

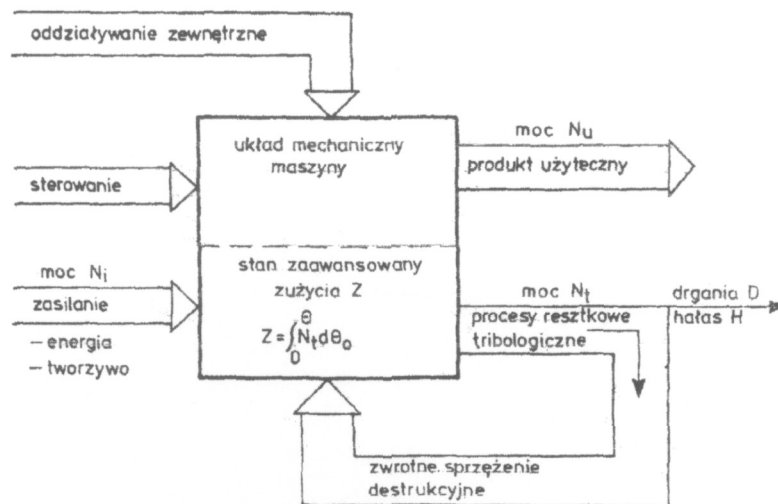
## 2. ŹRÓDŁA DRGAŃ I HAŁASU W PRZEMYŚLE

Zaznajomiliśmy się już z podstawowymi własnościami procesów wibroakustycznych. Dotyczy to zwłaszcza widzianych od strony modelowej zagadnień opisu, generacji i propagacji. Celem naszym jest jednak zastosowanie tej wiedzy do rzeczywistych sytuacji spotykanych w przemyśle, a więc do zagadnień minimalizacji drgań i hałasu maszyn i urządzeń technologicznych. Zatem należy zapoznać się z podstawowymi mechanizmami generacji drgań i hałasu w tych obiektach, a także z opisem i charakterystyką wibroakustyczną samych obiektów.

### 2.1. PRZYCZYNY POWSTAWANIA

Rozpatrując drgania lub hałas dowolnego obiektu mechanicznego (maszyny, urządzenia, instalacji przemysłowej) szukamy wprawdzie odpowiedzi na pytanie, jakie są przyczyny tych niekorzystnych zjawisk i jakie jest ich pochodzenie. W ogólności zakłócenia wibroakustyczne emitowane przez obiekt mogą mieć dwojakie pochodzenie: wewnętrzne i zewnętrzne, oraz dwojaką naturę lub mechanizm generacji: mechaniczny oraz aerodynamiczny. Wewnętrzne przyczyny drgań i hałasu wynikają z konstrukcyjnego sposobu realizacji funkcji celu maszyny - przetwarzania dostarczonej energii i surowca na pracę użyteczną i jej wytwór. Zewnętrzne przyczyny drgań i hałasu to wymuszenia mechaniczne i akustyczne, działające z zewnątrz na obiekt, dla których on sam spełnia rolę przetwornika. Decydującą rolę odgrywają tu własności rezonansowe części mechanoakustycznej obiektu, elementów maszyny, korpusu, osłon i komór z nich utworzonych. Sposób wytwarzania hałasu (jego mechanizm) może być czysto mechaniczny, kiedy drgająca powierzchnia elementu maszynowego jest emitorem (źródłem) hałasu. Z drugiej strony generacja hałasu może być czysto aerodynamiczna, gdy ruch ośrodka (cieczy, gazu, powietrza) powoduje zjawiska akustyczne. Jest tu miejsce na całe spektrum zjawisk; od szumu wiatru i wydechu silnika spalinowego do szumu kawitacji, ryku silnika odrzutowego i na trzasku wyładowania iskrowego skończywszy.

Warto tu pamiętać, że drgania i hałas maszyn są ściśle związane z ich stanem technicznym; większe zużycie - większe natężenie tych zjawisk. Ten związek przyczynowo-skutkowy jest podstawą rozwijającej się obecnie wibroakustycznej diagnostyki maszyn i urządzeń [19] ; trzeba o tym pamiętać zajmując się badaniem przyczyn drgań i hałasu maszyn. Poglądową ilustrację wzajemnego sprzężenia między zużyciem a intensywnością zjawisk WA przedstawia model tribowibroakustyczny maszyny [26, r. 2.3.6] , polegający na spostrzeżeniu proporcjonalności między przyrostem amplitudy drgań maszyny a energią traconą przez nią na procesy zużyciowe. Rozumowanie wiodące do tego stwierdzenia przedstawia rys. 2.1, ujmujący

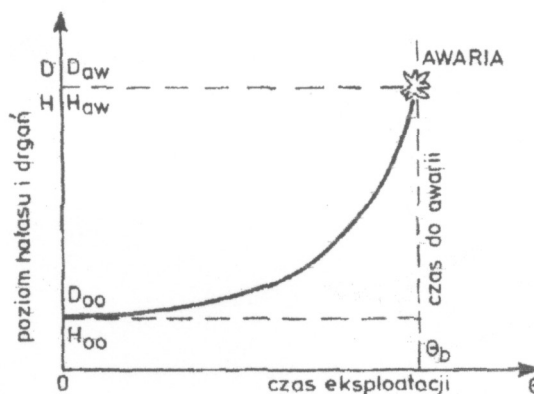


Rys. 2.1. Maszyna jako system działaniowy i generator procesów resztkowych

maszynę jako system działaniowy przekształcający zasilanie w energię i surowiec w pracę użyteczną i wytwór z jednej strony, oraz procesy resztkowe destrukcyjne z drugiej strony. Dzięki takiemu ujęciu można napisać ilościową zależność między amplitudą drgań maszyny  $D$  a czasem jej eksploatacji  $\vartheta$  w postaci [27]

$$D = \frac{D_{00} \cdot \vartheta_b}{\vartheta_b - \vartheta} \quad (2.1)$$

gdzie  $D_{00}$  to początkowa wartość ( $\vartheta = 0$ ) amplitudy drgań maszyny, zaś  $\vartheta_b$  czas bezawaryjnej pracy. Taki sam wzór może dotyczyć również poziomu emitowanego hałasu jak to jakościowo przedstawia rys. 2.2.



Rys. 2.2. Ilustracja jakościowych zmian poziomu drgań i hałasu w procesie eksploatacji maszyny

Względne zmiany amplitud drgań i hałasu od uruchomienia do awarii sięgają zwykle

$$\frac{H_{aw}}{H_{00}} \leq \frac{D_{aw}}{D_{00}} \cong 3 \div 6 \cong 10 \div 16 \text{dB}$$

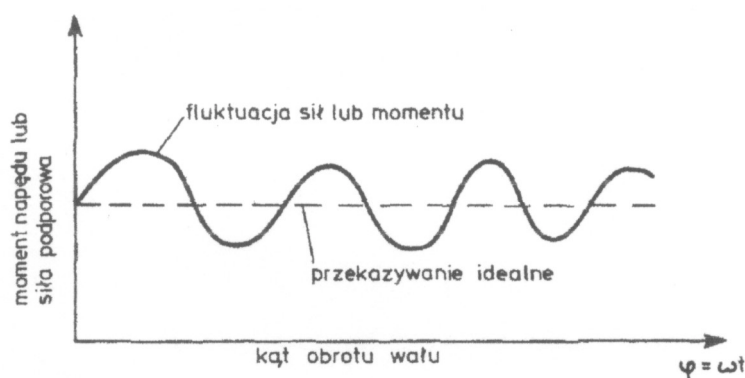
przy czym zmiany poziomu hałasu mogą być mniejsze ze względu na maskowanie innych źródeł i innych sposobów generacji niż mechaniczny.

Wiedząc o takich zmianach hałasu i drgań, jakim maszyny podlegają w procesie ich eksploatacji, możemy obecnie wziąć pod uwagę inne czynniki mające istotny wpływ na poziom tych zjawisk niezależnie od czasu eksploatacji.

### 2.1.1. DRGANIA I HAŁAS MECHANICZNY

Zewnętrzne przyczyny drgań mają na ogół charakter wymuszeń kinematycznych, tzn. punkty podparcia lub mocowania obiektu (podłoże) wykonują zadany ruch drganiowy, w najprostszym przypadku harmoniczny. Z sytuacją taką mamy do czynienia przy drganiach stropu, na którym zainstalowane są maszyny o dużej dynamiczności jako źródła drgań w sąsiedztwie maszyn wrażliwych drganiowe. Podobnie. rzecz ma się z drganiami gruntu i budynków mieszkalnych od wbijanego pała na ulicy lub od ruchu ulicznego, podziemnego metra, itd. Jeśli teraz rozpatrywać będziemy ruch obiektu chronionego drganiowe, tzn. wrażliwego urządzenia na drgającym stropie, budynku w okolicy ruchu podziemnego, to ruch gruntu i (lub) stropu można traktować jako wymuszenie kinematyczne. W każdym z tych przypadków punkty podparcia interesujących nas obiektów mają zewnętrznie zadany ruch w postaci procesu  $z(t)$ , który może być zdeterminowany, ciągły lub impulsowy, bądź też stacjonarny przypadkowy. Odpowiedź układu mechanicznego maszyny na takie wymuszenie oszacujemy później.

Przyczyny wewnętrzne, wymuszające drgania mają na ogół charakter siłowy i w głównej mierze są to siły bezwładności ruchomych elementów. Mogą one wynikać z ruchu posuwisto-zwrotnego oraz obrotowego nie wyważonych statycznie i dynamicznie elementów maszyn. Inna ważna grupa wymuszeń siłowych to wzajemne zderzenia (robocze lub pasożytnicze) elementów, które charakteryzują się występowaniem krótkotrwałych sił stykowych o bardzo dużych wartościach (im krótsze zderzenie, tym szersze jego widmo w skali częstotliwości). Mogą one pochodzić od procesu roboczego realizowanego przez obiekt (młoty, narzędzia udarowe), od niedokładności montażu i zużycia (luzy) lub być następstwem sposobu przekazywania momentów i sił jak w przekładniach zębatych oraz łożyskach tocznych (patrz rys.2.3).



Rys. 2.3. Pulsacje przekazywanego momentu lub siły reakcji w łożysku tocznym z tytułu dyskretny i zmiennej liczby elementów tocznych (zębów w przyporze)

Ostatnia grupa wymuszeń to siły pochodzące od pulsacji ciśnienia czynnika roboczego (gazy, ciecze) w przestrzeni roboczej maszyny lub instalacji przemysłowej (np. silniki spalinowe, pompy, wentylatory, rurociągi). Siły te, działając powierzchniowo na dużych obszarach są niejednokrotnie przyczyną występowania dużych amplitud drgań. Podobnie jak dla wymuszeń kinematycznych wprowadźmy tu ogólne oznaczenie dla sił wymuszających lub ciśnień  $p(t)$ .

Z dynamiki układów mechanicznych oraz teorii drgań [28,r.11] wiadomo, że każdy obiekt mechaniczny charakteryzuje się skończoną podatnością na wymuszenia  $\alpha(f)$  [29, r. 5]. Wielkość ta jest charakterystyką częstotliwościową własności dynamicznych obiektu. Znając ją możemy napisać związek między amplitudą harmonicznych wymuszeń kinematycznych:  $z(t) = z_0 \cos 2\pi ft$  lub siłowych  $p(t) = p_0 \cos 2\pi ft$  a amplitudą drgań  $u(t) = u_0 \cos (2\pi ft + \varphi)$  w dowolnym interesującym nas obszarze obiektu, gdyż:

dla wymuszenia siłowego

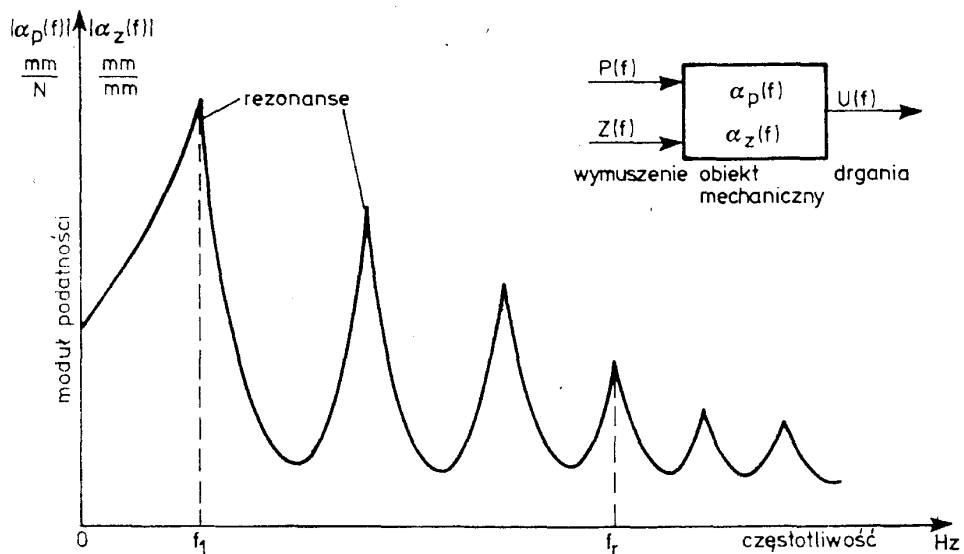
$$u_o = \alpha_p(f)p_o \text{ lub ogólnie } U(f) = \alpha_p(f)P(f)$$

dla wymuszenia kinematycznego

(2.2)

$$u_o = \alpha_z(f)z_o \text{ lub ogólnie } U(f) = \alpha_z(f)Z(f)$$

We wzorach tych  $\alpha_p(f)$ ,  $\alpha_z(f)$  - odpowiednio podatności na wymuszenie siłowe i kinematyczne. Druga część wzorów jest uogólnieniem zastosowań podatności na związki między widmami fourierowskimi odpowiedzi  $U(f) = F[u(t)]$  oraz wymuszeń  $P(f) = F[p(t)]$ ,  $Z(f) = F[z(t)]$  (patrz wzór (1.83)) słuszne dla każdej częstotliwości  $f$ . Podatności dynamiczne  $\alpha_p(f)$ ,  $\alpha_z(f)$  są funkcjami częstotliwości i w ogólności charakteryzują się występowaniem rezonansów o częstotliwościach  $f_r$ ,  $r=1,2,\dots$ . Sytuację tę obrazuje rys. 2.4 skąd wynika, że wartość rezonansowa



Rys. 2.4. Rezonansowy charakter podatności siłowej i przemieszczeniowej obiektu mechanicznego.

podatności jest wielokrotnie wyższa od podatności przy statycznym działaniu tej samej siły. Stąd też na mocy wzorów (2.2) jeśli częstość wymuszenia będzie bliska jednej z częstotliwości rezonansowej obiektu, to jego amplitudy drgań i poziom hałasu mechanicznego mogą przyjmować bardzo duże wartości. Jak już często podkreślaliśmy, drgania te mogą niekorzystnie wpływać na realizowany proces (dokładność), być niebezpieczne dla obiektu (zniszczenie) oraz niebezpieczne dla otoczenia technicznego i ludzkiego (hałas).

Dla wymuszeń nieharmonicznych szerokopasmowych, a zwłaszcza przypadkowych, obliczanie amplitudy drgań nie jest zwykłym przemnożeniem składowych widm jak w (2.2); lecz zgodnie ze wzorem (1.88) należy obliczyć średni kwadrat odpowiedzi

$$\overline{u^2} = \frac{1}{T} \int_0^T u^2(t) dt = \int_0^\infty G_{uu}(f) df = \begin{cases} \int_0^\infty |\alpha_p(f)|^2 G_{pp}(f) df \\ 0 \\ \int_0^\infty |\alpha_z(f)|^2 G_{zz}(f) df \end{cases} \quad (2.3)$$

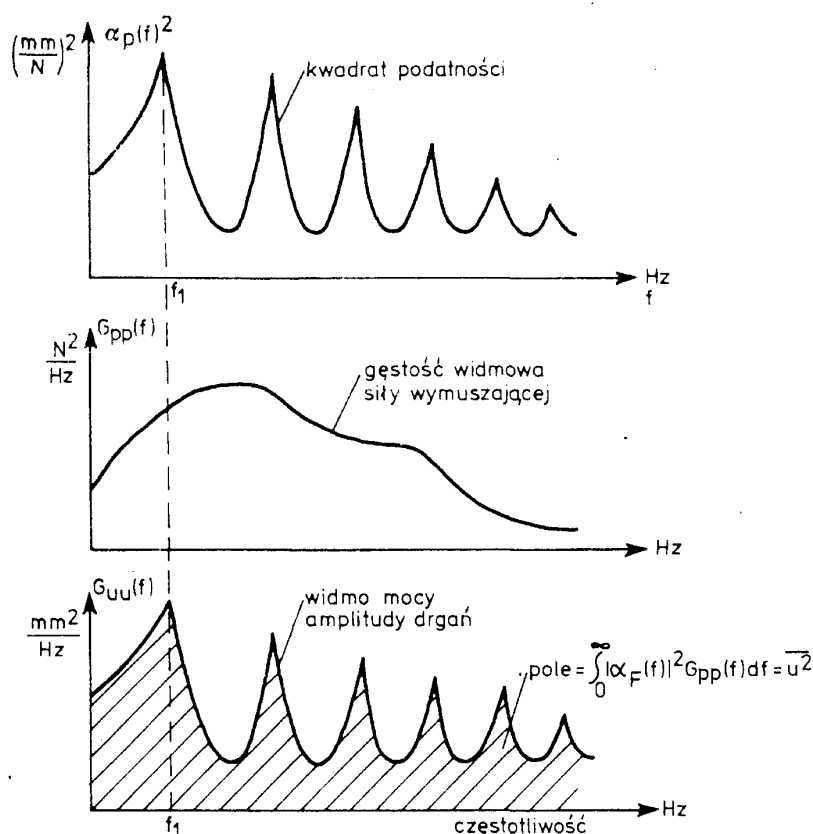
gdzie  $G_{pp}(f) = \frac{1}{T}|P(f)|^2$ ,  $G_{zz}(f) = \frac{1}{T}|Z(f)|^2$  są gęstościami widmowymi mocy odpowiednich wymuszeń. Wzory te można obecnie wyjaśnić graficznie jako pole pod iloczynem gęstości widmowej i kwadratu podatności, jak na rys. 2.5. Widać tu, że pole pod krzywą gęstości widmowej odpowiedzi daje sumę wszystkich przyczynków drgań o różnych częstotliwościach do całkowitej amplitudy drgań w danym miejscu obiektu.

Zastosowane rozumowanie, wzory i rysunki, dotyczące podatności są dogodne w zagadnieniach analizy drgań. W analizie hałasu mechanicznego bardziej użyteczne jest pojęcie mobilności  $M(f)$ , będącej analogiem podatności dla prędkości. Stąd wzór (2.2) napisany w kategoriach amplitudy prędkości będzie miał postać

$$v_o = M_p(f)p_o \quad \text{lub ogólnie} \quad V(f) = M_p(f)P(f),$$

$$v_o = M_z(f)z_o \quad \text{lub ogólnie} \quad V(f) = M_z(f)P(f),$$
(2.2a)

z analogicznym związkiem na średni kwadrat prędkości jak (2.3) przemieszczeniach. Ten typ zależności jest bardziej dogodny przy obliczeniach hałasu mechanicznego, które również można wykonać na podstawie relacji (2.2); trzeba się jednak domyślić relacji oczywistej że:  $M(f) = 2\pi j f \alpha(f)$ .



Rys. 2.5. Sumowanie przyczynków do średniego kwadratu amplitudy drgań przy przypadkowym wymuszeniu szerokopasmowym.

### 2.1.2. PODSTAWOWE PRZYCZYNY HAŁASU AERODYNAMICZNEGO

Jak już mówiliśmy, zasadniczo można wyróżnić dwa sposoby generacji hałasu: mechaniczny i aerodynamiczny. Niżej więc scharakteryzujemy mechanizm generacji tych dwu rodzajów hałasu.

Hałas mechaniczny jest efektem drgań części maszyn, instalacji i polega na wypromieniowaniu części energii drgań w otaczający ośrodek. Ten sposób generacji omawiany był szczegółowo dla źródeł modelowych w rozdz. 1.2, skąd również wynika, że związany on jest silnie z generacją drgań. Analizując jednak hałas mechaniczny elementów maszyn i instalacji, nie zawsze da się w nich wyróżnić źródła elementarne typu monopól, dipól (patrz rozdz. 1.2). Znacznie łatwiej jest wyróżnić elementy i części płaskie, sztywne drgające współfazowo, których modelem generacji może być sztywna drgająca współfazowo płyta, odznaczająca się największą efektywnością przetwarzania drgań na hałas. Chcąc ująć w tym modelu ogół zagadnień generacji hałasu mechanicznego wprowadźmy współczynnik efektywności promieniowania  $\Lambda$  w porównaniu do drgającej sztywnej płyty

$$\Lambda = \frac{N_z}{N_p} \quad 0 \leq \Lambda \leq 1 \quad (2,4)$$

gdzie  $N_z$  - moc hałasu wypromieniowanego przez złożone źródło,  $N_p$  - moc wypromieniowana w tych samych warunkach przez sztywną płytę. Dla dowolnego elementu mechanicznego promieniującego hałas na podstawie (1.45) i powyższego jego moc będzie zatem

$$N = \rho_0 c v^2 S \Lambda, \quad N \approx \overline{v^2} \quad (2.5)$$

gdzie  $\rho_0$ ,  $c$  - odpowiednio gęstość otaczającego ośrodka i prędkość w nim dźwięku,  $S$  - powierzchnia elementu,  $\overline{v^2}$  - średnia kwadratowa prędkość drgań [29].

Jak widać wypromieniowana moc hałasu mechanicznego zależy od własności ośrodka, ściślej jego oporności falowej  $Z = \rho_0 c$ . Dlatego też przy tych samych pozostałych warunkach moc hałasu wypromieniowanego w ciecz (wodę) będzie znacznie większa niż wypromieniowanego w powietrze. Inną jest sprawą, że w wodzie jest trudniej uzyskać tę samą liczbę Macha  $\frac{v}{c}$  dla elementu promieniującego hałas, o czym mówiliśmy w rozdz. 1.2.3. W kategoriach wprowadzonej tam energetycznej sprawności generacji hałasu ( $\eta_a = \eta_v \eta_t \eta_r$  wzór (1.58)) nasz współczynnik bowiem nie ujmuje efektywności generacji drgań  $\eta_v$ , tak więc można od razu napisać

$$\Lambda = \frac{N_z}{N_p} = \eta_t \eta_r \quad (2.6)$$

czyli jest on iloczynem współczynnika efektywności transmisji drgań  $\eta_t$  od miejsca promieniowania i współczynnika efektywności promieniowania. Do zagadnień tych wrócimy jeszcze przy okazji minimalizacji hałasu mechanicznego.

Hałas aerodynamiczny (hydrodynamiczny) jest związany z przepływem płynów (gazów i cieczy), a jego główne przyczyny powstawania i podział są wg Judina [30, r. 21] następujące:

1° Hałas powstający przy okresowym otwieraniu i zamykaniu swobodnego wylotu gazów w atmosferę. Do tego typu źródeł należy zaliczyć wszelkie maszyny tłokowe pracujące w sposób porcjowy, np. silniki, sprężarki. Widmo hałasu zawiera tu częstotliwości charakterystyczne i ich harmoniczne związane z liczbą obrotów  $n$  (obr/min) i liczbą cylindrów  $s$ , Mamy więc widmo prążkowe o częstotliwościach

$$f_m = mt \frac{nS}{60}, \text{ Hz}, \quad (2.7)$$

gdzie  $m = 1, 2, \dots$ ,  $t=1$  - silnik dwusuwowy,  $t=2$  - silnik czterosuwowy. Moc akustyczna  $N$  takiego źródła hałasu proporcjonalna jest do czwartej potęgi liczby obrotów, czyli jednocześnie prędkości strugi  $V$  i kwadratu średnicy tłoka  $D$ , tak więc

$$N \approx n^4 D^2 \approx V^4 D^2 \quad (2.8)$$

2° Hałas powstający przy opływie przeszkód związany z zawirowaniem strugi za przeszkodą oraz hałas powstający w warstwie przyściennej rurociągu w wyniku odrywania się strugi. W obu przypadkach widmo hałasu ma charakter szerokopasmowy ze składowymi poliharmonicznymi zależnymi od typu maszyny. Ten typ hałasu dominuje w wentylatorach, dmuchawach i sprężarkach wirnikowych, dając szerokopasmowe widmo na tle szeregu harmoniczných obrotowych  $f_{om}$  i łopatkowych  $f_{lm}$ ,

$$f_{om} = \frac{mn}{60} \text{ Hz}, \quad f_{lm} = \frac{ml}{60} \text{ Hz}, \quad (2.9)$$

Częstotliwości obrotowe i ich harmoniczne są wynikiem aerodynamicznego (konstrukcyjnego lub eksploatacyjnego) niezrównoważenia wirnika (różna minimalnie długość i rozstaw łopatek). Częstotliwości łopatkowe zaś i ich harmoniczne to wynik porcjowego pobierania lub zrzucania medium do rurociągu.

Moc generowanego w ten sposób hałasu proporcjonalna jest do szóstej potęgi prędkości strugi gazu  $V$ , czyli

$$N \approx V^6 \quad (2.10)$$

3° Hałas powstający w wyniku mieszania się strumienia gazów o różnych prędkościach lub przy wypływie strumienia w spokojną atmosferę (jet noise). Kolektory rurociągów, upusty sprężonego powietrza, pary, palniki gazowe oraz silniki odrzutowe cechują się głównie hałasem tego typu. Widmo hałasu jest tutaj szerokopasmowe z częstością dominującą zależną od prędkości wypływu  $V$ , średnicy wylotu  $D$  i liczby Strouhala  $Sh$  (zwykle  $Sh \sim 0,15$ )

$$f_{max} \cong Sh \frac{V}{D} \quad (2.11)$$

Moc akustyczna  $N$  jest proporcjonalna tutaj aż do ósmej potęgi prędkości strumienia  $V$  i kwadratu średnicy wylotowej strugi  $D$ , czyli

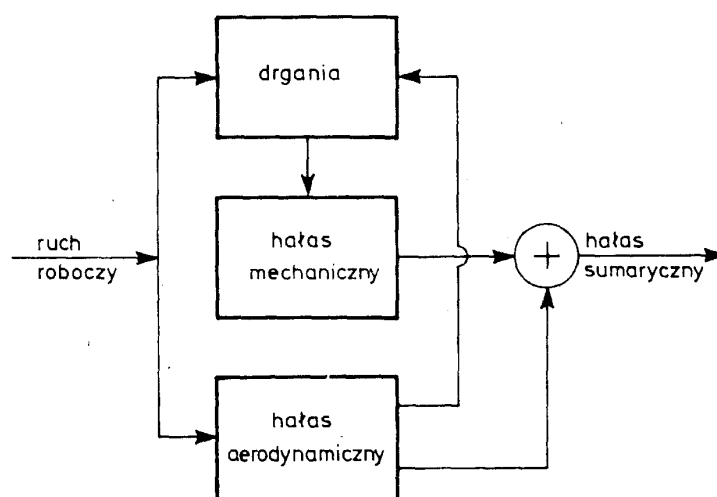
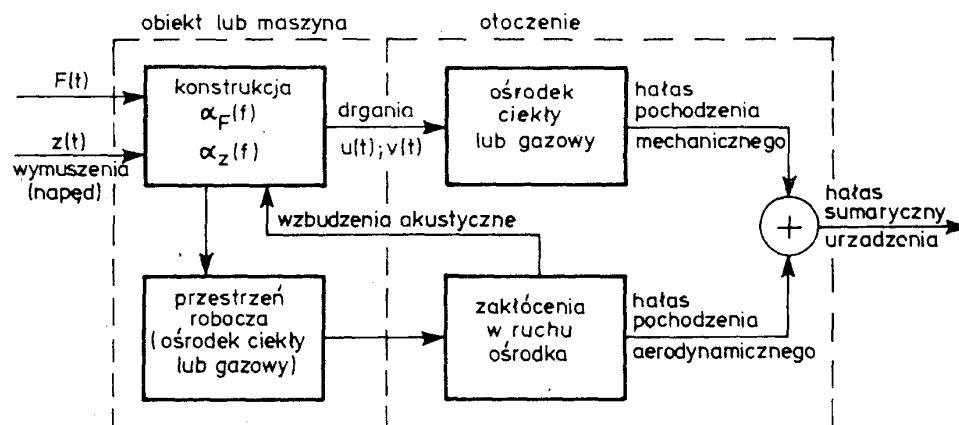
$$N \approx D^2 V^8 \quad (2.12)$$

4° Hałas spalania paliw stałych lub płynnych w palnikach różnego typu cechuje się również szerokopasmowym charakterem. Moc generowanego hałasu zależy tu od charakteru spalania i przy stacjonarnym spalaniu proporcjonalna jest do kwadratu prędkości wypływu medium  $V$  i szybkości

plamienia S oraz wymiaru charakterystycznego palnika l [31, s. 249]

$$N \approx V^2 S^2 l^2 \quad (2.13)$$

5° W instalacjach wodnych dominują szerokopasmowe szумы kawitacyjne, związane z obecnością lub wytwarzaniem stanu ciecz-para lub ciecz-gaz. Hałas tego typu



Rys. 2.6. Graficzne przedstawienie generacji hałasu w maszynach i urządzeniach.

jest dominujący dla pracy pomp, zaworów, kranów itp. Po wzбудzeniu drgań mechanicznych w korpusie maszyny lub instalacji hałasy te przenoszą się następnie na całą sieć rurociągów. Dla pomp moc szumów kawitacyjnych zależna jest od prędkości obwodowej łopatek V z wykładnikiem zależnym od stadium kawitacji i typu pompy, czyli wg [32, r. 4]

$$N \approx V^\chi, \quad \chi=6-30 \quad (2.14)$$

Opisane możliwości powstawania hałasów aerodynamicznych lub mechanicznych nie występują na ogół samodzielnie. Rzeczywisty hałas obiektu jest zawsze mieszaniną obu dróg generacji. Dlatego bardzo ważnym celem pomiarów i analiz jest określenie wzajemnych współzależności oraz sposobów powstawania tych zakłóceń. Daje to bowiem podstawę do efektywnej minimalizacji zjawisk WA, a że nie jest to łatwe wystarczy przeanalizować rysunek 2.6 dający pogląd na sposób tworzenia sumarycznego hałasu maszyny, urządzenia mechanicznego bądź instalacji.