mL}=3$	35	17,5	35	35	35
$D = 1/4''$					
$K_{mL}=0,5$	16	13,3	80	80	20
$K_{mL}=1$	80	20	80	80	40
$K_{mL}=3$	80	40	80	80	80
$D = 1/8''$					
$K_{mL}=0,5$	40	20	120	120	30
$K_{mL}=1$	120	30	120	120	60
$K_{mL}=3$	120	60	120	120	120

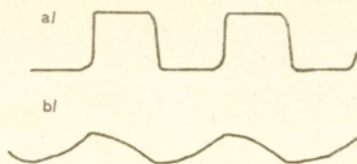


nu. Symulowano ciągi impulsów ciśnienia akustycznego  $p/t$ /  
równoważnymi ciągami impulsów napięcia elektrycznego  $u/t$ /.  
Schemat układu pomiarowego przedstawiony jest na rys.4.4. Ty-  
powe przykłady otrzymanych oscylogramów i widm pokazane są na  
rys.4.5, 4.6 i 4.7.

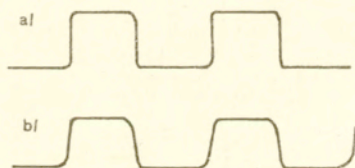


Rys.4.4. Schemat blokowy układu pomiarowego do badania odpowiedzi mikrofonu pojemnościowego przy pobudzaniu impulsowym. GI - generator impulsów elektrycznych, OSC - oscyloskop dwustrumieniowy, PE - pobudnik elektrostatyczny, M - mikrofon pojemnościowy, WM - wzmacniacz mikrofonowy, AH - analizator heterodynowy, RP - rejestrator poziomu.

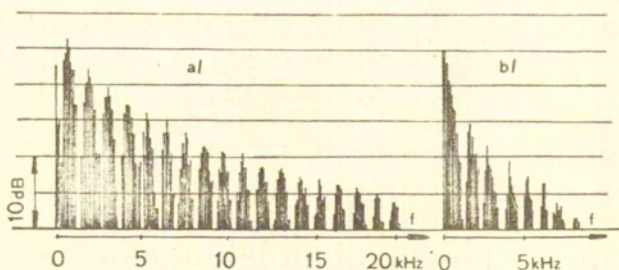
Z przedstawionych oscylogramów i widm wynika, że zastosowany mikrofon pojemnościowy firmy Brüel-Kjaer typ 4131,  $D = 1,0''$ ,  $f_g = 15 \text{ kHz}$  wprowadza znacznie większe ograniczenia i zniekształcenia przebiegów impulsowych, niż wynikałoby to z danych liczbowych podanych w tabeli 4.2. Przyczyną tego jest fakt, iż w warunkach pomiarowych mikrofon ten pracował jako mikrofon o pobudzaniu ciśnieniowym, a nie w polu fali swobodnej i ze względu na niewystępowanie zjawiska spiętrzania się



Rys.4.5. Oscylogramy ciągów impulsów prostokątnych o częstotliwości powtarzania  $f = 10$  kHz i współczynnika wypełnienia okresu  $q = 0,5$ :<sup>P</sup> a/ impulsy pierwotne pobudzające membranę mikrofonu, b/ impulsy wyjściowe mikrofonu. Mikrofon B/K typ 4131,  $D = 1''$ ,  $f_g = 15$  kHz.



Rys.4.6. Oscylogramy ciągów impulsów prostokątnych o częstotliwości powtarzania  $f = 500$  Hz i współczynnika wypełnienia okresu  $q = 0,5$ :<sup>P</sup> a/ impulsy pierwotne pobudzające membranę mikrofonu, b/ impulsy wyjściowe mikrofonu. Mikrofon B/K typ 4131,  $D = 1''$ ,  $f_g = 15$  kHz.



Rys.4.7. Widma impulsów prostokątnych o częstotliwości powtarzania  $f = 125$  Hz i współczynnika wypełnienia okresu  $q = 0,125$ :<sup>P</sup> a/ widmo ciągu impulsów pobudzających, b/ widmo ciągu impulsów wyjściowych mikrofonu. Mikrofon B/K typ 4131,  $D = 1''$ ,  $f_g = 15$  kHz.

ciśnienia akustycznego na jego membranie w zakresie większych częstotliwości, gdzie  $D \gg \lambda$ , miał on charakterystykę skuteczności opadającą już przy częstotliwościach znacznie mniejszych od jego częstotliwości granicznej w polu fali swobodnej.

Wyniki analizy teoretycznej i badań doświadczalnych pozwalają na wyciągnięcie wniosków metodologicznych, dotyczących oceny zakresu i możliwości zastosowań typowego mikrofonu pojemnościowego o określonej częstotliwości granicznej  $f_g$  /lub średnicy  $D$ / do pomiaru i analizy przebiegów impulsowych w postaci ciągu impulsów, którego matematycznym modelem jest odpowiednia postać impulsowej funkcji wzbudzającej  $p/t$ .

Posługując się danymi liczbowymi zestawionymi w tabeli 4.2, lecz uogólnionymi na inne ciągi impulsów, można oszacować dokładność pomiaru mocy akustycznej emitowanej przez źródła impulsowe o określonej funkcji wzbudzającej  $p/t$ , jeżeli do pomiaru stosuje się mikrofon o danej górnej częstotliwości granicznej  $f_g$  lub średnicy  $D$ . Odwrotnie, mając daną postać funkcji wzbudzającej  $p/t$  i zadaną dokładność pomiaru, tzn. graniczną wartość współczynnika przeniesienia mocy  $K_m$ , można wybrać spełniający ten warunek dokładności typ mikrofonu, określony jego górną częstotliwością graniczną lub średnicą.

Przy pomiarze mocy i analizie akustycznych przebiegów impulsowych w diagnostyce maszyn udarowych, wybór odpowiedniego typu mikrofonu pomiarowego w oparciu o podane w tym paragrafie zasady okazał się niezbędny ze względu na wymaganą dokładność pomiaru.

## 5. BADANIA EKSPERYMENTALNE MASZYN UDAROWYCH

### 5.1. Przedmiot i metodyka badań eksperymentalnych

Przedmiotem eksperymentalnych badań diagnostycznych były maszyny formierskie oraz wiertarki udarowo-obrotowe. Za ich wyborem przemawiały m.in. następujące względy:

- maszyny te są podstawowymi urządzeniami stosowanymi w technicznie i ekonomicznie ważnych gałęziach gospodarki: w prze-

myśle górniczym /wiertarki udarowo-obrotowe/ i odlewniczym /maszyny formierskie/;

- ze względu na udarowy charakter pracy tych maszyn, generowany przez nie sygnał akustyczny jest sygnałem impulsowym o dużym poziomie natężenia dźwięku;
- oba rodzaje maszyn udarowych są również przedmiotem eksportu, co dodatkowo uzasadnia celowość ich udoskonalania konstrukcyjnego oraz ulepszania metod kontroli produkcji.

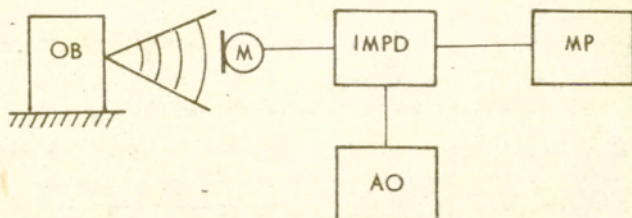
Badania prowadzono bezpośrednio w halach produkcyjnych zakładów przemysłowych na stanowiskach pracy tych maszyn. W pierwszym etapie wyznaczano rozkład pola akustycznego wokół badanych obiektów w celu wyboru optymalnego punktu pomiarowego, posługując się przy tym następującymi kryteriami:

- dużym stosunkiem poziomu sygnału użytecznego S do poziomu sygnałów zakłócających N /hałasu otoczenia/:  $S/N \geq 20$  dB;
- jego reprezentatywnością, w sensie możliwie syntetycznego uwzględnienia wpływu wszystkich cząstkowych źródeł generacji sygnału akustycznego badanej maszyny;
- względami natury praktycznej, polegającymi m.in. na łatwym i bezpiecznym dostępie do punktu pomiarowego w warunkach normalnej eksploatacji obiektu.

W wybranym w ten sposób punkcie pomiarowym rejestrowano sygnał diagnostyczny poszczególnych egzemplarzy badanej klasy obiektów w różnych warunkach ich funkcjonowania. Schemat blokowy aparatury stosowanej podczas pomiarów przedstawiono na rys.5.1.

Niezależnie od rejestracji sygnału przeprowadzany był pomiar poziomu ciśnienia akustycznego oraz jego analiza widmowa w oktawowych pasmach częstotliwości w celu umożliwienia, w zależności od charakteru tego widma, wyboru właściwego przetwornika wejściowego - mikrofonu pojemnościowego, zgodnie z regułami postępowania podanymi w paragrafie 4.3.

Zebrany materiał badawczy poddany został następnie w laboratorium szczegółowej analizie i przetwarzaniu w układzie pomiarowym, którego schemat blokowy przedstawiono na rys.5.2. Podstawową cechą tego układu jest jego uniwersalność, pozwa-



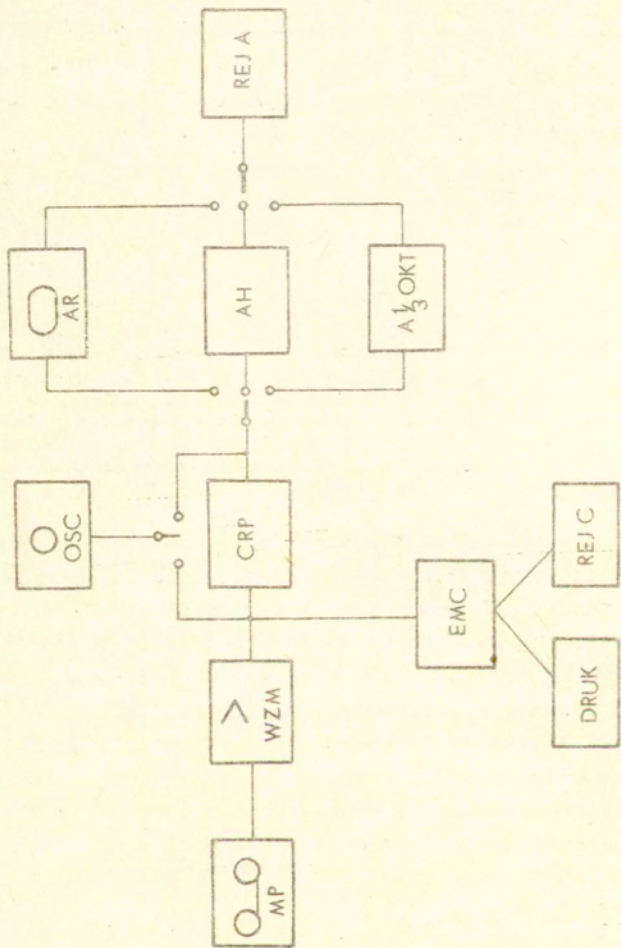
Rys.5.1. Schemat blokowy układu pomiarowego do akustycznych badań diagnostycznych maszyn uderowych na stanowiskach ich pracy. OB - obiekt badań, M - mikrofon, IMPD - impulsowy miernik poziomu dźwięku, MP - magnetofon pomiarowy, AO - analizator oktawowy.

lająca na uzyskanie informacji diagnostycznych zawartych zarówno w strukturze amplitudowo-czasowej sygnału, jak też w jego charakterystykach widmowych, otrzymanych metodami analizy 1/3 oktawowej lub wąskopasmowej /heterodynowej/, przy możliwości zastosowania transformacji czasowej sygnału oraz analogowej i cyfrowej rejestracji wyników pomiaru.

Podstawowym celem analizy i przetwarzania sygnału jest wybór charakterystycznych zakresów widma, w których zawarte są istotne informacje diagnostyczne silnie skorelowane ze zmianami stanu badanej maszyny, zgodnie z warunkiem ogólnym /4.1/.

## 5.2. Maszyny formierskie

5.2.1. Obiekt badań. Z akustycznego punktu widzenia, maszyny formierskie stanowią bardzo złożone źródło hałasów o charakterze impulsowo-udarowym i o dużych poziomach generowanego ciśnienia akustycznego, rzędu 110 - 125 dB. Wynika to z ogólnej



Rys.5.2. Schemat blokowy aparatury do analizy i przetwarzania sygnałów akustycznych. MP -- magnetofon pomiarowy, WZM -- wzmacniacz pomiarowy, CRP -- cyfrowy rejestrator przebiegów, OSC -- oscyloskop, AR -- analizator równoczesny, AH -- analizator heterodynowy, A 1/3 OKT -- analizator 1/3 oktawowy, REJ A -- rejestrator analogowy, EMC -- elektroniczne maszyna cyfrowa, DRUK -- drukarka, REJ C -- rejestrator cyfrowy.

zasady pracy sterowanego pneumatycznie urządzenia, polegającej na cyklicznym uderzaniu stołu z umieszczoną skrzynią formierską, wypełnioną masą i modelem, o podstawę stanowiącą element korpusu maszyny. Głównymi źródłami emitowanego sygnału są:

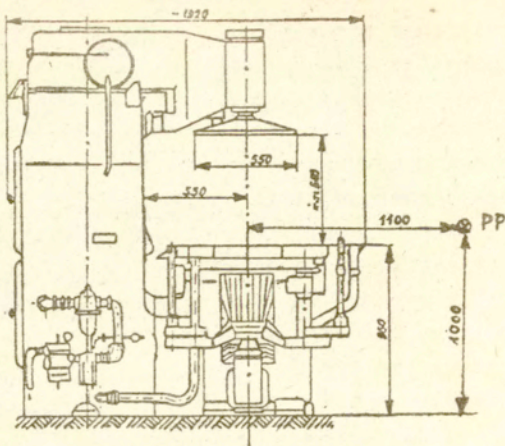
- gwałtowne i cykliczne zderzenia masy stołu z masą podstawy,
- wymuszone drgania korpusu maszyny,
- elementy pneumatycznego sterowania pracą urządzenia.

Sygnał akustyczny w dziedzinie czasu i w okresie trwania jednego cyklu roboczego /od 2 do 10 s/ jest quasi-periodycznym przebiegiem impulsowym, zakończonym w fazie wydechu aperiodycznym przebiegiem szumowym.

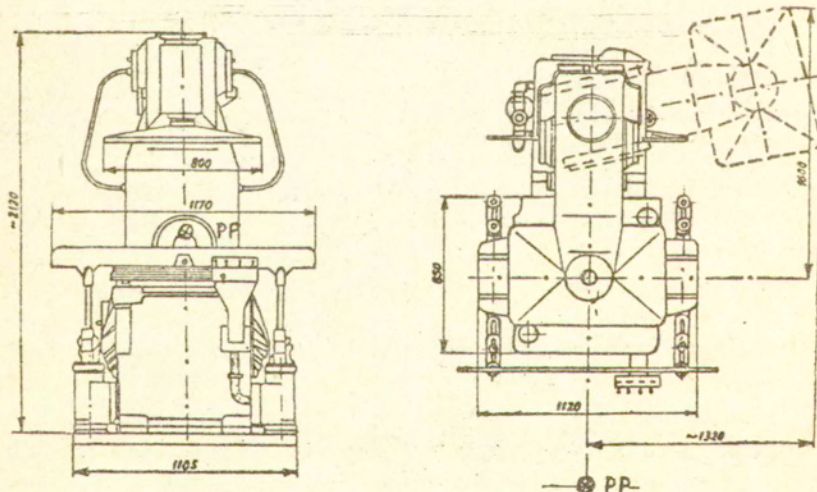
Przedmiotem badań były kombinowane formierki trzpieniowe typ FKT-108 produkcji Dolnośląskich Zakładów Metalowych "Dozamet" w Nowej Soli. Maszyny te są przeznaczone do wykonywania form odlewniczych i pracują na zasadzie wstrząsania, prasowania i oddzielania formy. Możliwe jest również połączenie wstrząsania i prasowania w jedną operację pracy maszyny formierskiej.

Widok ogólny maszyny formierskiej typ FKT-108 wraz z usytuowaniem punktu pomiarowego przedstawiono na rys.5.3, a jej najważniejsze parametry techniczne podano w tabeli 5.1. Ze względu na duże rozmiary geometryczne, masę, sposób posadowienia i zasilania, pomiary i rejestrację wybranych parametrów akustycznych maszyn formierskich przeprowadzono bezpośrednio na stanowiskach pracy w halach produkcyjnych zakładów "Dozamet" w Nowej Soli oraz Huty "Warszawa".

Do badań wybrano dziesięć egzemplarzy maszyn formierskich typ FKT-108, przyjmując jako kryterium wyboru ich stan techniczny, wyrażony w terminach czasu eksploatacji w zbliżonych warunkach pracy. Parametrem stanu  $x_1$  i-tej maszyny / $i=1,2,\dots,10$ / jest zatem czas jej eksploatacji, wyrażony w latach i obejmujący przedział od 0,1 roku /maszyna bezpośrednio po okresie próbnym, włączona do eksploatacji/ do 8 lat /maszyna przed generalnym remontem/. W tabeli 5.2. podano czas eksploatacji badanych egzemplarzy maszyn formierskich.



Widok z boku



Widok z przodu

Widok z góry

Rys.5.3. Widok ogólny maszyny formierskiej typ FKT-108 wraz z usytuowaniem punktu pomiarowego PP.



Tabela 5.1. Główne parametry techniczne maszyn formierskich  
typ FKT-108

Rozmiary skrzynki formierskiej w świetle	maksymalne	1100 x 900 mm
	minimalne	1000 x 800 mm
Wysokość skrzynki formierskiej	maksymalna	400 mm
	minimalna	250 mm
Skok prasowania		290 mm
Skok oddzielania formy		290 mm
Ciśnienie robocze sprężonego powietrza		600 kN/m <sup>2</sup>
Nośność zespołu wstrząsowego przy ciśnieniu roboczym 600 kN/m <sup>2</sup>		6400 N
Częstotliwość wstrząsów przy maksymalnym obciążeniu stołu		ok. 10 Hz
Siła prasowania przy ciśnieniu 600 kN/m <sup>2</sup>		175 kN
Rozmiary zewnętrzne	długość	1920 mm
	szerokość	1170 mm
	wysokość	2190 mm
Masa		36 kN

Tabela 5.2. Czas eksploatacji badanych egzemplarzy maszyn formierskich

Nr maszyny	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Czas eksploatacji /w latach/	0,1	0,6	1,5	2,0	3,0	4,2	4,7	6,0	6,5	8,0

5.2.2. Wyniki pomiarów. Parametrami widmowymi sygnału  $y_j$  / $j=1,2,\dots,n$ / są uśrednione wartości poziomów ciśnienia akustycznego w oktaowych i tercjowych pasmach częstotliwości. Wartości średnie oraz odchylenia standardowe obliczane były z

serii ponad 30 pomiarów sygnału akustycznego, emitowanego przez poszczególne egzemplarze maszyn. Sygnał ten mierzono i rejestrowano w typowych warunkach pracy maszyn formierskich typu FKT-108, obejmujących wstrząsanie z obciążeniem 3000 N. W wyniku wstępnych pomiarów, dotyczących wyznaczania rozkładu pola akustycznego wokół maszyny, określono, zgodnie z kryteriami podanymi w podrozdziale 5.1., położenie punktu pomiarowego PP /rys.5.3/. Punkt ten znajduje się w pobliżu urządzeń sterowniczych, w miejscu zajmowanym przez obsługę maszyny formierskiej. Wyniki pomiarów całkowitego poziomu ciśnienia akustycznego podano w tabeli 5.3. Przeprowadzona analiza widmowa sygnału akustycznego w pasmach oktawowych, której wyniki podano w tabeli 5.4 pozwoliła, w oparciu o zasady postępowania i kryteria wyboru określone w paragrafie 4.3, ustalić typ przetwornika wejściowego - mikrofonu pojemnościowego o średnicy  $D = 1,0$  cala jako spełniającego przyjęte założenia.

Tabela 5.3. Uśrednione wartości całkowitego poziomu ciśnienia akustycznego  $L_s$  [dB] oraz odchylenia standardowe  $\sigma$  [dB].

Nr maszyny	$L_s$ dB	$\sigma$ dB
1	113,5	1,18
2	113,9	1,21
3	115,3	0,98
4	117,0	1,04
5	116,8	1,26
6	118,5	1,12
7	119,3	1,37
8	119,1	1,16
9	121,5	1,09
10	122,3	1,21

W celu doboru charakterystycznych zakresów widma, w któ-

Tabela 5.4. Uśrednione wartości poziomu ciśnienia akustycznego  $L_s$  [dB] w pasmach oktawowych o częstotliwościach środkowych  $f_0$  [Hz] oraz odchylenia standardowe  $\sigma$  [dB]

Nr masyzny	$f_0$		250		500		1000		2000		4000		8000		16000		
	Hz																
1	$L_s$	100,9	104,4	104,6	107,3	108,3	103,3	95,6	94,6	95,7	89,2						
	$\sigma$	1,22	1,19	1,05	0,96	1,17	1,02	1,12	0,98	1,01	0,92						
2	$L_s$	99,0	103,0	101,4	107,9	109,7	105,6	98,3	95,1	95,9	88,9						
	$\sigma$	1,17	1,13	0,98	1,10	0,95	0,87	1,01	0,97	0,92	0,88						
3	$L_s$	101,0	103,9	102,7	109,1	112,0	104,1	99,5	97,1	94,6	89,6						
	$\sigma$	1,09	1,13	1,04	0,93	0,87	1,12	1,02	0,84	0,91	0,83						
4	$L_s$	102,1	104,1	103,9	110,5	114,2	106,0	101,8	97,7	95,6	89,7						
	$\sigma$	1,18	1,05	1,11	1,07	1,01	0,98	0,84	0,92	0,83	0,82						
5	$L_s$	104,1	104,8	104,4	109,5	113,6	107,3	101,9	97,3	95,3	88,4						
	$\sigma$	1,32	1,19	1,24	1,26	1,09	1,12	1,03	1,07	1,11	1,03						
6	$L_s$	104,8	104,2	105,7	112,4	115,7	106,9	101,7	96,3	97,2	90,5						
	$\sigma$	0,98	1,02	0,94	0,85	0,93	1,01	0,87	0,76	0,83	0,82						
7	$L_s$	104,7	104,8	107,2	113,1	116,5	107,9	102,2	96,8	95,7	89,9						
	$\sigma$	1,31	1,03	1,07	0,94	0,97	1,13	0,95	1,03	1,07	0,92						
8	$L_s$	105,1	105,8	105,6	113,7	115,5	109,8	103,4	98,6	96,1	90,3						
	$\sigma$	1,18	0,95	0,92	1,24	1,19	0,99	1,02	0,93	0,87	1,11						
9	$L_s$	107,3	108,2	109,0	115,4	118,6	110,6	104,0	99,6	96,5	89,9						
	$\sigma$	1,07	0,97	1,16	1,34	1,28	0,93	1,07	1,14	0,95	1,08						
10	$L_s$	108,6	108,8	111,1	116,4	119,1	111,2	104,9	101,5	98,1	89,7						
	$\sigma$	1,29	1,18	1,21	1,16	1,24	1,31	1,09	0,97	1,14	1,18						

rych parametry sygnału akustycznego  $y_j$  są silnie skorelowane z parametrami stanu  $x_i$  badanych maszyn formierskich, przeprowadzono analizę widmową sygnału w tercjowych pasmach częstotliwości. W tabeli 5.5 podano uśrednione wartości poziomu ciśnienia akustycznego w pasmach tercjowych oraz odchylenia standardowe.

5.2.3. Analiza statystyczna wyników pomiarów. Kryterium wyboru charakterystycznych zakresów widma /pasm diagnostycznych/ oparto na analizie statystycznej otrzymanych rezultatów pomiarów, obliczając numerycznie wartość współczynnika korelacji  $r$  w poszczególnych tercjowych pasmach częstotliwości według zależności [19]

$$/5.1/ \quad r = \frac{\sum_{i=1}^n x_i y_i - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n y_i}{\sqrt{\left[ \sum_{i=1}^n x_i^2 - \frac{1}{n} \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2 \right] \left[ \sum_{i=1}^n y_i^2 - \frac{1}{n} \left( \sum_{i=1}^n y_i \right)^2 \right]}}$$

Gdzie  $n=1,2,\dots,10$  oznacza liczbę par  $/x_i y_i/$ , oraz obliczając współczynniki  $a_r$  i  $b_r$  liniowej funkcji regresji

$$/5.2/ \quad y_i = a_r x_i + b_r$$

dla  $i=1,2,\dots,10$   
z zależności

$$/5.3/ \quad a_r = \frac{\sum_{i=1}^n x_i y_i - \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n x_i \sum_{i=1}^n y_i}{\sum_{i=1}^n x_i^2 - \frac{1}{n} \left( \sum_{i=1}^n x_i \right)^2}$$

oraz

$$/5.4/ \quad b_r = y_i - a_r x_i$$

Wartości współczynników korelacji  $r$  oraz współczynników  $a_r$  i  $b_r$  liniowej funkcji regresji dla tercjowych pasm częstotliwości podano w tabeli 5.6.

Tabela 5.5. Uśrednione wartości poziomu ciśnienia akustycznego  $L_s$  [dB] w pasmach tercjo-  
wych o częstotliwościach środkowych  $f_0$  [Hz] oraz odchylenia standardowe  $\sigma$  [dB]

Nr maszyny	$f_0$	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200
1	$L_s$	92,4	96,1	98,2	101,1	100,3	95,7	94,4	98,3	102,8	100,1
	$\sigma$	1,03	0,92	0,85	1,12	0,91	0,78	0,92	1,07	0,81	0,84
2	$L_s$	90,1	94,2	96,3	99,1	98,9	96,1	95,2	95,8	98,4	99,3
	$\sigma$	0,98	1,04	1,15	1,04	0,87	0,89	0,76	0,79	0,93	0,86
3	$L_s$	93,2	96,0	98,2	98,9	100,1	98,3	97,6	97,9	98,4	102,3
	$\sigma$	1,14	1,19	1,07	0,98	0,93	0,97	0,87	0,98	0,85	0,94
4	$L_s$	95,3	97,1	98,7	99,3	98,8	99,9	98,3	99,4	99,7	101,3
	$\sigma$	1,11	1,08	1,06	1,13	0,92	0,96	0,99	1,03	0,97	1,01
5	$L_s$	98,7	99,2	99,8	99,3	100,2	100,6	99,6	98,8	100,4	102,3
	$\sigma$	1,25	1,18	1,10	0,93	0,89	0,74	0,99	1,02	1,11	0,85
6	$L_s$	100,1	99,8	100,3	100,7	98,7	98,4	99,8	100,3	102,3	106,1
	$\sigma$	1,11	0,96	1,03	1,05	1,04	1,04	0,99	0,84	0,92	0,83
7	$L_s$	99,7	100,2	99,8	100,4	100,5	99,2	99,9	102,3	104,1	107,2
	$\sigma$	0,98	1,02	0,91	0,89	1,05	1,11	0,92	1,18	1,13	0,91
8	$L_s$	100,3	99,7	100,9	101,3	100,7	101,2	99,7	99,9	102,3	106,6
	$\sigma$	1,19	1,17	0,92	0,87	0,92	1,09	1,02	0,93	0,86	0,97
9	$L_s$	103,5	101,8	102,2	103,7	103,6	103,1	102,5	104,8	105,1	109,1
	$\sigma$	0,91	1,11	1,24	1,09	0,98	0,84	0,89	1,01	1,08	0,95
10	$L_s$	104,2	103,9	103,1	103,7	102,3	105,5	106,2	105,4	107,1	109,4
	$\sigma$	1,21	1,09	1,14	1,27	1,07	0,98	0,92	1,04	1,21	0,95

Tabela 5.5. - część druga

Nr maszyn	f <sub>0</sub>	Hz	250	315	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
1	L <sub>s</sub>	dB	102,0	104,5	106,3	100,6	101,1	100,7	98,3	94,6	93,2	90,1
	⊖	dB	0,97	1,03	0,97	1,17	1,05	0,96	0,89	0,79	1,06	0,95
2	L <sub>s</sub>	dB	103,2	105,1	105,8	104,7	104,2	102,3	101,7	96,2	94,3	94,7
	⊖	dB	1,05	0,96	1,09	0,99	1,11	0,87	0,84	0,94	0,99	0,74
3	L <sub>s</sub>	dB	104,7	105,3	108,1	108,3	104,2	100,3	98,9	98,7	96,5	94,2
	⊖	dB	1,03	1,13	0,95	1,09	0,89	0,93	0,83	0,96	0,82	0,91
4	L <sub>s</sub>	dB	105,2	108,1	110,2	110,7	106,3	102,7	100,4	100,2	98,7	97,5
	⊖	dB	0,94	0,98	1,04	1,01	1,03	0,89	0,94	0,97	0,84	0,99
5	L <sub>s</sub>	dB	103,4	107,1	110,2	108,7	106,8	104,7	101,3	100,5	99,2	96,5
	⊖	dB	0,78	0,95	1,01	0,92	0,87	0,92	0,95	0,84	0,87	0,79
6	L <sub>s</sub>	dB	106,9	109,2	111,3	112,3	108,3	103,7	101,8	100,3	98,7	95,9
	⊖	dB	0,81	1,14	1,10	0,92	0,82	0,86	0,94	0,95	0,83	0,79
7	L <sub>s</sub>	dB	108,1	109,3	113,0	112,1	109,1	104,2	103,1	101,7	99,3	96,7
	⊖	dB	0,79	0,81	1,04	0,96	0,97	0,79	0,94	0,98	0,83	0,87
8	L <sub>s</sub>	dB	109,2	110,3	112,4	109,9	109,2	107,3	103,8	102,7	100,2	98,5
	⊖	dB	1,04	0,75	0,86	0,91	1,01	0,93	0,87	0,95	0,83	1,01
9	L <sub>s</sub>	dB	109,8	112,3	115,1	114,2	111,3	108,5	104,2	102,3	100,7	99,2
	⊖	dB	0,97	0,87	0,83	1,02	0,94	1,03	0,97	0,94	1,14	1,21
10	L <sub>s</sub>	dB	111,0	113,5	117,4	112,3	109,8	109,1	103,6	104,2	102,7	98,8
	⊖	dB	1,18	1,13	0,89	1,15	1,03	0,97	1,21	1,16	1,27	0,98

Tabela 5.5. - część trzecia

Nr maszynowy	f <sub>o</sub>	H <sub>z</sub>	2500	3150	4000	5000	6300	8000	10000	12500	16000	20000
1	L <sub>s</sub>	dB	87,3	88,1	90,4	90,7	92,1	91,3	88,6	86,5	84,3	81,1
	C	dB	0,88	1,11	1,09	0,92	0,84	0,86	1,15	1,21	1,03	1,12
2	L <sub>s</sub>	dB	90,6	88,7	90,8	91,2	92,6	90,9	89,3	86,1	83,2	82,1
	C	dB	0,86	1,03	1,01	1,11	0,95	1,06	1,10	0,97	1,06	1,09
3	L <sub>s</sub>	dB	92,7	91,9	93,4	91,6	90,3	89,7	89,5	86,7	84,1	83,0
	C	dB	0,79	0,94	1,13	0,98	1,21	1,03	0,87	1,12	0,99	0,97
4	L <sub>s</sub>	dB	93,2	93,3	92,8	92,6	91,8	90,3	90,1	87,3	83,1	82,7
	C	dB	0,91	0,82	0,89	0,97	1,02	1,15	0,92	1,15	1,05	1,01
5	L <sub>s</sub>	dB	94,2	93,3	91,9	92,3	93,7	90,8	88,4	85,2	83,1	81,9
	C	dB	0,73	0,95	0,68	0,93	0,89	1,01	1,16	1,08	0,93	1,17
6	L <sub>s</sub>	dB	95,3	92,4	90,8	91,3	93,0	93,1	90,7	88,2	85,1	82,1
	C	dB	0,74	0,93	1,04	1,09	0,94	0,87	0,86	0,95	1,11	0,93
7	L <sub>s</sub>	dB	95,4	93,2	91,6	90,9	92,2	90,6	89,7	87,0	84,1	83,2
	C	dB	0,78	0,99	0,83	1,15	1,03	0,95	1,05	1,08	0,98	0,99
8	L <sub>s</sub>	dB	96,2	95,3	93,2	92,3	92,1	91,6	90,2	88,3	83,7	82,1
	C	dB	0,92	0,76	0,83	0,92	1,14	1,24	1,18	0,99	0,92	1,23
9	L <sub>s</sub>	dB	97,2	96,1	94,2	93,7	93,4	91,7	89,1	87,2	84,7	82,2
	C	dB	1,08	0,85	1,02	1,11	0,92	0,97	1,02	1,02	1,17	0,94
10	L <sub>s</sub>	dB	96,4	98,6	95,3	95,6	95,7	92,3	89,6	86,7	84,0	83,3
	C	dB	1,04	1,14	1,28	1,17	1,19	1,09	0,92	1,15	1,02	1,24

Tabela 5.6. Wartości współczynników korelacji  $r$  oraz współczynników  $a_r$  i  $b_r$  liniowej funkcji regresji dla pasm tercjowych o częstotliwościach środkowych  $f_0$  [Hz].

$f_0$	$r$	$a_r$	$b_r$
Hz			dB
25	0,96	1,72	91,5
31,5	0,95	1,05	94,9
40	0,95	0,71	97,1
50	0,78	0,52	98,8
63	0,69	0,40	98,9
80	0,90	1,01	96,1
100	0,94	1,19	94,9
125	0,89	1,02	96,6
160	0,80	0,86	98,9
200	0,96	1,35	99,4
250	0,97	1,12	102,2
315	0,97	1,11	104,3
400	0,96	1,35	106,0
500	0,80	1,23	104,9
630	0,93	1,08	103,0
800	0,94	1,09	100,4
1000	0,87	0,67	99,3
1250	0,93	1,04	96,3
1600	0,93	1,02	94,6
2000	0,83	0,85	93,1
2500	0,89	1,02	90,1
3150	0,93	1,11	89,0
4000	0,71	0,43	90,8
5000	0,74	0,41	90,7
6300	0,63	0,34	91,4
8000	0,55	0,21	90,5
10000	0,31	0,08	89,2
12500	0,40	0,14	86,4
16000	0,34	0,07	83,6
20000	0,42	0,10	81,9



Obliczono dla powyższych pasm tercjowych wartości statystyki  $t_s$

$$/5.5/ \quad t_s = \frac{r}{\sqrt{1-r^2}} \sqrt{n-2}$$

dla  $n = 10$  par  $/x_i, y_i/$ , oraz poziomy istotności  $\alpha$  rozkładu  $t$  Studenta [19], dla których należy odrzucić hipotezę  $H_0$  o braku korelacji między zmiennymi parametrami stanu  $x_1$  i parametrami sygnału  $y_1$ . Wyniki obliczeń zestawiono w tabeli 5.7.

Przyjmując poziom istotności  $\alpha = 0,01$ , co przy rozkładzie  $t$  Studenta z  $/n - 2/ = 8$  stopniami swobody daje krytyczną wartość  $t_\alpha = 3,355$ , należy hipotezę  $H_0$  odrzucić dla pasm tercjowych o częstotliwościach środkowych od 25 Hz do 3150 Hz, z wyjątkiem pasma o częstotliwości środkowej 63 Hz, gdzie  $t_s < t$ . Według danych z tabeli 5.6, kryterium temu odpowiada wartość współczynnika korelacji  $r > 0,77$ .

Ponieważ głównym celem badań eksperymentalnych maszyn formierskich było określenie odpowiednich zakresów częstotliwości w których występuje silna korelacja między parametrami  $x_1$  oraz  $y_1$ , a które jednocześnie są najbardziej wrażliwe na zmiany tych parametrów zgodnie z warunkiem /4.1/, przyjęto dodatkowe kryterium na wartość graniczną współczynnika  $a_{rg}$  liniowej funkcji regresji  $a_{rg} \geq 1,00$ .

Jednoczesne spełnienie warunków: /a/ silnej korelacji /wartość współczynnika korelacji  $r > 0,77$ / oraz /b/ odpowiedniej wrażliwości pasma wg wzoru /4.1/ / $a_{rg} \geq 1,00$ /, pozwoliło ograniczyć liczbę charakterystycznych pasm tercjowych do szesnastu, spełniających powyższe kryteria. W tabeli 5.8 podano dla tych wybranych pasm tercjowych odpowiednie wartości współczynników korelacji oraz liniowej funkcji regresji.

Tabela 5.7. Wartość statystyki  $t_s$  uśrednionych wartości poziomu ciśnienia akustycznego  $L_s$  [dB] w pasmach tercjowych o częstotliwościach środkowych  $f_0$  [Hz] oraz poziomy istotności  $\alpha$  rozkładu  $t$  Studenta dla

$f_0$ Hz	$t_s$	$\alpha$	$t_s \geq t_{\alpha}$
25	9,26	0,001	
31,5	8,69	0,001	
40	8,21	0,001	
50	3,56	0,01	
63	2,68	0,05	
80	5,76	0,001	
100	7,56	0,001	
125	5,42	0,001	
160	3,71	0,01	
200	9,97	0,001	
250	9,76	0,001	
315	12,03	0,001	
400	11,30	0,001	
500	3,76	0,01	
630	6,94	0,001	
800	7,69	0,001	
1000	4,92	0,01	
1250	7,35	0,001	
1600	7,09	0,001	
2000	4,15	0,01	
2500	5,67	0,001	
3150	7,22	0,001	
4000	2,85	0,05	
5000	3,09	0,02	
6300	2,35	0,05	
8000	1,86	0,1	
10000	0,93	0,4	
12500	1,23	0,3	
16000	1,04	0,4	
20000	1,31	0,3	

Tabela 5.8. Wartości współczynników korelacji  $r$  oraz współczynników  $a_r$  i  $b_r$  liniowej funkcji regresji dla charakterystycznych pasm tercjowych o częstotliwościach środkowych  $f_0$  [Hz].

Lp	$f_0$ Hz	$r$	$a_r$	$b_r$ dB
1	25	0,96	1,72	91,5
2	31,5	0,95	1,05	94,9
3	80	0,90	1,01	96,1
4	100	0,94	1,19	94,9
5	125	0,89	1,02	96,6
6	200	0,96	1,35	99,4
7	250	0,97	1,12	102,2
8	315	0,97	1,11	104,3
9	400	0,96	1,35	106,0
10	500	0,80	1,23	104,9
11	630	0,93	1,08	103,0
12	800	0,94	1,09	100,4
13	1250	0,93	1,04	96,3
14	1600	0,93	1,02	94,6
15	2500	0,89	1,02	90,1
16	3150	0,93	1,11	89,0

5.2.4. Wybór pasm diagnostycznych. Wyznaczone w ten sposób charakterystyczne pasma tercjowe można następnie pogrupować w szersze zakresy częstotliwości, nazywane dalej p a s m a m i d i a g n o s t y c z n y m i, obejmujące określone obszary widma sygnału akustycznego emitowanego przez maszyny formierskie i pochodzące od poszczególnych źródeł cząstkowych, których fizyczny mechanizm generacji można w przybliżeniu zidentyfikować zgodnie z klasyfikacją podaną w podrozdziale 4.1.

W zakresie małych częstotliwości, obejmującym dwa pierw-

sze pasma charakterystyczne w tabeli 5.8, zawarta jest energia sygnału akustycznego, związana z częstotliwością podstawową  $F_0 \approx 10$  Hz pobudzania układu mechanicznego oraz jej trzema lub czterema harmonicznymi, w zależności od obciążenia stołu. Zachodzi tu zjawisko generacji sygnału akustycznego wskutek promieniowania drgającej płyty sztywnej stołu, doznającej impulsowego przyspieszenia podczas zderzenia z cylindrem korpusu. Proces ten decyduje o poprawności działania maszyny formierskiej w sensie technologicznym, tzn. właściwego zagęszczenia masy formierskiej [1]. Ten zakres częstotliwości  $f < 50$  Hz, obejmuje pierwsze pasmo diagnostyczne F1.

W drugim paśmie diagnostycznym F2 występują wszystkie pozostałe efekty akustyczne o częstotliwościach większych od górnej częstotliwości granicznej pasma F1, co umożliwia pomiar sygnału bez częstotliwości podstawowej pobudzenia  $F_0$  i jej kilku pierwszych harmonicznymi oraz zapewnia jednocześnie filtrację zakłóceń elektromagnetycznych, wprowadzanych przez sieć energetyczną. Pasmo to obejmuje częstotliwości  $f > 80$  Hz i zawiera wszystkie charakterystyczne pasma tercjowe, z wyjątkiem pierwszego i drugiego.

Analizując otrzymane rezultaty uśrednionych wartości poziomu ciśnienia akustycznego w pasmach tercjowych /tabela 5.5/ można stwierdzić, że w zakresie od ok. 60 Hz do 160 Hz występuje lokalne minimum sygnału, w którym jednak zarówno wartości współczynnika korelacji  $r$ , jak też współczynnika  $a_T$  liniowej funkcji regresji spełniają przyjęte kryteria, dotyczące wartości informacyjnej parametrów sygnału  $y_1$ . Trudno jest ustalić dokładnie fizyczny charakter generacji sygnału akustycznego w tym obszarze częstotliwości; związany jest on prawdopodobnie ze zjawiskami silnie tłumionego antyrezonansu drgań elementów korpusu maszyny. Przyjęte trzecie pasmo diagnostyczne F3 obejmuje zatem zakres od 60 Hz do 160 Hz, tj. charakterystyczne pasma tercjowe nr 3, 4 i 5.

Przeprowadzone badania eksperymentalne oraz wyniki prac innych autorów [1,56] wykazują, iż maksimum energii akustycznej sygnału emitowanego przez maszyny formierskie jest skon-

centrowane głównie w zakresie częstotliwości od ok. 160 Hz do ok. 5000 Hz. Rezultaty te znalazły również potwierdzenie w przeprowadzonej w Instytucie Mechaniki i Wibroakustyki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie analizie teoretycznej modelu zderzenia stołu z cylindrem korpusu maszyny formierskiej [63]. Dla badanych maszyn formierskich typu FKT-108 zakres ten można podzielić na dwa podzakresy: pierwszy, który obejmuje częstotliwości od 160 Hz do 2000 Hz, tj. pasma charakterystyczne nr 6 - 14, oraz drugi - od 2000 Hz do 4000 Hz, tj. pasma charakterystyczne nr 15 i 16.

W zakresie częstotliwości od 160 Hz do 2000 Hz, w którym skupiona jest największa energia sygnału akustycznego, decydującą rolę w mechanizmie generacji sygnału odgrywają efekty związane z promieniowaniem elementów konstrukcyjnych korpusu maszyny, pobudzonych do drgań nagłym zderzeniem stołu z cylindrem. Występują tu głównie efekty połączone z promieniowaniem wywołanym zanikającymi quasi-ustalonymi drganiami własnymi elementów korpusu oraz drganiami wskutek dynamicznych odkształceń sprężystych powierzchni stołu [1]. Obszar ten obejmuje czwarte pasmo diagnostyczne F4, ograniczone częstotliwościami 160 Hz oraz 2000 Hz.

Ponieważ pasmo diagnostyczne F4 obejmuje szeroki zakres częstotliwości, ważny z punktu widzenia modernizacji dotychczasowych typów maszyn i opracowania nowych konstrukcji, podzielono to pasmo na cztery zakresy, umożliwiające dokładniejszą ocenę wpływu poszczególnych elementów konstrukcyjnych na rozkład energii akustycznej w tym paśmie. Przyjęte pasmo diagnostyczne F5 obejmuje charakterystyczne pasma tercjowe nr 6 i 7, pasmo diagnostyczne F6 - pasma charakterystyczne nr 8, 9 i 10, pasmo diagnostyczne F7 - pasma tercjowe nr 11 i 12, a pasmo diagnostyczne F8 - pasma nr 13 i 14.

Z tabeli 5.8 wynika, iż przyjęte poprzednio kryteria statystyczne spełniają również pasma charakterystyczne nr 15 i 16, w których wartość uśrednionego poziomu ciśnienia akustycznego jest mniejsza niż w paśmie F4 i związana jest w dużej mierze z występowaniem hałasów aerodynamicznych, wywołaną

nych pneumatycznym sterowaniem pracą maszyny formierskiej. Dla pasma diagnostycznego F9 przyjęto zakres częstotliwości od 2000 Hz do 4500 Hz. Składowe widma o częstotliwościach wyższych niż 4500 Hz mają minimalny wpływ na całkowity poziom emitowanego sygnału akustycznego.

Z tabeli 5.3 wynika, że istotnym parametrem sygnału akustycznego, w normalnych warunkach pracy maszyny formierskiej, jest uśredniony poziom ciśnienia akustycznego  $L_p$  w pełnym zakresie częstotliwości, który związany jest ze stanem technicznym maszyny, wyrażonym np. w terminach czasu jej eksploatacji. W związku z tym przyjęto dodatkowe pasmo diagnostyczne F10, obejmujące pełny zakres częstotliwości do 8000 Hz.

W tabeli 5.9 zestawiono zakresy częstotliwości, objęte pasmami diagnostycznymi F1 - F10, ustalonymi dla maszyn formierskich typu FKT-108.

Tabela 5.9. Zakresy częstotliwości pasm diagnostycznych dla maszyn formierskich typu FKT-108.

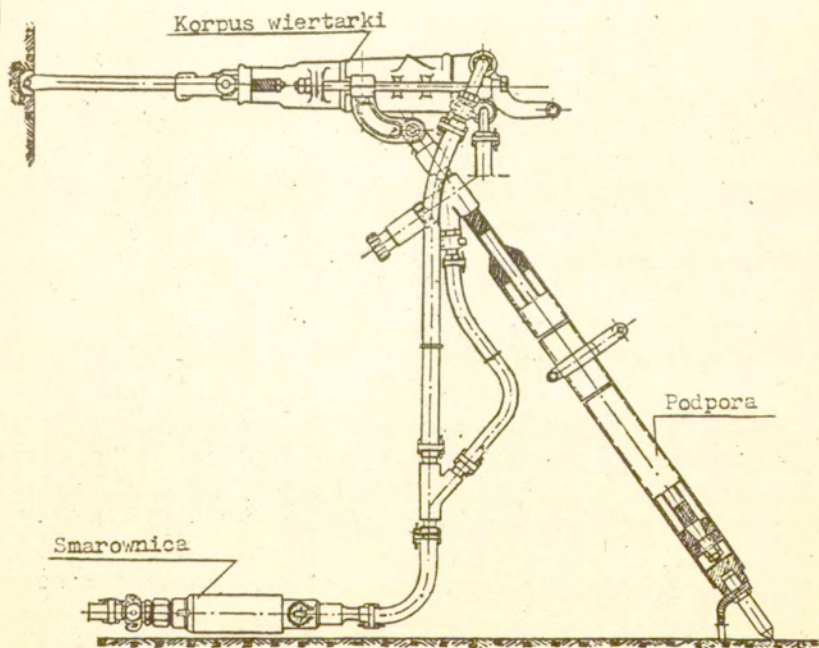
Pasma diagnostyczne	Zakres częstotliwości
F1	$f < 50$ Hz
F2	$f > 80$ Hz
F3	60 Hz - 160 Hz
F4	160 Hz - 2000 Hz
F5	160 Hz - 300 Hz
F6	300 Hz - 600 Hz
F7	600 Hz - 1000 Hz
F8	1000 Hz - 2000 Hz
F9	2000 Hz - 4500 Hz
F10	$f < 8000$ Hz

Wyznaczone pasma diagnostyczne stwarzają podstawę fizyczną do koncepcyjnego opracowania układów filtrów elektronicznych, które stanowią zasadniczy element specjalistycznej aparatury pomiarowo-kontrolnej do diagnostyki maszyn formierskich.

omówionej w dalszym ciągu pracy.

### 5.3. Wiertarki udarowo-obrotowe

5.3.1. Obiekt badań. Badania akustyczne dotyczyły pneumatycznych wiertarek udarowo-obrotowych typu WUP-22 produkcji Fabryki Sprzętu i Narzędzi Górniczych w Katowicach. Wiertarki te służą do wykonywania otworów strzałowych w górotworze i stanowią jedno z podstawowych narzędzi w przemyśle wydobywczym. Drażnienie otworów odbywa się poprzez posuwisto-zwrotny ruch wiertła, które w czasie powrotnego skoku obracane jest o pewien kąt, dzięki czemu jego ostrze uderza w coraz to nowe miejsce górotworu, powodując odprysk cząsteczek skały od ciałny. Na rys.5.4 podano szkic konstrukcyjno-funkcjonalny wiertarki WUP-22.



Rys.5.4. Szkic konstrukcyjno-funkcjonalny wiertarki typu WUP-22.

Wiertarka wyposażona jest w urządzenie pozwalające na usuwanie zwiercin z wierconego otworu za pomocą strumienia wody lub sprężonego powietrza. Wiertarki przystosowane są do pracy na podporze pneumatycznej, która wpływa na lepsze prowadzenie wiertła, jak również zapobiega zakleszczaniu lub łamaniu wierteł, szczególnie podczas wiercenia otworów poziomych i zwróconych osiå ku górze. Praca wiertarki na podporze zwiększa wydajność wiercenia i zmniejsza wysiłek pracownika, chroniąc go jednocześnie przed urazami stawów, wywołanymi przez ręczną pracę narzędziami udarowymi. Wiertarka i podpora są smarowane samoczynnie za pomocą smarownicy przewodowej, zabudowanej w obwodzie sprężonego powietrza.

W tabeli 5.10 podano główne parametry techniczne wiertarki udarowo-obrotowej WUP-22.

Tabela 5.10. Główne parametry techniczne wiertarki WUP-22.

Masa wiertarki /bez wiertła/	218 N
Długość wiertarki /bez wiertła/	635 mm
Średnica bijaka	76,2 mm
Skok bijaka	49,0 mm
Masa bijaka	19 N
Częstotliwość uderzeń przy ciśnieniu sprężonego powietrza 400 kN/m <sup>2</sup>	ok. 34 Hz
Częstotliwość obrotów wiertła /przy 400 kN/m <sup>2</sup>	ok. 3,85 Hz

Generacja sygnału akustycznego w wiertarce udarowo-obrotowej jest procesem fizycznym bardzo złożonym [57,68]. Podczas jej funkcjonowania następują wzajemne zderzenia części o różnej masie oraz występuje zjawisko reakcji po zderzeniu i pobudzenie obudowy do drgań. Uderzenie w wiertło, powodujące jego wgłębienie się w skałę, uzyskuje się za pomocą bijaka, który wykonuje ruch posuwisto-zwrotny, sterowany sprężonym powietrzem. Zderzenia te, zamieniając energię zasilania na energię udaru, następują z różną siłą oraz częstotliwością, zależnie od parametrów zewnętrznych, takich jak np. obciążenie



i ciśnienie powietrza zasilającego. Działanie układu rozrządu powoduje dodawanie się do sygnału impulsowego składowych o częstotliwości kilkakrotnie większej od częstości uderów wiertarki.

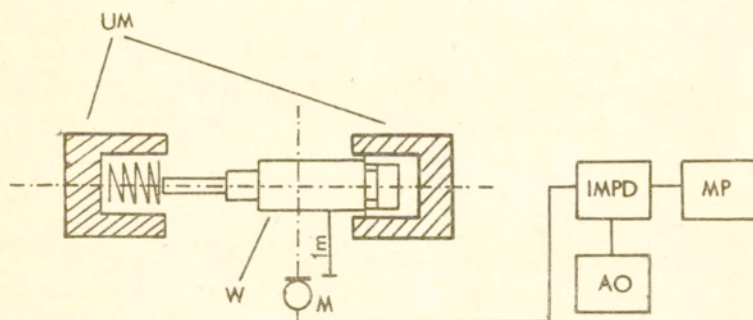
Wydostające się po każdym cyklu pracy powietrze jest przyczyną powstawania składowych sygnału akustycznego o charakterze szumowym. Luzy pomiędzy powierzchniami trącymi, deformacje elementów w czasie pracy, niejednorodność struktury powierzchni współpracujących ze sobą elementów itp., powodują powstawanie składowych hałasu o charakterze stochastycznym.

Podczas funkcjonowania wiertarki występuje wiele parametrów pracy, które można mierzyć bezpośrednio, jak np. liczbę uderów w jednostce czasu, moc udaru, zużycie powietrza, hałas i drgania generowane przez wiertarkę. Na zmiany tych parametrów wpływają zarówno czynniki zewnętrzne, takie jak np. własności wierconego górotworu i/lub zmiana warunków zasilania, jak również czynniki wewnętrzne związane ze stanem technicznym wiertarki.

Zgodnie z przyjętym założeniem, pod pojęciem stanu wiertarki rozumieć należy zbiór wartości parametrów, charakteryzujących główne elementy konstrukcyjne i funkcjonalne wiertarki, przede wszystkim bijak, układ rozrządu oraz układ sterowania pneumatycznego. Zmiany luzów, zużycie się, złamanie lub pęknięcie elementów rozrządu, przedostanie się do niego zanieczyszczeń wraz z powietrzem i wodą zasilającą, mogą spowodować istotną zmianę parametrów stanu urządzenia. Zbiór stanów wiertarki jest ograniczony, a podstawa podziału tego zbioru na klasy wynika z praktyki eksploatacyjnej. W procesie diagnozowania pod uwagę brane są zmiany, które powodują przejście wiertarki z jednej klasy do drugiej. W kontekście obecnej pracy, do celów diagnostyki kontrolnej przyjęto podział zbioru stanów na dwie klasy: wiertarki sprawne i niesprawne. W zależności od potrzeb praktycznych możliwe jest oczywiście stosowanie klasyfikacji bardziej rozbudowanej.

5.3.2. Wyniki pomiarów. Badania akustyczne wiertarek wykonano

na stanowisku kontrolno-pomiarowym u producenta. Pomiar przeprowadzono bezpośrednio podczas pracy wiertarki, rejestrując równocześnie sygnał akustyczny w celu jego dalszej analizy w laboratorium, stosując układ podany na rys.5.5.



Rys.5.5. Schemat blokowy układu do pomiaru i rejestracji sygnału akustycznego wiertarek: W - wiertarka, UM - uchwyt mocujący, M - mikrofon, IMPD - impulsowy miernik poziomu dźwięku, MP - magnetofon pomiarowy, AO - analizator oktawowy.

Położenie punktu pomiarowego, w którym umieszczony był mikrofon M /rys.5.5/, określono zgodnie z kryteriami podanymi w podrozdziale 5.1, zachowując również ogólne warunki akustyczne badań, stosownie do podanych w tym podrozdziale zaleceń. Sygnał akustyczny mierzono i rejestrowano w odległości 1 m od korpusu wiertarki zamocowanej w specjalnym uchwycie kontrolnym na wysokości 1 m od podłogi, w czasie jej pracy bez obciążenia.

W celu określenia korelacji pomiędzy zmianami parametrów stanu  $x_1$  badanych wiertarek z parametrami generowanego podczas ich pracy sygnału akustycznego  $y_1$ , przeprowadzono czynny

eksperyment diagnostyczny, polegający na symulowaniu zasadniczych usterek i wad wykonawczych oraz eksploatacyjnych wiertarek, obejmujących jej trzy podstawowe podzespoły: układ bijaka, rozrzędu oraz sterowania pneumatycznego.

Badaniami objęto 60 egzemplarzy wiertarek, uznanych - zgodnie z konwencjonalnymi metodami kontroli produkcji - za właściwie działające, i z tej populacji określono statystyczny wzorzec wiertarki pełnosprawnej. W tabelach tę grupę wiertarek oznaczono symbolem WZORZEC.

Symulację zmian układu bijaka przeprowadzono dla 40 egzemplarzy wiertarek, zwiększając w nich luz pomiędzy bijakiem /tłokiem/ a cylindrem o 0,25 mm, co odpowiada wartości tego luzu, kwalifikującej wiertarkę do remontu. W tabelach wiertarki te oznaczono symbolem BIJAK.

W 30 egzemplarzach wiertarek przeprowadzono zmiany systemu rozrzędu, poprzez wyjęcie 1 lub 2 sprężyn zapadki, symulując zarówno ich pęknięcie lub nadmierne osłabienie sprężystości, jak również uszkodzenie zapadek. W tabelach wiertarki te oznaczono umownie symbolem ROZRZĄD.

Uszkodzenia układu sterowania pneumatycznego wiertarki objawiają się głównie zmniejszeniem ciśnienia sprężonego powietrza, toteż w celu symulacji tych uszkodzeń przeprowadzono badania diagnostyczne 40 egzemplarzy wiertarek przy ciśnieniu sprężonego powietrza obniżonym do wartości rzędu  $250 \text{ kN/m}^2$  -  $300 \text{ kN/m}^2$ . Statystycznego przedstawiciela tej grupy wiertarek oznaczono w tabelach symbolem STEROWANIE.

Dla określonych wyżej czterech grup wiertarek przeprowadzono pomiary całkowitego poziomu ciśnienia akustycznego, a uśrednione wartości tego poziomu oraz odchylenia standardowe podano w tabeli 5.11.

Analiza widmowa sygnału akustycznego generowanego podczas pracy wiertarek udarowo-obrotowych typu WUP-22 w pasmach oktawowych, której wyniki podano w tabeli 5.12, pozwoliła stwierdzić, w oparciu o kryteria wyboru określone w paragrafie 4.3, że mikrofon o średnicy zewnętrznej  $D=1,0$  cala spełnia przyjęte założenia pomiarowe.

Tabela 5.11. Uśrednione wartości całkowitego poziomu ciśnienia akustycznego  $L_s$  [dB] oraz odchylenia standardowe  $\sigma$  [dB].

Symbol grupy wiertarek	$L_s$ dB	$\sigma$ dB
WZORZEC	113,8	1,67
BIJAK	115,7	1,84
ROZRZĄD	115,4	1,32
STEROWANIE	113,7	1,26

W celu doboru charakterystycznych zakresów widma, w których parametry sygnału akustycznego  $y_j$ , będące uśrednionymi wartościami poziomów ciśnienia akustycznego w określonych pasmach częstotliwości, są silnie skorelowane ze zmianami parametrów stanu  $x_1$  czterech badanych grup wiertarek udarowo-obrotowych, przeprowadzono w laboratorium analizę widmową sygnału w pasmach tercjowych. Wyniki tych pomiarów podano w tabeli 5.13.

2.3.3. Analiza statystyczna wyników pomiarów. Wyboru charakterystycznych zakresów widma, to jest pasm diagnostycznych, dokonano w oparciu o analizę statystyczną otrzymanych rezultatów pomiarów, stosując kryteria parametrycznego testu istotności dla wartości średnich dwu populacji [65]. Obliczono numerycznie dla tego testu wartość statystyki  $u_m$  w poszczególnych tercjowych pasmach częstotliwości według zależności

Tabela 5.12. Uśrednione wartości poziomu ciśnienia akustycznego  $L_s$  [dB] w pasmach oktaowych o częstotliwościach środkowych  $f_0$  [Hz] oraz odchylenia standardowe  $\sigma$  [dB].

Symbole grupy wiertarek	$f_0$ Hz	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	16000
WZORZEC	$L_s$ dB	88,9	91,7	107,3	109,8	106,6	103,0	98,2	99,1	98,8	87,7
	$\sigma$ dB	1,87	1,64	2,12	1,93	2,31	2,07	1,64	1,82	2,02	2,41
BIJAK	$L_s$ dB	91,2	92,3	110,1	111,5	107,7	104,7	99,8	100,8	99,7	88,9
	$\sigma$ dB	2,02	1,95	1,87	1,95	2,05	2,12	1,87	2,12	2,31	1,97
ROZRZĄD	$L_s$ dB	93,3	92,4	108,3	112,1	107,5	103,9	99,1	100,2	99,8	88,6
	$\sigma$ dB	2,45	1,45	1,67	1,83	2,11	1,93	1,97	2,07	1,85	1,67
STEROWANIE	$L_s$ dB	91,4	92,1	106,1	109,4	107,8	104,2	99,0	100,1	97,6	86,7
	$\sigma$ dB	1,91	2,02	1,34	1,57	2,03	2,31	2,42	1,73	1,68	1,84

Tabela 5.13. Uśrednione wartości poziomu ciśnienia akustycznego  $L_s$  [dB] w pasmach tercjowych o częstotliwościach środkowych  $f_0$  [Hz] oraz odchylenia standardowe  $G$  [dB].

Symbol grupy wiertarek	WZORZEC		BIJAK		ROZRZĄD		STEROWANIE	
	$L_s$ [dB]	$G$ [dB]	$L_s$ [dB]	$G$ [dB]	$L_s$ [dB]	$G$ [dB]	$L_s$ [dB]	$G$ [dB]
25	81,3	2,32	82,3	1,97	84,5	2,01	82,0	1,42
31,5	86,6	2,01	89,6	1,87	92,3	1,83	88,9	1,13
40	83,0	2,42	83,6	1,73	82,3	1,62	86,3	1,17
50	83,2	1,87	82,4	1,54	86,2	2,07	84,3	1,94
63	82,7	2,14	84,3	1,67	84,5	1,92	83,7	1,17
80	90,3	1,75	91,5	1,72	90,1	2,04	90,5	0,98
100	94,2	2,73	96,7	1,93	98,1	2,17	93,4	1,23
125	101,3	2,14	105,1	1,11	102,6	2,34	99,8	2,01
160	105,7	1,87	108,2	1,03	106,3	1,89	104,5	1,93
200	105,2	1,93	106,7	0,94	107,9	1,43	104,2	1,15
250	100,3	1,91	104,1	0,93	101,0	1,67	100,5	1,72
315	107,1	2,03	108,3	1,12	109,9	2,14	107,0	1,57
400	104,8	1,57	106,2	1,17	106,1	1,25	106,1	1,44
500	98,3	1,43	99,3	1,02	98,2	1,12	99,4	1,23
630	99,3	1,14	99,6	0,87	99,5	1,73	100,7	1,84
800	101,2	1,74	103,3	0,97	102,3	1,64	102,8	2,01
1000	96,1	2,01	97,2	1,42	96,2	2,07	95,7	2,32
1250	94,2	1,87	95,0	1,37	95,1	2,23	95,8	1,04
1600	94,7	1,63	96,2	1,62	95,4	2,14	96,0	0,97
2000	93,2	1,54	95,1	1,12	94,6	1,71	93,9	1,34
2500	92,1	0,93	93,3	1,18	92,4	1,32	91,8	1,12
3150	93,5	1,94	96,0	1,43	95,1	1,93	95,4	1,61
4000	95,4	1,84	96,7	1,41	96,2	1,89	96,9	1,52
5000	93,7	1,42	95,2	1,37	94,8	1,94	92,6	1,81
6300	96,1	0,91	97,3	1,54	97,0	1,11	95,2	1,36
8000	93,6	1,73	94,5	1,67	94,8	1,46	91,1	1,42
10000	90,8	1,17	91,1	1,32	92,0	1,67	90,6	1,73
12500	84,3	1,42	85,4	1,43	85,2	1,62	83,0	1,14
16000	83,2	1,53	84,3	1,68	84,2	1,32	82,6	1,13
20000	80,7	1,61	81,9	1,39	81,4	1,24	79,2	1,44

$$/5.6/ \quad u_m = \frac{\frac{1}{n_w} \sum_{k=1}^{n_w} y_k - \frac{1}{n_m} \sum_{j=1}^{n_m} y_j}{\sqrt{\frac{G_w^2}{n_w} + \frac{G_m^2}{n_m}}}$$

gdzie:  $n_w, n_m$  - liczebności populacji wiertarek, odpowiednio wzorcowych i badanych,

$y_k, G_w, y_j, G_m$  - wartości poziomu ciśnienia akustycznego oraz ich uśrednione odchylenia standardowe, odpowiednio dla wiertarek wzorcowych i badanych.

W tabeli 5.14 podano wartość statystyki  $u_m$  dla wiertarek z symulowanymi usterkami układu: bijaka -  $u_B$ , rozrządu -  $u_R$  oraz sterowania -  $u_S$ , przyjmując, zgodnie z danymi w paragrafie 5.3.2, następujące liczebności populacji:  $n_w = 60, n_B = 40, n_R = 30, n_S = 40$ .

W oparciu o wyniki dwu niezależnych prób, odpowiednio o liczebnościach  $n_w$  i  $n_m$  oraz wartościach średnich  $y_{sw}$  i  $y_{sm}$ , sprawdzono hipotezę  $H_0: y_{sw} = y_{sm}$ , wobec hipotezy alternatywnej  $H_1: y_{sw} \neq y_{sm}$ . Przyjmując poziom istotności  $\alpha = 0,001$ , co przy rozkładzie  $N(0,1)$  daje wartość krytyczną statystyki  $u_\alpha = 3,09$ , a następnie ustalając graniczną wartość krytyczną statystyki  $u_{\alpha g} = 4,0 / \alpha < 0,001$ , otrzymano charakterystyczne tercjowe pasma częstotliwości, dla których  $|u_m| \geq u_{\alpha g}$ . Pozwoliło to odrzucić hipotezę  $H_0$  o równości średnich na korzyść alternatywy  $H_1$ . Spełnienie tego warunku umożliwiło ograniczenie liczby charakterystycznych pasm tercjowych do szesnastu dla uszkodzeń układu bijaka /tabela 5.15/, do ośmiu przy uszkodzeniach rozrządu /tabela 5.16/ oraz do trzynastu przy usterkach systemu sterowania wiertarki /tabela 5.17/.

Tabela 5.14. Wartości statystyki  $u_m$  wiertarek z usterkami układu bijaka  $-u_B$ , rozrzędu  $-u_R$  oraz sterowania  $-u_S$  dla pasm terejowych o częstotliwościach środkowych  $f_o$  [Hz].

$f_o$ [Hz]	$-u_B$	$-u_R$	$-u_S$
25	-2,31	-6,76	-1,87
31,5	-7,63	-13,47	-7,30
40	-1,44	1,63	-9,09
50	2,33	-6,69	-2,82
63	-4,19	-4,03	-3,01
80	-3,39	0,46	-0,73
100	-5,36	-7,35	1,99
125	-11,61	-2,55	3,56
160	-8,58	-1,42	3,08
200	-5,17	-4,99	3,24
250	-13,24	-1,78	0,54
315	-3,79	-5,95	0,28
400	-5,10	-4,26	-4,26
500	-4,08	0,36	-4,10
630	-1,49	-0,57	-4,29
800	-7,72	-2,94	-4,11
1000	-3,21	-0,22	0,89
1250	-2,47	-1,90	-5,48
1600	-4,52	-1,58	-4,99
2000	-7,14	-3,78	-2,40
2500	-5,41	-1,11	1,40
3150	-7,41	-3,70	-5,32
4000	-3,99	-1,91	-4,43
5000	-5,29	-2,76	3,24
6300	-4,44	-3,84	3,67
8000	-2,60	-3,45	7,89
10000	-3,49	-3,52	0,64
12500	-1,72	-3,78	5,01
16000	-3,32	-3,27	2,25
20000	-3,96	-2,28	4,92



Tabela 5.15. Wartości statystyki  $u_B$  dla charakterystycznych pasm tercjowych o częstotliwościach środkowych  $f_0$  [Hz] przy warunku  $|u_B| \geq u_{\alpha \beta}$ .

Lp	$f_0$ Hz	$u_B$
1	31,5	7,63
2	63	4,19
3	100	5,36
4	125	11,61
5	160	8,58
6	200	5,17
7	250	13,24
8	400	5,10
9	500	4,08
10	800	7,72
11	1600	4,52
12	2000	7,14
13	2500	5,41
14	3150	7,41
15	5000	5,29
16	6300	4,44

Tabela 5.16. Wartości statystyki  $u_R$  dla charakterystycznych pasm tercjowych o częstotliwościach środkowych  $f_0$  [Hz], przy warunku  $|u_R| \geq u_{\alpha \beta}$ .

Lp	$f_0$ Hz	$u_B$
1	25	6,76
2	31,5	13,47
3	50	6,69
4	63	4,03
5	100	7,35
6	200	4,99
7	315	5,95
8	400	4,26

Tabela 5.17. Wartości statystyki  $u_S$  dla charakterystycznych pasm tercjowych o częstotliwościach środkowych  $f_0$  [Hz], przy warunku  $|u_S| \geq u_{\infty g}$ .

Lp	$f_0$ Hz	$u_S$
1	31,5	7,30
2	40	9,09
3	400	4,26
4	500	4,10
5	630	4,29
6	800	4,11
7	1250	5,48
8	1600	4,99
9	3150	5,32
10	4000	4,43
11	8000	7,89
12	12500	5,01
13	20000	4,92

5.3.4. Wybór pasm diagnostycznych. Stosując metodę postępowania podobną do opisanej w podrozdziale 5.2.4, można wyznaczone pasma tercjowe pogrupować w pasma diagnostyczne, obejmujące charakterystyczne obszary widma sygnału akustycznego, emitowanego przez wiertarki z trzema grupami omawianych uszkodzeń.

W zakresie małych częstotliwości, obejmującym pierwsze pasmo charakterystyczne w tabeli 5.16, zawarta jest energia sygnału akustycznego związana z częstotliwością obrotów wiertła podczas ruchu posuwisto-zwrotnego oraz jej harmonicznymi. Zachodzi tu zjawisko generacji sygnału akustycznego wskutek promieniowania drgającego układu wiertła i bijaka, doznającego impulsowych przyspieszeń podczas ruchu obrotowo-posuwistego. Ten zakres częstotliwości  $f < 28$  Hz obejmuje pierwsze pasmo diagnostyczne F1.

Drugie pasmo diagnostyczne F2, pokrywające się z charakterystycznym pasmem tercjowym o częstotliwości środkowej  $f_0 = 31,5$  Hz obejmuje zakres widma, w którym zawarta jest częstotliwość podstawowa uderzeń bijaka w wiertło. Częstotliwość ta w przypadku wiertarek WUP-22, przy roboczym ciśnieniu sprężonego powietrza  $400 \text{ kN/m}^2$ , wynosi ok. 34 Hz. Mechanizm generacji impulsowego sygnału akustycznego wiąże się w tym przypadku, stosowanie do klasyfikacji podanej w podrozdziale 4.1, z promieniowaniem drgającej bryły sztywnej, tj. wiertła i bijaka, oraz promieniowaniem quasi-ustalonym, wywołanym drganiami własnymi pobudzanego udarowo wiertła. W tym paśmie diagnostycznym widoczna jest korelacja między zmianami stanu badanych wiertarek w układach bijaka, rozrządu i sterowania, a poziomem generowanego ciśnienia akustycznego. Dla omawianych typów uszkodzeń wartość statystyki  $u_m$  w paśmie diagnostycznym F2 spełnia warunek  $u_m > u_g = 4,0$ .

Trzecie pasmo diagnostyczne F3 związane jest również z częstotliwościami podstawowymi udarowego charakteru pracy wiertarki i obejmuje zakres częstotliwości drugiego pasma charakterystycznego z tabeli 5.17. W zakresie tym znaczną rolę odgrywają dodatkowe efekty akustyczne promieniowania aerodynamicznego, spowodowanego wylotem sprężonego powietrza z cylindra wiertarki. Pasmo to obejmuje częstotliwości od 30 Hz do 60 Hz.

W zakresie częstotliwości od 60 Hz do 160 Hz obserwować można wzrost wartości poziomu ciśnienia akustycznego, szczególnie podczas usterek układu bijaka i rozrządu, co związane jest z harmonicznymi częstotliwości podstawowej, pobudzającymi do drgań elementy konstrukcyjne wiertarki. Przyjęte czwarte pasmo diagnostyczne F4 obejmuje ten zakres, tj. pasma charakterystyczne nr 2 - 5 dla zmian w układzie bijaka / tabela 5.15/ oraz pasma 4 i 5 dla uszkodzeń w systemie rozrządu / tabela 5.16/.

Największa energia sygnału akustycznego skupiona jest w zakresie częstotliwości do 400 Hz. Podstawowe znaczenie w mechanizmie generacji odgrywają tutaj zarówno efekty związane

z promieniowaniem drgającej bryły sztywnej, jak również efekty połączone z promieniowaniem wywołanym zanikającymi quasi-ustalonymi drganiami własnymi elementów konstrukcyjnych oraz drganiami wskutek dynamicznych odkształceń sprężystych obudowy wiertarki. Obszar ten obejmuje piąte pasmo diagnostyczne F5, ograniczone górną częstotliwością graniczną 400 Hz.

Charakterystyczne pasma tercjowe nr 8 - 12 dla uszkodzeń układu bijaka /tabela 5.15/ oraz pasma nr 3 - 8 dla usterek układu sterowania pneumatycznego /tabela 5.17/, obejmujące zakres częstotliwości od 400 Hz do 2000 Hz zawierają wyższe harmoniczne drgań własnych elementów konstrukcyjnych wiertarki, których poziom związany jest z udarowym pobudzeniem w układzie bijaka oraz z uszkodzeniami układu sterowania, obniżającymi wartość ciśnienia sprężonego powietrza. Przyjęte pasmo diagnostyczne F6 obejmuje zatem zakres od 400 Hz do 2000 Hz.

Przeprowadzone badania akustyczne wiertarek wykazały, iż w zakresie częstotliwości powyżej 2000 Hz dominującą rolę odgrywają efekty promieniowania aerodynamicznego powodujące powstawanie składowych szumowych sygnału, a w zakresie do 6300 Hz efekty wyższych harmonicznych quasi-ustalonych drgań własnych i dynamicznych odkształceń sprężystych elementów konstrukcyjnych. Przyjęte pasmo diagnostyczne F7 obejmuje zatem charakterystyczne pasma tercjowe nr 13 - 16 /tabela 5.15/ oraz nr 9 i 10 /tabela 5.17/. Natomiast pasmo diagnostyczne F8 obejmuje częstotliwości  $f > 2000$  Hz i zawiera dodatkowo pasma charakterystyczne nr 11, 12 i 13 związane z uszkodzeniami układu sterowania /tabela 5.17/.

Dla badanych wiertarek udarowo-obrotowych przyjęto więc ogółem osiem pasm diagnostycznych, w których parametry sygnału akustycznego  $y_j$ , przy przyjętym kryterium granicznym parametrycznego testu istotności dla wartości średnich dwu populacji odzwierciedlają zmiany stanu urządzenia spowodowane łącznie wadami i uszkodzeniami układu bijaka, rozrzędu oraz sterowania pneumatycznego.

Tabela 5.18 przedstawia zakresy częstotliwości, objęte pasmami diagnostycznymi F1 - F8, ustalonymi dla wiertarek

udarowo-obrotowych typu WUP-22.

Tabela 5.18. Zakresy częstotliwości pasm diagnostycznych dla wiertarek udarowo-obrotowych typu WUP-22.

Pasma diagnostyczne	Zakres częstotliwości
F1	$f < 28 \text{ Hz}$
F2	28 Hz - 36 Hz
F3	30 Hz - 60 Hz
F4	60 Hz - 160 Hz
F5	$f < 400 \text{ Hz}$
F6	400 Hz - 2000 Hz
F7	2000 Hz - 6300 Hz
F8	$f > 2000 \text{ Hz}$

Analogicznie jak w badaniach diagnostycznych maszyn formierskich, wyznaczone pasma diagnostyczne dla wiertarek udarowo-obrotowych stanowią podstawę do opracowania koncepcyjno-technicznego układów filtrów elektronicznych aparatury pomiarowo-kontrolnej do akustycznej diagnostyki wiertarek, omówionej w następnym rozdziale pracy.

## 6. APARATURA DO AKUSTYCZNEJ DIAGNOSTYKI KONTROLNEJ MASZYN UDAROWYCH

### 6.1. Założenia ogólne

Ogólna koncepcja aparatury do akustycznej diagnostyki kontrolnej maszyn udarowych oparta jest na uzasadnionym fizycznie i stwierdzonym doświadczalnie w poprzednich rozdziałach pracy zjawisku występowania w widmie akustycznego sygnału impulsowego, generowanego podczas pracy tych maszyn, istotnych informacji diagnostycznych o ich stanie technicznym.

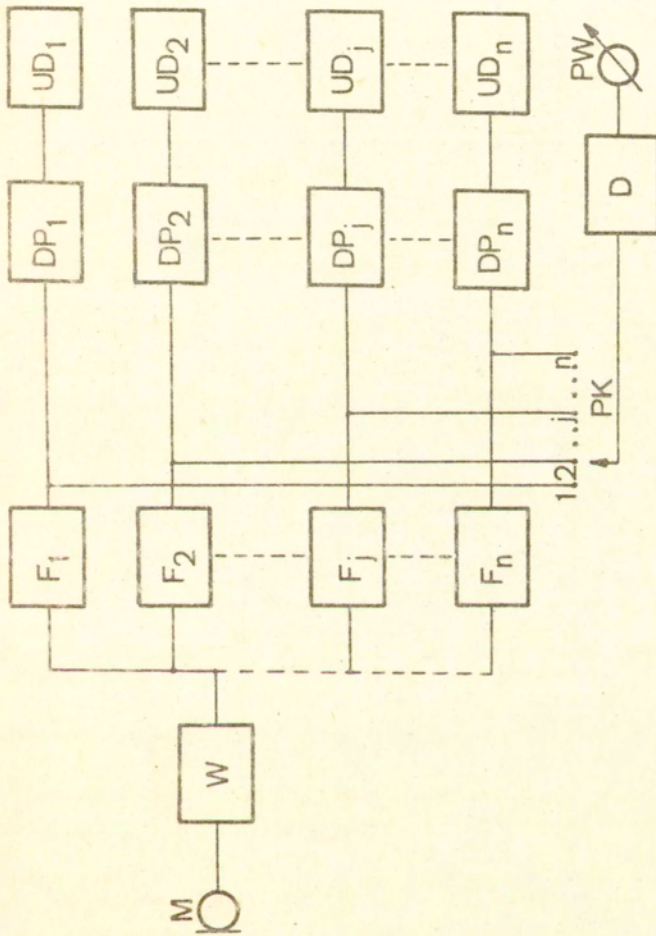
W wyniku badań eksperymentalnych przeprowadzonych dla maszyn formierskich /podrozdział 5.2/ oraz wiertarek udarowo-

obrotowych /podrozdział 5.3/ stwierdzono, że istnieją określone obszary widma sygnału akustycznego, nazwane pasmami diagnostycznymi, w których występuje najsilniejsza korelacja między zmianami parametrów stanu  $x_i$  / $i=1,2,3,\dots,m$ /, a zmianami poziomu emitowanego sygnału akustycznego  $y_j$  / $j=1,2,3,\dots,n$ /.

Wyniki pomiaru i analizy sygnału w tych pasmach przeprowadzone dla badanych maszyn udarowych, a następnie porównanie ich z wartościami ustalonymi dla maszyny wzorcowej pozwalają, w oparciu o kryteria podobieństwa wyrażone wzorem /1.13/, na ocenę stanu tych urządzeń. Zarówno zestawy filtrów diagnostycznych obejmujących określone charakterystyczne pasma częstotliwości jak również wartości graniczne poziomu ciśnienia akustycznego w tych pasmach dobierane są indywidualnie dla danej klasy lub typu maszyn udarowych metodami empirycznymi.

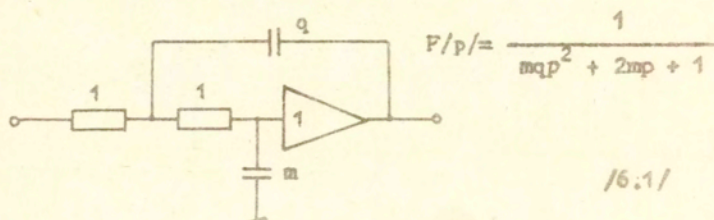
Ogólny schemat blokowy aparatury do akustycznej diagnostyki kontrolnej maszyn udarowych podano na rys.6.1. Sygnał akustyczny, przetworzony w mikrofonie pomiarowym M w odpowiadający mu sygnał elektryczny, po odpowiednim wzmacnieniu w układzie wzmacniacza W, poddawany jest równoczesnej analizie widmowej w bloku filtrów diagnostycznych  $F_1 - F_n$ . W aparaturze zastosowano filtry dolnoprzepustowe, górnoprzepustowe oraz pasmowe typu Butterwortha, z uwagi na dobre właściwości dyskryminacyjne tego typu filtrów w dziedzinie przenoszenia sygnałów impulsowych, w połączeniu z ich niezbyt skomplikowaną strukturą układową. Filtry te zrealizowano jako układy aktywne ze wzmacniaczami operacyjnymi o wzmacnieniu bliskim jedności i kaskadowym połączeniu ogniw podstawowych drugiego rzędu. Na rys.6.2 pokazano schematy tych ogniw z odpowiadającymi im funkcjami transmitancji  $F/p$ .

Wyjścia poszczególnych filtrów diagnostycznych połączone są z układem indywidualnych dyskryminatorów poziomu  $D_1 - D_n$ , który umożliwia wyznaczenie, uprzednio określonych empirycznie dla maszyny wzorcowej, wartości granicznych, tj. progowych poziomów sygnału akustycznego w kolejnych pasmach diagnostycznych. Przyjęcie binarnej dyskryminacji poziomu [36] pozwala na podjęcie decyzji o stanie  $x_i$  maszyny, uznawanym za

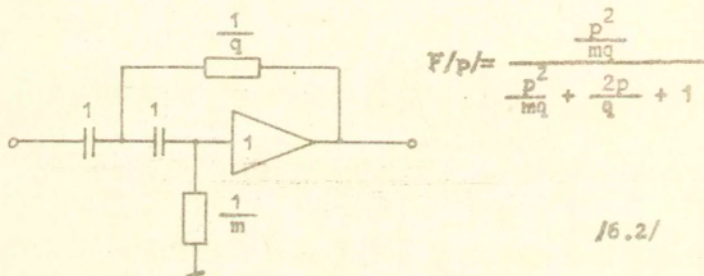


Rys.6.1. Ogólny schemat blokowy aparatury do akustycznej diagnostyki kontrolnej maszyn udarowych.

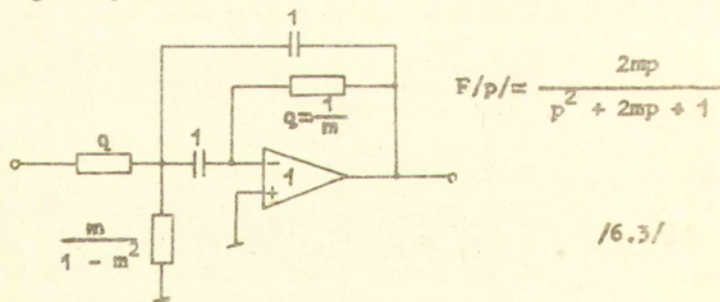
Ogniwo dolnoprzepustowe



Ogniwo górnoprzepustowe



Ogniwo pasmowe



Rys.6.2. Ogniwa podstawowe diagnostycznych filtrów aktywnych: m, q - zredukowane wartości elementów.



dobry lub zły, w zależności od wartości poziomu sygnału w danym paśmie, odpowiednio mniejszej lub większej od założonej wartości progowej. Układy decyzyjne UD kwalifikują badaną maszynę do określonej klasy stanów, jako odpowiadającą lub nie odpowiadającą przyjętym wymaganiom technicznym. Dla dokładnego pomiaru wartości poziomu sygnału w  $j$ -tym paśmie diagnostycznym / $j=1,2,3,\dots,n$ /, aparatura posiada możliwość podłączenia przełącznikiem PK do wyjścia  $j$ -tego filtra układu detektora D oraz przyrządu wychyłowego PW.

Przedstawiona koncepcja ogólna stanowiła podstawę do realizacji technicznej prototypów użytkowych aparatury do akustycznej diagnostyki maszyn formierskich oraz aparatury do akustycznej diagnostyki wiertarek udarowo-obrotowych. Prototypy te, niezależnie od możliwości przeprowadzenia diagnostyki kontrolnej badanych maszyn, pozwalają dodatkowo na wykonanie rutynowych pomiarów akustycznych o charakterze ogólnym, obejmujących m.in.:

- pomiar poziomu dźwięku w pełnym zakresie częstotliwości słyszalnych, przy zastosowaniu charakterystyk korekcyjnych A, B, C wg zaleceń IEC 179;
- pomiar poziomu ciśnienia akustycznego w pełnym zakresie częstotliwości przy liniowej charakterystyce przenoszenia układu pomiarowego;
- analizę widmową hałasu poprzez pomiar poziomu ciśnienia akustycznego w dziesięciu znormalizowanych pasmach częstotliwości według zaleceń IEC 225 w zakresie od 22 Hz do 22,5 kHz. Wyniki tych pomiarów pozwalają również na określenie stopnia szkodliwości hałasu, wyrażonego liczbą N zgodnie z wymaganiami BHP dla stanowisk pracy w przemyśle.

#### 6.2. Aparatura do akustycznej diagnostyki maszyn formierskich

W wyniku badań doświadczalnych maszyn formierskich typu FKT-108 /podrozdział 5.2.4/ stwierdzono, że jako parametry sygnału akustycznego  $y_j$  można przyjąć wartości poziomu ciśnienia akustycznego w dziesięciu pasmach diagnostycznych, któ-

rych zakresy częstotliwości podano w tabeli 5.9. Pozwoliło to, w oparciu o koncepcję ogólną podaną w poprzednim podrozdziale, na opracowanie aparatury do akustycznej diagnostyki maszyn formierskich, której schemat blokowy podano na rys.6.3 , a widok ogólny przedstawiono na rys.6.4. /patrz str.93/.

Aparatura ta składa się z następujących głównych bloków funkcjonalnych:

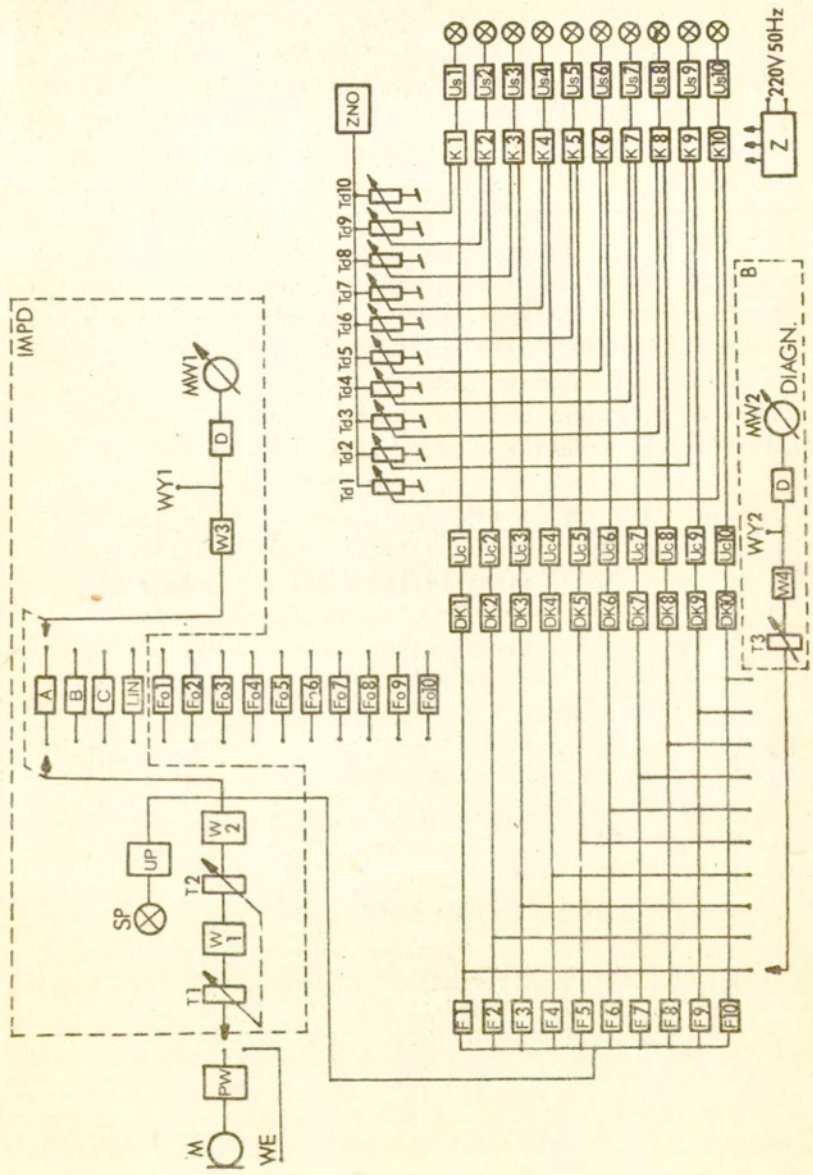
- a/ impulsowego miernika poziomu dźwięku z pojemnościowym mikrofonem pomiarowym o średnicy 1" - M, PW, IMPD;
- b/ zestawu dziesięciu filtrów oktaowych - FO 1 ÷ FO 10;
- c/ dziesięcio-kanałowego bloku pomiarów diagnostycznych, przy czym w skład każdego kanału wchodzi:
  - filtr diagnostyczny - F1 ÷ F10;
  - układ prostowniczo-całkujący - DK 1 ÷ DK 10, UC 1 ÷ UC 10;
  - dyskryminator poziomu z nastawnym poziomem dyskryminacji ZNO, TD 1 ÷ TD 10;
  - układ sygnalizacji przekroczenia zadanej wartości progowej dyskryminacji - K 1 ÷ K 10, US 1 ÷ US 10;
- d/ układu wskaźnikowego - B;
- e/ bloku zasilania - Z.

Po statystycznym opracowaniu wyników badań eksperymentalnych, przedstawionym w podrozdziale 5.2.3, określono wartości graniczne poziomu ciśnienia akustycznego w poszczególnych pasmach diagnostycznych dla badanych egzemplarzy maszyn formierskich typu FKT-108 uznawanych za wzorcowe, wartości te podano w tabeli 6.1.

Tabela 6.1. Wartości graniczne poziomu ciśnienia akustycznego  $L_w$  [dB] w pasmach diagnostycznych dla maszyn formierskich typu FKT-108.

Pasma diagnostyczne	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10
$L_w$	104	114	108	116	109	110	109	107	98	112

Wykonany prototyp aparatury typ ADA-2F znajduje aktualnie



Rys.6.3. Schemat blokowy aparatury do akustycznej diagnostyki maszyn formierskich.

zastosowanie w badaniach laboratoryjnych nad opracowaniem nowych konstrukcji maszyn formierskich, prowadzonych w Instytucie Mechaniki i Wibroakustyki Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie.

6.3. Aparatura do akustycznej diagnostyki kontrolnej wiertarek udarowo-obrotowych

Funkcjonalny schemat blokowy aparatury do akustycznej diagnostyki kontrolnej wiertarek udarowo-obrotowych typu WUP-22 nie różni się w zasadzie od podanego na rys.6.2 schematu aparatury do akustycznej diagnostyki maszyn formierskich. Zmianie, z dziesięciu na osiem, uległa tylko liczba kanałów bloku diagnostycznego, co wynika z przeprowadzonych w podrozdziale 5.3 badań doświadczalnych, w wyniku których ustalono osiem pasm diagnostycznych dla wiertarek typu WUP-22, przedstawionych w tabeli 5.18. Kryteria oceny jakości wykonania wiertarek, zgodnie z opracowaną metodą ogólną, opierają się na pomiarze wartości poziomu ciśnienia akustycznego w tych pasmach i porównaniu ich z ustalonymi uprzednio wartościami granicznymi. Dla badanych wzorcowych egzemplarzy wiertarek udarowo-obrotowych typu WUP-22 wartości graniczne /progowe/ tych poziomów ustalono w wyniku analizy statystycznej, /podrozdział 5.3/, przedstawiono w tabeli 6.2.

Tabela 6.2. Wartości graniczne poziomu ciśnienia akustycznego  $L_w$  [dB] w pasmach diagnostycznych dla wiertarek udarowo-obrotowych typu WUP-22.

Pasmo diagnostyczne	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8
$L_w$ [dB]	83	87	91	109	114	110	102	104

Prototyp aparatury do akustycznej diagnostyki kontrolnej wiertarek udarowo-obrotowych zbudowany został z dwóch niezależnych, połączonych ze sobą funkcjonalnie w jedną całość,

bloków konstrukcyjnych:

- aparatury do akustycznej diagnostyki narzędzi górniczych typ ADA-3G, której widok ogólny podano na rys.6.5;
- zestawu filtrów diagnostycznych typ FDW-1, którego widok ogólny przedstawiono na rys.6.6.

Takie rozwiązanie konstrukcyjne pozwala, w przypadku zmiany typu badanych wiertarek, na wymianę filtrów bez zmiany pozostałych członów funkcjonalnych aparatury.

Prototyp użytkowy aparatury diagnostycznej służy obecnie do rutynowej diagnostyki kontrolnej wiertarek udarowo-obrotowych w Fabryce Sprzętu i Narzędzi Górniczych w Katowicach, która jest producentem tych maszyn.

## 7. WERYFIKACJA METODY I APARATURY DO AKUSTYCZNEJ DIAGNOSTYKI KONTROLNEJ MASZYN UDAROWYCH

### 7.1. Weryfikacja metody i aparatury do akustycznej diagnostyki maszyn formierskich

Weryfikacja doświadczalna, przeprowadzona przy użyciu opracowanej aparatury, polegała na badaniach diagnostycznych grupy maszyn formierskich typu FKT-10B w różnych stanach technicznych, wyrażonych w terminach czasu eksploatacji. Próba objęła dwanaście urządzeń o czasach eksploatacji od 0,1 do 8 lat, przy czym przyjęto losową kolejność badania tych maszyn, oznaczając je cyframi rzymskimi od I do XII, a odpowiednie czasy ich eksploatacji podano w tabeli 7.1.

Tabela 7.1. Czas eksploatacji egzemplarzy maszyn formierskich, stosowanych w badaniach weryfikacyjnych.

Nr maszyny	I	II	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
Czas eksploatacji /w latach/	2,0	4,2	0,1	1,5	3,2	6,5	4,7	0,6	8,0	4,6	6,0	3,0

Tabela 7.2. Wartości poziomu ciśnienia akustycznego  $L_s$  dB w pasmach diagnostycznych oraz rejestracja stanu przekroczenia +/- lub nie przekroczenia /-/- wartości progowych sygnalu wg tabeli 6.1.

Nr maszyny	Pasma diagnostyczne	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10
I	$L_s$ dB	103,9	116,8	106,2	116,4	107,5	114,6	108,6	105,4	100,7	117,0
II	$L_s$ dB	106,3	118,2	107,1	117,9	110,3	115,9	110,3	105,7	100,1	118,5
III	$L_s$ dB	104,0	112,7	106,3	112,2	106,5	109,2	104,9	101,1	95,2	113,4
IV	$L_s$ dB	103,1	114,9	105,5	114,5	107,3	112,2	106,5	103,5	99,1	115,3
V	$L_s$ dB	105,2	119,5	108,4	115,2	108,3	112,7	107,4	106,3	101,3	118,7
VI	$L_s$ dB	108,9	121,2	110,1	120,9	113,2	118,8	113,7	113,8	103,1	121,5
VII	$L_s$ dB	106,8	119,0	108,6	118,7	111,5	116,5	111,2	106,8	100,7	119,3
VIII	$L_s$ dB	102,0	113,5	104,1	113,1	105,6	109,9	107,5	103,9	97,6	113,9
IX	$L_s$ dB	109,8	122,0	112,6	121,6	114,2	119,7	113,0	108,8	103,5	122,3
X	$L_s$ dB	107,1	118,5	109,0	119,3	110,1	114,2	113,2	106,4	102,3	120,6
XI	$L_s$ dB	106,6	118,9	107,9	118,6	111,6	115,6	112,1	107,8	102,2	119,2
XII	$L_s$ dB	105,3	116,4	106,9	115,9	107,0	113,6	109,6	105,7	100,3	116,8

Zgodnie z opracowaną metodą pomiarową i zastosowaną aparaturą diagnostyczną typu ADA-2F, dokonano analizy widmowej ciśnienia akustycznego w dziesięciu pasmach diagnostycznych, przyjmując podane w tabeli 6.1 wartości progowe poziomu sygnału. Otrzymane wyniki pomiarów wraz z binarną rejestracją stanu przekroczenia /+/ lub nie przekroczenia /-/ założonej wartości progowej w poszczególnych pasmach podano w tabeli 7.2.

Analizując rezultaty badań można stwierdzić, że metoda i aparatura umożliwiają uzyskanie informacji o zmianach parametrów stanu  $x_1$  maszyny formierskiej poprzez zmianę parametrów sygnału akustycznego  $y_j$  w pasmach diagnostycznych. Wyniki podane w tabeli 7.2 wskazują na istnienie wyraźnej tendencji do wzrostu poziomu ciśnienia akustycznego w tych pasmach w funkcji zmian stanu technicznego maszyn, wyrażonego czasem ich eksploatacji. Przyjęcie kryteriów decyzyjnych podanych w podrozdziale 6.1, przy ustalonych wyżej wartościach progowych dyskryminacji, pozwoliło uzyskać rezultaty przekroczenia lub nie przekroczenia tych wartości, przedstawione w tabeli 7.3.

Tabela 7.3. Stan przekroczenia /+/ lub nie przekroczenia /-/ wartości progowych poziomu sygnału w pasmach diagnostycznych dla badanych maszyn formierskich typu FKT-108.

Czas eksploatacji maszyn /w latach/	Pasma diagnostyczne									
	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8	F9	F10
0,1	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
0,6	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
1,5	-	+	-	-	-	+	-	-	+	+
2,0	-	+	-	+	-	+	-	-	+	+
3,0	+	+	-	-	-	+	+	-	+	+
3,2	+	+	+	-	-	+	-	-	+	+
4,2	+	+	-	+	+	+	+	-	+	+
4,6	+	+	+	+	+	+	+	-	+	+
4,7	+	+	+	+	+	+	+	-	+	+
6,0	+	+	-	+	+	+	+	+	+	+
6,5	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+
8,0	+	+	+	+	+	+	+	+	+	+

Otrzymane wyniki potwierdzają podane wyżej wnioski ogólne, wskazując jednak na nieznaczne, uzasadnione względami technicznymi, różnice indywidualne w stanie eksploatacyjnym badanych maszyn formierskich, szczególnie egzemplarzy o średnim czasie eksploatacji. Maszyny o czasie eksploatacji do jednego roku, przyjęte za wzorcowe, uznane zostały w wyniku badań weryfikacyjnych za dobre w 100 % przypadków, natomiast urządzenia o czasie pracy powyżej 6 lat, z reguły wymagające już co najmniej remontu generalnego, w 100 % przypadków przekroczyły założone wartości progowe dyskryminacji.

Badania weryfikacyjne wskazują więc, iż poprzez przyjęcie odpowiedniej wartości progowej poziomu sygnału, aparatura pozwala, w procesie kontroli produkcji, na stawianie diagnozy o przynależności badanej maszyny formierskiej do klasy urządzeń o dobrym lub złym stanie technicznym. Wybór właściwych kryteriów binarnej klasyfikacji badanych urządzeń zależy oczywiście od ostrości oceny ich stanu technicznego w określonych, konkretnych warunkach kontroli produkcyjnej lub eksploatacyjnej.

#### 7.2. Weryfikacja metody i aparatury do akustycznej diagnostyki kontrolnej wiertarek udarowo-obrotowych

Weryfikacja doświadczalna obejmowała ocenę możliwości zastosowania opracowanej metody i aparatury w procesie kontroli jakości produkcji wiertarek udarowo-obrotowych w zakładzie wytwórczym. Do badań przyjęto wiertarki typu WUP-22 wybrane losowo z czterech opisanych w podrozdziale 5.3.2 grup maszyn o liczebnościach populacji  $n_W = n_B = n_R = n_S = 20$  egzemplarzy. Zgodnie z procedurą pomiarową opisaną w podrozdziale 6.3 pomierzono, stosując opracowaną aparaturę diagnostyczną, średnie wartości poziomu ciśnienia akustycznego w pasmach diagnostycznych, podane w tabeli 7.4 w czterech badanych grupach wiertarek. Wartości te uznano za reprezentatywne dla poszczególnych grup obejmujących zarówno wiertarki wzorcowe, jak również wiertarki z symulowanymi niespraw-



Tabela 7.4. Wartości poziomu ciśnienia akustycznego  $L_s$  [dB] w pasmach diagnostycznych dla reprezentantów badanych grup wiertarek udarowo-obrotowych typu WUP-22.

Symbol grupy wiertarek	$L_s$ [dB]	Pasma diagnostyczne							
		F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8
WZORZEC	$L_s$ [dB]	81,3	86,2	89,1	107,4	111,9	108,7	101,6	102,8
BIJAK	$L_s$ [dB]	82,1	89,7	90,6	110,5	113,6	110,4	104,1	104,9
ROZRZAD	$L_s$ [dB]	84,6	92,3	93,6	108,4	114,6	109,2	103,3	103,8
STEROWANIE	$L_s$ [dB]	82,0	88,9	91,9	106,2	112,1	110,3	102,8	103,1

nościami główny podzespołów: bijaka, rozrządu i sterowania.

Przyjmując wartości graniczne poziomu sygnału akustycznego, określone w tabeli 6.2 otrzymano przy binarnej rejestracji stanu przekroczenia /+/ lub nie przekroczenia /-/ tych wartości, rezultaty przedstawione w tabeli 7.5. W tabeli tej podano również wartości prawdopodobieństwa  $P$  wystąpienia określonego stanu w poddanych badaniom weryfikacyjnym populacjach wiertarek udarowo-obrotowych. Z uwagi na przyjętą do badań liczebność 20 egzemplarzy w każdej z grup maszyn, najmniejsza zmiana prawdopodobieństwa  $\Delta P = 0,05$ .

Analizując otrzymane wyniki można stwierdzić, że przy przyjętych kryteriach dyskryminacyjnych i liczebnościach badanych zbiorów, tylko w jednym przypadku dokładność metody spada do 75 %, natomiast globalna dokładność pomiarów wynosi średnio ok. 91 %. Badania weryfikacyjne wykazały, iż opracowana metoda i aparatura pozwalają, ze stosunkowo dużą dokładnością, przy ustaleniu odpowiednich wartości progowych dyskryminacji zależnych od określonych warunków technicznego odbioru, na zakwalifikowanie badanej wiertarki udarowo-obrotowej do klasy urządzeń odpowiadających lub nie odpowiadających założonym kryteriom klasyfikacyjnym.

Niezależnie od podjęcia binarnej decyzji dotyczącej stanu maszyn, istnieje również realna możliwość wstępnej identyfikacji głównych źródeł niesprawności, to jest usterek i wad podstawowych podzespołów wiertarki, wymienionych w podrozdziale 5.3.2. Podane wyżej możliwości aparatury diagnostycznej uzyskano przy względnej prostocie środków technicznych oraz łatwości obsługi tej aparatury w trudnych warunkach eksploatacyjnych.

Tabela 7.5. Stan przekroczenia /+ / lub nie przekroczenia /- / wartości progowych dyskryminacji poziomu sygnału w pasmach diagnostycznych oraz prawdopodobieństwo P wystąpienia tych stanów dla badanych grup wiertarek typu WUP-22.

Symbol grupy wiertarek	Pasma diagnostyczne							
	F1	F2	F3	F4	F5	F6	F7	F8
WZORZEC	1	0,95	1	1	0,95	0,95	0,90	0,95
BLJAK	0,90	1	0,80	0,90	0,75	0,80	0,95	0,95
ROZRZĄD	0,95	1	1	0,85	0,85	0,80	0,90	0,85
STEROWANIE	0,90	0,95	0,90	1	0,95	0,85	0,90	0,90

## 8. WNIOSKI

W pracy przedstawiono metodę oraz rozwiązania instrumentalizacyjne akustycznej diagnostyki kontrolnej wybranych klas maszyn udarowych: maszyn formierskich oraz wiertarek udarowo-obrotowych. Metoda ta opiera się na udowodnionej w rozprawie tezie, że akustyczny sygnał impulsowy, generowany podczas pracy tych maszyn, jest nośnikiem istotnych informacji diagnostycznych o ich stanie technicznym oraz że istnieje możliwość wydzielenia i zastosowania tych informacji do celów diagnostyki kontrolnej.

Badania empiryczne przeprowadzone na dostatecznie reprezentatywnych zbiorach mierzonych urządzeń wykazały ponadto, zgodnie z uzasadnionymi teoretycznie przewidywaniami, że istotne informacje diagnostyczne są zawarte w strukturze widmowej generowanego podczas pracy tych urządzeń sygnału akustycznego. Stwierdzono, że w widmie tego sygnału wyróżnić można charakterystyczne obszary koncentracji energii akustycznej, związane zarówno z zasadą działania maszyn udarowych, jak również z ich stanem technicznym. Fakt ten jest szczególnie istotny w zastosowaniach praktycznych metody i aparatury w przemyśle z uwagi na stosunkowo łatwą obsługę i względną prostotę rozwiązań konstrukcyjno-technicznych tego typu aparatury.

W oparciu o statystyczną analizę wyników badań doświadczalnych opracowano koncepcję i wykonano prototypy użytkowe dwóch urządzeń diagnostycznych, przystosowanych odpowiednio do diagnostyki kontrolnej maszyn formierskich oraz wiertarek udarowo-obrotowych. Ważną cechą tej aparatury pomiarowo-kontrolnej jest wymiennosc układów filtrów diagnostycznych, zrealizowanych bądź w systemie panelowym, jak to ma miejsce w aparaturze do akustycznej diagnostyki maszyn formierskich typu ADA-2F, bądź w postaci oddzielnych bloków konstrukcyjnych, jak wykonano to w aparaturze do diagnostyki kontrolnej wiertarek udarowo-obrotowych. Takie rozwiązania są korzystne ze względu na uniwersalny charakter tej aparatury, która może

być dostosowana do różnych rodzajów maszyn udarowych lub różnych warunków oceny ich stanu technicznego podczas kontroli jakości produkcji lub w trakcie procesu eksploatacyjnego. Wymiana bloku filtrów wymaga, dla określenia właściwych kryteriów decyzyjnych, przeprowadzenia niezbędnych badań statystycznych, opartych na opracowanej i przedstawionej w pracy metodyce postępowania.

Omawiana aparatura diagnostyczna charakteryzuje się również automatyzacją procesu podejmowania decyzji, co jest szczególnie istotne ze względu na konieczność posługiwania się nią w trudnych warunkach środowiskowych zakładów produkcyjnych.

Zgodnie z założeniami sformułowanymi w tezie pracy, opracowana metoda i aparatura służyć mają do diagnostyki kontrolnej, rozumianej jako uzyskanie binarnej decyzji o stanie technicznym badanej maszyny uznanym za dobry lub zły, w zależności od konkretnych wymagań i normatywów. Pomimo prostoty zastosowanych rozwiązań, dokładność metody i aparatury, oceniona w wyniku weryfikacji doświadczalnej oraz wstępnej oceny jej obecnych użytkowników, została uznana za zadowalającą.

Analiza wyników weryfikacji, przeprowadzonej na dostępnych zbiorach badanych urządzeń, wskazuje na występowanie pewnych regularności między przekroczeniem wartości progowych poziomu sygnału akustycznego w poszczególnych pasmach diagnostycznych, a stanem technicznym maszyny, wyrażonym bądź czasem jej eksploatacji /maszyny formierskie/, bądź niesprawnościami głównych podzespołów funkcjonalnych /wiertarki udarowo-obrotowe/. Wynikają stąd dodatkowe możliwości zastosowań opracowanej metody i aparatury diagnostycznej, zmierzające w kierunku identyfikacji głównych źródeł jej zużycia lub uszkodzenia poszczególnych elementów. Jednakże kierunek ten wymaga dalszych, szczegółowych badań doświadczalnych, przeprowadzonych na odpowiednio reprezentatywnych zbiorach wybranych klas maszyn, co wykracza poza ramy obecnej pracy.

Przykładem już częściowo realizowanego rozszerzenia zakresu zastosowania omawianej metody i aparatury diagnostycz-

nej są podjęte w Zakładzie Akustyki Cybernetycznej IPPT PAN prace badawcze i instrumentalizacyjne, zmierzające do opracowania systemu ciągłego monitorowania stanu technicznego maszyn i urządzeń górniczych [34] prowadzone w ścisłej współpracy z Głównym Instytutem Górnictwa w Katowicach.

## BIBLIOGRAFIA

1. ADAMCZYK J.: Wybrane zagadnienia wibroakustycznej diagnostyki maszyn. Zesz.Nauk.AGH, Nr 101, Kraków 1979.
2. AKAY A.: A review of impact noise. JASA, 64, 4, 1978.
3. AKAY A., HODGSON T.H.: Acoustic radiation from the elastic impact of a sphere with a slab. Appl.Acoust., 11, 4, 1978.
4. BANNISTER R.L., DONATO V.: Signature analysis of turbomachinery. Sound and Vibration, 5, 9, 1971.
5. BENDAT J.S., PIERSOL A.G.: Metody analizy i pomiaru sygnałów losowych. PWN, Warszawa 1976.
6. CEMPEL Cz., MOTYLEWSKI J.: Podstawowe problemy diagnostyki wibroakustycznej. W: Diagnostyka urządzeń mechanicznych, Ossolineum, Wrocław 1977.
7. CEMPEL Cz.: Wibroakustyka stosowana. PWN, Warszawa 1978.
8. CEMPEL Cz.: Podstawy wibroakustycznej diagnostyki maszyn. WNT, Warszawa 1982.
9. CHMIELIŃSKI H., MOTYLEWSKI J.: Metoda pomiarowa i stanowisko do akustycznej diagnostyki wiertarek udarowo-obrotowych. W: Mat. XX Otw.Sem.z Akust., PTA, Poznań 1973.
10. COLLACOTT R.A.: Vibration monitoring and diagnosis. John Wiley and Sons, New York 1979.
11. CREMER L., HECKL M.: Structure-borne sound. Springer-Verlag, Berlin 1973.
12. DOWNHAM E., WOODS R.: The rationale of monitoring vibration on rotating machinery in continuously operating process plant. ASME Paper No. 71-Vibr-96, J.of Eng.for Ind.Brüel and Kjaer reprint No.19-023.
13. ENGEL Z.: Pewne zagadnienia techniki wibracyjnej. Zesz. Nauk.AGH, Nr 72, Kraków 1966.
14. ENGEL Z.: Technika wibracyjna /wybrane problemy, zadania/. W: Zesz., Nr 6, AGH, Kraków 1979.
15. ENGEL Z., JAWOROWSKI H., KASPRZYK S.: Experimental investigations of impact noise. W: Proc.of the Con.INTER-NOISE 79, Warszawa 1979.
16. GOODYEAR C.C.: Signals and information. Butterworths, London 1971.

- 17 GREGORASZCZUK M.: Analiza działania wstrząsarek pneumatycznych. Zesz.Nauk.AGH, Nr 47, Kraków 1972.
- 18 GREGORASZCZUK M. i inni: Badania i ocena prototypowej formierki FKI-65B z zastosowaniem cyfrowej techniki obliczeniowej. Prace Inst.Tech.i Mech.Odl., Kraków 1976.
- 19 GREN J.: Modele i zadania statystyki matematycznej. PWN, Warszawa 1970.
- 20 HARRIS C.M., CREDE Ch.E.: Shock and vibration handbook. Mc Graw-Hill, New York 1976.
- 21 RASSALL J.R., ZAVERI K.: Acoustic noise measurements. Brüel and Kjaer, Naerum 1979.
- 22 HODGSON D.C.: Platen deceleration as a mechanism of noise production in impact forming machines. J.Mech.Eng.Sci., 18, 1976.
- 23 JUNGER M.C.: Energy exchange between incompressible near and acoustic far field for transient sources. JASA, 40, 1966.
- 24 KACPROWSKI J.: Sygnał akustyczny w procesach sterowania i diagnostyki. Arch.Akust., 9, 4, 1974.
- 25 KACPROWSKI J., MOTYLEWSKI J., METELSKI J.: Zastosowanie mikrofonu pojemnościowego do pomiaru akustycznych przebiegów impulsowych. Arch.Akust., 10, 2, 1975.
- 26 KACPROWSKI J., MOTYLEWSKI J., MIAZGA J.: An objective method of noise control and acoustic diagnostics of motorcars. W: Proc.of the 8th ICA, London 1974.
- 27 KACPROWSKI J., MOTYLEWSKI J., NITECKI D.: The measurement of acoustic noise emitted by electric motors. W: Proc.of the 1st Reg.Symp.on Noise and Vibr.Abat. COPISEE 75, Warna 1975.
- 28 KACPROWSKI J., MOTYLEWSKI J.: Electroacoustic measuring equipment for noise measurement and acoustic diagnostic of machines. W: Proc.of the 4th Coll.Days on Sav.Prot.in Mech.Eng., Győr 1978.
- 29 KAŹMIERCZAK J.: Niestacjonarny sygnał akustyczny jako nośnik informacji o działaniu elektrostalowniczego pieca żukowego. I.P.K.M.Pol.Śl. /praca doktorska/, Gliwice 1980.
- 30 KUROWSKI W.: Wybrane zagadnienia z dynamicznej diagnostyki urządzeń mechanicznych ze szczególnym uwzględnieniem przekładni zębatych. Prace IPPT-PAN, Nr 57/74, Warszawa 1974.
- 31 KUROWSKI W.: Systemy diagnostyczne urządzeń mechanicz-



nych. W: Podstawy diagnostyki urządzeń mechanicznych, Ossolineum, Wrocław 1978.

32. LIPOWCZAN A.: Analiza możliwości zastosowania wibroakustycznych metod pomiarowych do diagnostyki nośnych lin wyciągowych w górnictwie. W: Prace III Symp. Wibr. Masz. i Wibr. AGH, Kraków 1979.

33. LIPOWCZAN A.: Pomiar i oceny hałasu impulsowego. Ochrona Pracy, Nr 10, Warszawa 1979.

34. LIPOWCZAN A.: Wielokanałowy system ciągłego nadzoru drgań maszyn. W: Mat. VII Symp. Tech. Wibr. i Wibr., AGH, Kraków 1984.

35. ŁĄCZKOWSKI R.: Wibroakustyka maszyn i urządzeń. WNT, Warszawa 1983.

36. MOTYLEWSKI J.: Metoda i aparatura do akustycznej diagnostyki maszyn i urządzeń z zastosowaniem binarnej dyskryminacji poziomu w oktawowych pasmach częstotliwości. W: Mat. XVIII Otw. Sem. z Akust., PTA, Warszawa 1971.

37. MOTYLEWSKI J.: Aparatura do akustycznej diagnostyki maszyn i urządzeń. Prace IPPT-PAN, nr 4/72, Warszawa 1972.

38. MOTYLEWSKI J., ZMIERCZAK T., WĄSALA T.: Pomiary i analiza hałasu urządzeń peryferyjnych elektronicznych maszyn cyfrowych. Prace IPPT-PAN, Nr 5/73, Warszawa 1973.

39. MOTYLEWSKI J., CHMIELIŃSKI H., MIAZGA J.: Metoda pomiarowa i aparatura do akustycznej diagnostyki i oceny hałasowości pojazdów samochodowych. W: Mat. XX Otw. Sem. z Akust., PTA, Poznań 1973.

40. MOTYLEWSKI J., KACPROWSKI J., KUROWSKI W.: Acoustic diagnostic investigation of toothed gear. W: Proc. of the 1st Reg. Symp. on Noise and Vibr. Abat. COPISEE 75, Warna 1975.

41. MOTYLEWSKI J., NITECKI D.: Pomiary parametrów akustycznych maszyn w warunkach przemysłowych. W: Mat. XXII Otw. Sem. z Akust., PTA, Wrocław 1975.

42. MOTYLEWSKI J.: Pomiary hałasów impulsowych. Bezpieczeństwo Pracy, Nr 4, Warszawa 1975.

43. MOTYLEWSKI J., NITECKI D.: Wibroakustyczna diagnostyka kontrolna wybranych maszyn na przykładzie badań łożyska ślizgowego silnika samochodowego oraz alternatora. Prace IPPT-PAN, Nr 45/83, Warszawa 1983.

44. MOTYLEWSKI J.: Badanie odpowiedzi mikrofonu pojemnościowego przy pobudzaniu impulsowym. W: Mat. XX Otw. Sem. z Akust., PTA, Poznań 1973.

45. MOTYLEWSKI J.: Sygnał akustyczny w diagnostyce procesów i urządzeń technicznych. W: Mat. III Kraj. Symp. Biocyb. Biomat. i Biotech., Wólka Zerzeńska 1974.
46. MOTYLEWSKI J.: Diagnostyczne badania akustyczne maszyn formierskich. W: Mat. XXIII Otw. Sem. z Akust., PTA, Wisła 1976.
47. MOTYLEWSKI J., ZMIERCZAK T., CHMIELIŃSKI H.: Metoda i aparatura do akustycznej diagnostyki maszyn formierskich. W: Mat. Symp. "Wykorzystanie drgań i hałasów w diagnostyce maszyn", Pol. Śl., Szczyrk 1977.
48. MOTYLEWSKI J.: Measurement of noise emitted by moulding machines. W: Proc. of the Con. INTER-NOISE 79, Warszawa 1979.
49. MOTYLEWSKI J.: Noise control and preliminary acoustic diagnostics of moulding machines. W: Proc. of the 7th Budapest Coll. on Acoust., Budapest 1979.
50. MOTYLEWSKI J.: Metody i systemy pomiaru, przetwarzania i analizy sygnału akustycznego do celów zastosowań w akustycznej diagnostyce maszyn i urządzeń technicznych. W: Akustyka mowy i diagnostyka akustyczna, /red. J. Kacprowski/, IPPT-PAN, Warszawa 1980.
51. MÜLLER L.: Badania diagnostyczne kół zębatych. Prz. Mech., Nr 4, 1973.
52. MÜLLER L.: Wykorzystanie sygnałów wibroakustycznych w diagnostyce przekładni zębatych. W: Akustyka mowy i diagnostyka akustyczna, /red. J. Kacprowski/, IPPT-PAN, Warszawa 1980.
53. NEALE M.J., WOODLY B.J.: Condition monitoring methods and economics. W: Proc. Symp. Soc. of Env. Eng., Imperial College, London 1975. Brüel and Kjaer reprint No 16-054.
54. NEWLAND D.E.: An introduction to random vibration and spectral analysis. Longman, London 1975.
55. NITECKI D., MOTYLEWSKI J.: Wibroakustyczna diagnostyka łożysk ślizgowych w procesie kontroli jakości produkcji silników samochodowych. W: Mat. XXVII Otw. Sem. z Akust., PTA, Warszawa 1980.
56. Opracowanie zmodernizowanych i nowych konstrukcji maszyn i urządzeń oraz narzędzi o obniżonym poziomie hałasu i wibracji stosowanych w technologiach i oprzyrządowaniu odlewniczym. Sprawozd. nauk.-bad. Inst. Mech. i Wibr., AGH, Kraków 1979.
57. Opracowanie systemu akustycznej diagnostyki maszyn górniczych. Dokumentacja IPPT-PAN Nr 01.04.10.11 /nie publikowana - archiwum GIG/.

58 PANUSZKA R., ENGEL Z.: Zastosowanie materiałów sypkich do obniżenia emisji energii wibroakustycznej w maszynach odlewniczych. W: Mat. XXVII Otw. Sem. z Akust., PTA, Warszawa 1980.

59. PAPOULIS A.: The Fourier integral and its applications. Mc Graw-Hill, New York 1962.

60. PAWŁOW B.W.: Badania diagnostyczne w technice. WNT, Warszawa 1967.

61 PAWŁOW B.W.: Akusticzeskaja diagnostika mechanizmow. Maszynostrojenie, Moskwa 1971.

62. RANDALL R.B.: Cepstrum analysis and gearbox fault diagnosis. Brüel and Kjaer, Application note No. 13-150.

63. SPYTKOWSKI M., WŁODARCZYK W.: Identyfikacja maszyn formierskich do celów minimalizacji drgań i hałasu, Inst. Mech. i Wibr., AGH /praca magisterska/, Kraków 1981.

64. STEWARD R.M., DYER D.: Detection of rolling element bearing damage by statistical vibration analysis. ASME Paper No. 77-DET-83, June 1977.

65. VOLK W.: Statystyka stosowana dla inżynierów. WNT, Warszawa 1973.

66. WĄSALA T., MOTYLEWSKI J., ZMIERCZAK T.: Ocena przydatności komór bezechowych do akustycznych badań diagnostycznych. Prace IPPT-PAN, Nr 1/73, Warszawa 1973.

67. WICHER J.: Problemy identyfikacji systemów technicznych ze szczególnym uwzględnieniem układów mechanicznych. Prace IPPT-PAN, Nr 67/75, Warszawa 1975.

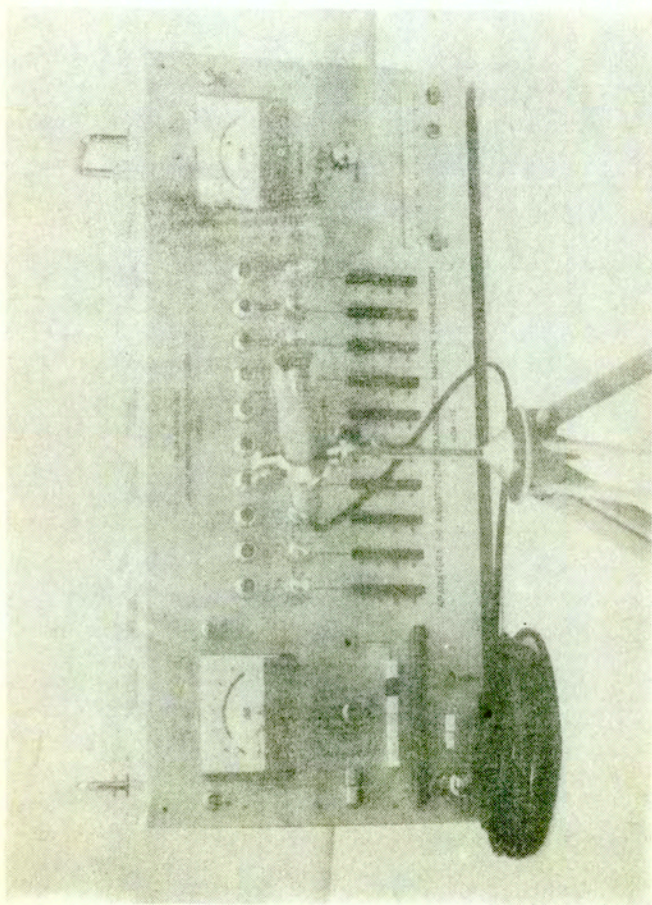
68. ZAVERI K., PHIL M.: Acoustical investigation of an impact drill. Brüel and Kjaer, Tech. Rev., No. 3, Naerum 1974.

69. ZIEMBA S.: Rola diagnostyki technicznej. W: Diagnostyka urządzeń mechanicznych. Ossolineum, Wrocław 1977.

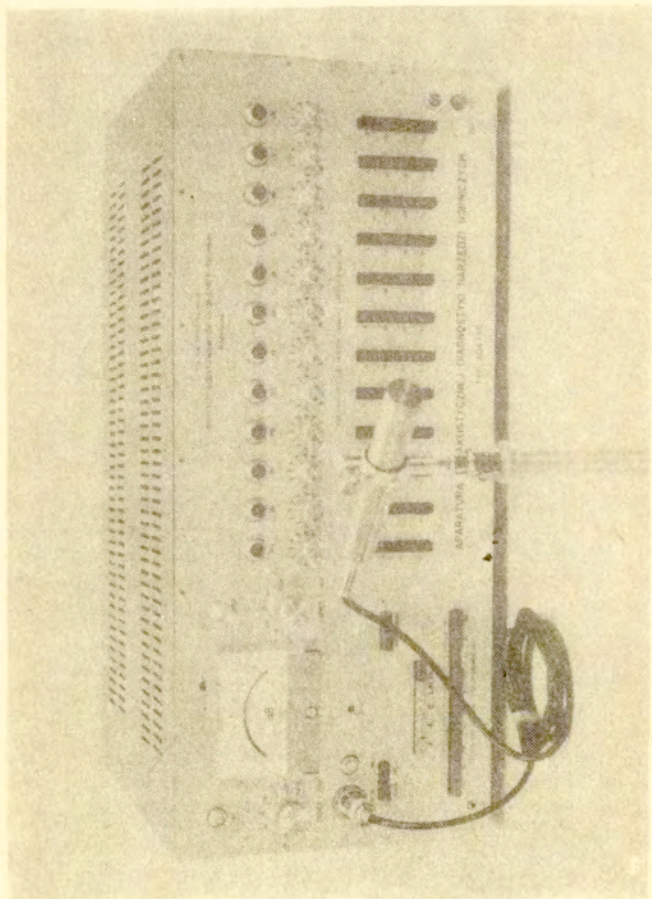
70. ZMIERCZAK T., MOTYLEWSKI J.: Pomiary parametrów hałasu jako wstęp do badań diagnostycznych przekładni zębatych. W: Mat. XX Otw. Sem. z Akust., PTA, Poznań 1973.

S P I S    T R E Ś C I

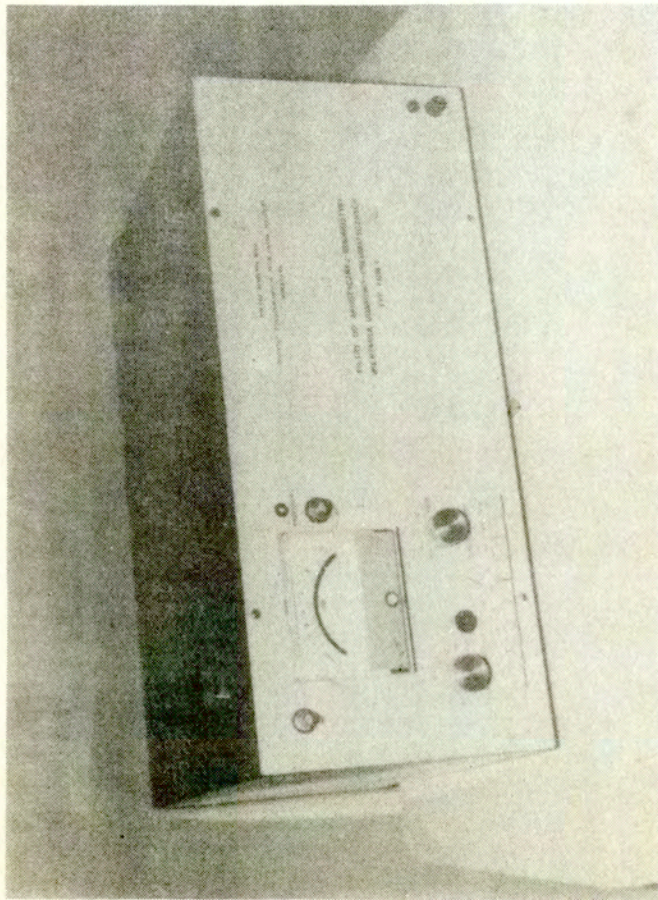
	str.
Streszczenie . . . . .	3
1. Wstęp . . . . .	4
2. Zagadnienia wibroakustycznej diagnostyki maszyn . . .	7
2.1. Zakres i podział diagnostyki wibroakustycznej. .	7
2.2. Zadanie diagnostyczne w ujęciu analitycznym. . .	11
3. Cel i zakres pracy - teza . . . . .	17
4. Założenia metodyczne akustycznych badań diagnostycz- nych. . . . .	18
4.1. Generacja akustycznych sygnałów impulsowych w ma- szynach udarowych. . . . .	18
4.2. Zakres i cel badań doświadczalnych . . . . .	21
4.3. Kryteria wyboru przetwornika wejściowego . . . .	22
5. Badania eksperymentalne maszyn udarowych. . . . .	35
5.1. Przedmiot i metodyka badań eksperymentalnych . .	35
5.2. Maszyny formierskie. . . . .	37
5.3. Wiertarki udarowo-obrotowe . . . . .	55
6. Aparatura do akustycznej diagnostyki kontrolnej maszyn udarowych . . . . .	69
6.1. Założenia ogólne . . . . .	69
6.2. Aparatura do akustycznej diagnostyki maszyn for- mierskich. . . . .	73
6.3. Aparatura do akustycznej diagnostyki kontrolnej wiertarek udarowo-obrotowych . . . . .	76
7. Weryfikacja metody i aparatury do akustycznej diagnos- tyki kontrolnej maszyn udarowych. . . . .	77
7.1. Weryfikacja metody i aparatury do akustycznej diagnostyki maszyn formierskich. . . . .	77
7.2. Weryfikacja metody i aparatury do akustycznej diagnostyki kontrolnej wiertarek udarowo-obroto- wych . . . . .	80
8. Wnioski . . . . .	84
Bibliografia . . . . .	87



Rys.6.6.4. Widok ogólny aparatury do akustycznej diagnostyki maszyn formierskich  
typ ADA-2F.



Rys.6.5. Widok ogólny aparatury do akustycznej diagnostyki narzędzi górniczych typ ADA-3G.



Rys.6.6. Widok ogólny filtrów do akustycznej diagnostyki wiertarek  
typ FDW-1.