

**DRGANIA
MECHANICZNE
I HAŁAS
W UJĘCIU
INŻYNIERII
ERGONOMICZNEJ**

Edwin Tytyk

**DRGANIA
MECHANICZNE
I HAŁAS
W UJĘCIU
INŻYNIERII
ERGONOMICZNEJ**



WYDAWNICTWO
POLITECHNIKI
POZNAŃSKIEJ

Poznań 2021

RECENZENT

prof. dr hab. inż. Edward Kowal

REDAKCJA

Katarzyna Muzia

SKŁAD

Emilia Kozłowska

PROJEKT OKŁADKI

Paweł Ziętek

GRAFIKA NA OKŁADCE

Photoroyalty/Freepik



Zezwala się na korzystanie na warunkach licencji *Creative Commons – uznanie autorstwa – na tych samych warunkach 4.0* (znanej również jako CC-BY-SA) dostępnej pod adresem <https://creativecommons.org/licenses/by-sa/4.0/> lub innej wersji językowej tej licencji, lub którejkolwiek późniejszej wersji tej licencji opublikowanej przez organizację Creative Commons.

ISBN 978-83-7775-637-9 (wersja drukowana)

ISBN 978-83-7775-638-6 (wersja elektroniczna)

<https://doi.org/10.21008/b.978-83-7775-638-6>

Wydanie I

Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej

ul. Piotrowo 5, 61-138 Poznań

tel. +48 (61) 665 35 16

e-mail: office_ed@put.poznan.pl

<https://wydawnictwo.put.poznan.pl>

DRUK I OPRAWA

Perfekt Druk

ul. Skórzewska 63, 60-185 Skórzewo

tel. (61) 666 05 19

SPIS TREŚCI

PRZEDMOWA	7
1. WSTĘP	9
2. DRGANIA MECHANICZNE	11
2.1. Fizyczne podstawy zjawiska drgań mechanicznych	11
2.2. Wpływ drgań mechanicznych na człowieka	12
2.3. Techniczne i organizacyjne sposoby ograniczania wpływu drgań mechanicznych na człowieka	16
3. DRGANIA AKUSTYCZNE JAKO HAŁAS	22
3.1. Fizyczne podstawy zjawisk akustycznych	22
3.2. Działanie fal akustycznych na człowieka	25
3.3. Wartości kryterialne hałasu słyszalnego	28
3.4. Wartości kryterialne hałasu ultradźwiękowego	31
3.5. Wartości kryterialne hałasu ultradźwiękowego	35
3.6. Ogólne zasady ograniczania wpływu hałasu na człowieka	36
4. POMIARY WIELKOŚCI WIBROAKUSTYCZNYCH	41
4.1. Aparatura do pomiaru drgań	41
4.2. Pomiar drgań ogólnych	43
4.3. Pomiar drgań miejscowych	45
4.4. Aparatura do pomiaru hałasu	48
4.5. Metody pomiaru hałasu	50
4.6. Analiza częstotliwościowa hałasu	53
5. PODSTAWOWE OBLICZENIA WIBROAKUSTYCZNE	56
5.1. Sumowanie energii akustycznej z różnych źródeł	56
5.2. Wpływ odległości źródeł hałasu od odbiorcy na poziom natężenia dźwięku	57
5.3. Dźwiękochłonność materiałów znajdujących się we wnętrzu obudowy	60
5.4. Dźwiękoizolacyjność materiałów obudowy	61
5.5. Ekranowanie źródeł hałasu	62
5.6. Wibroizolacyjność połączeń konstrukcyjnych	64
5.7. Obliczenia hałasów aerodynamicznych	65
6. PRAKTYCZNE SPOSOBY OGRANICZANIA EMISJI HAŁASU	67
6.1. Zmiany konstrukcyjne źródeł drgań i hałasu	67
6.2. Tłumienie dźwięków wewnątrz pomieszczenia i obudowy maszyny.....	69
6.3. Zwiększanie dźwiękoizolacyjności obudów	73
6.4. Zagospodarowanie przestrzeni wokół hałaśliwego zakładu	74
7. PRZYKŁADY INŻYNIERSKICH ROZWIĄZAŃ OGRANICZAJĄCYCH DRGANIA MECHANICZNE I HAŁAS	76
7.1. Prace projektowo-wdrożeniowe dotyczące obniżenia hałasu zautomatyzowanego agregatu pakującego	76

7.2. Prace projektowo-wdrożeniowe dotyczące obniżenia hałasu automatu dozującego i pakującego środki spożywcze	80
7.3. Prace projektowo-wdrożeniowe dotyczące obniżenia hałasu w pomieszczeniach biurowych zakładu przemysłowego	82
7.4. Prace projektowo-wdrożeniowe dotyczące obniżenia hałasu przemysłowych układów wentylacyjno-odpylających	86
7.5. Hałas generowany przez reduktor ciśnienia gazu	90
7.6. Hałas aerodynamiczny pochodzący od źródeł nieprzemysłowych	92
8. PODSUMOWANIE I WNIOSKI	96
LITERATURA	99
Źródła internetowe	101
Wybrane akty prawne	102
SPIS RYSUNKÓW	104
SPIS TABEL	106

PRZEDMOWA

Problemy wiążące się z nadmiernymi intensywnościami drgań i hałasu w środowisku pracy i życia współczesnych ludzi mają źródła w technice. Model gospodarki, w którym najwyższą wartością jest zysk, powoduje pogoń za wydajnością pracy i nasyceciem każdej dziedziny życia środkami technicznymi będącymi źródłami zjawisk wibroakustycznych. Należy pamiętać o przesłaniu sformułowanym przez angielskiego ekonomistę Ernsta Friedricha Schumachera, że gospodarka ma sens tylko wtedy, gdy człowiek dla niej się liczy. Zamiast słowa „gospodarka” można użyć „technika”, bo bez niej współczesna gospodarka nie może się obejść. W roku 1973 ukazała się książka E.F. Schumachera pt. *Małe jest piękne*, w której autor poddaje krytyce wiarę w nieograniczony postęp, rozwój i możliwość ciągłej ekspansji techniki. Parafrazując ten tytuł, można powiedzieć: „ciche jest piękne”. Oznacza to, że należy chcieć i umieć projektować oraz eksploatować środki techniczne tak, aby nie były źródłami nadmiernych drgań mechanicznych i hałasu, które są obecnie najbardziej dokuczliwymi czynnikami środowiska pracy.

Monografia, zgodnie z definicją zawartą w *Słowniku języka polskiego PWN*, jest to praca naukowa poświęcona jednemu zagadnieniu i w pełni wyczerpująca to zagadnienie. Książka, którą oddajemy do rąk czytelników, jest poświęcona jednemu zagadnieniu: zjawiskom wibroakustycznym, czyli drganiom mechanicznym i hałasom.

W monografii użyto pojęcia „inżynieria ergonomiczna” i w takim aspekcie przedstawiono zagadnienia wibroakustyczne. Ergonomii nie będziemy w tym miejscu definiować, gdyż zrobiło już to wielu autorów. Warto tylko pamiętać, że uznanym na całym świecie prekursorem tej nauki był Polak – prof. Wojciech Bogumił Jastrzębowski, który już w roku 1857 dostrzegł konieczność rozwijania badań w tym obszarze. Ergonomię, jako naukę interdyscyplinarną, można i należy rozwijać wielokierunkowo. Szczególnie interesującym kierunkiem jest nurt techniczny, inżynierski, gdyż czynniki negatywnie wpływające na człowieka mają swe źródła w rozwiązaniach technicznych i organizatorskich, a ich kształtowanie jest domeną działań inżynierskich. Podejście inżynierskie charakteryzuje się określonym porządkiem działań: identyfikowaniem fizycznej istoty i źródeł zjawisk będących przedmiotem zainteresowania, ich ilościową i jakościową analizą, oceną wpływu na człowieka oraz technicznymi zasadami kształtowania ich źródeł – w celu minimalizacji szkodliwości i uciążliwości tych czynników dla człowieka w środowisku pracy i życia poza pracą.

Inżynierię ergonomiczną można zdefiniować jako naukę i umiejętność wykonywania prac inżynierskich (projektowych i wdrożeniowych), których celem jest wytworzenie obiektów technicznych o wysokiej jakości ergonomicznej, a także

bezpiecznych, zdrowych oraz przyjaznych warunków współdziałania człowieka i obiektów technicznych. Jakość ergonomiczna obiektu technicznego (wyrobu, narzędzia, maszyny, aparatu, przyrządu, sprzętu, pojazdu) jest to stopień spełnienia określonych kryteriów oceny, sformułowanych w postaci wymagań ergonomicznych zawartych w normach i innych zapisach obligatoryjnych (np. ministerialnych rozporządzeniach), literaturze przedmiotu, a także wyrażanych w opiniach użytkowników tych obiektów (wg [Tytyk, 2011, s. 88–90]).

Czy w książce przedstawiono te zagadnienia w sposób wyczerpujący? Aby odpowiedzieć na to pytanie, należy sprecyzować, dla kogo wiedza zgromadzona w tej publikacji powinna być przydatna i kompletna. Praca jest adresowana do osób w różny sposób zajmujących się techniką: inżynierów projektantów, konstruktorów, służb utrzymania ruchu w zakładach przemysłowych, służb bezpieczeństwa i higieny pracy, organizatorów pracy i menedżerów przemysłu, a także studentów takich kierunków studiów. Wiedza z zakresu zjawisk wibroakustycznych, którą mają pracownicy i studenci z wymienionych obszarów działalności inżynierskiej, często jest powierzchowna i niewystarczająca do efektywnego ograniczania szkodliwości i uciążliwości zjawisk wibroakustycznych – co autor monografii stwierdza na podstawie wieloletnich doświadczeń w pracy naukowo-badawczej i dydaktycznej na Politechnice Poznańskiej.

Nawiązując do hasła: „ciche jest piękne”, odwołano się do ergonomicznego punktu widzenia tej problematyki. E.F. Schumacher postulował odejście od gigantomanii w gospodarce i technice jako strategii przynoszącej więcej skutków negatywnych niż pozytywnych. Negatywne skutki widział m.in. w postępującym procesie dehumanizacji warunków pracy i uczynieniu jej coraz bardziej nużącej i powodującej zniechęcenie, zmęczenie i frustrację (mechanizacja, automatyzacja, robotyzacja – a człowiek jako dodatek do „mądrej” maszyny sterowanej sztuczną inteligencją). Jako przeciwwagę do tej strategii rozwoju proponował przejście do działań na małą i lokalną skalę (urok „małego”), co doprowadzi do zrównoważenia zmian powodowanych przez człowieka z możliwościami regeneracyjnymi przyrody.

Odnosząc ten postulat do zjawisk wibroakustycznych, można sformułować następujące zasady: wytwarzać i przenosić tylko tyle energii, ile jest niezbędne do wykonania zadania; źródło energii sytuować jak najbliżej odbiornika; eliminować rozpraszanie energii użytecznej na drodze propagacji energii wibroakustycznej, konieczność ograniczania energii wibroakustycznej traktować na równi z koniecznością zapewnienia wytrzymałości konstrukcji, jej stateczności, niezawodności itp.

Mam nadzieję, że ta monografia będzie merytoryczną pomocą w humanizowaniu techniki w obszarze zagadnień wibroakustycznych.

1. WSTĘP

Drgania mechaniczne i hałas to najczęściej występujące czynniki szkodliwe i uciążliwe dla ludzi, głównie na stanowiskach pracy w przemyśle i transporcie. Od strony fizycznej mają one „wspólny mianownik” – jest nim postać energii sprężystej rozchodzącej się w postaci fali w ciałach o różnym stanie skupienia. Z tego powodu często używa się nazwy „energia wibroakustyczna”. W ciałach stałych i cieczach energia ta przybiera formę drgań mechanicznych, których charakterystyczne parametry to przyspieszenie, częstotliwość i czas działania. W gazach energia ta rozchodzi się w postaci fali akustycznej, dla której można określić: ciśnienie akustyczne (lub poziom ciśnienia akustycznego), natężenie (lub poziom natężenia), częstotliwość oraz czas działania.

Drgania mechaniczne są wytwarzane przez prawie wszystkie pracujące maszyny i są zazwyczaj ubocznym skutkiem działania mechanizmów, w których występują siły o zmiennych wielkościach i zmiennych kierunkach. Istnieje liczna grupa urządzeń technicznych, gdzie drgania mechaniczne generowane są w sposób zamierzony, w celu wykonania określonych zadań: zagęszczania mas sypkich (ubijaki i stoły wibracyjne), przesiewania (sita i kraty wstrząsowe), transportowania drobnych elementów (podajniki wibracyjne), rozbijania materiałów (młoty i wiertarki udarowe) [Tytyk, Butlewski, 2011, s. 102].

Dźwięk, będący postacią energii wibroakustycznej, pojawia się w środowisku powietrznym w rezultacie rozpraszania części energii zużywanej w procesach technologicznych i transportowych, w rezultacie stosowania maszyn i innych urządzeń technicznych do realizacji określonych zadań. Choć jest to znikoma ilość energii z punktu widzenia potrzeb technologicznych, to skutki jej oddziaływania na ludzi są olbrzymie. Dźwięki działające na człowieka w sposób uciążliwy lub szkodliwy to hałasy. W hałasie emitowanym przez dowolne urządzenie techniczne wyróżnia się hałas własny urządzenia (np. praca mechanizmów maszyny) i charakter technologiczny (generowany np. podczas obróbki materiału za pomocą narzędzia). Zazwyczaj hałas technologiczny jest silniejszy od hałasu własnego maszyny, ale istnieją liczne przypadki, kiedy jest odwrotnie (np. pilarki tarczowe, kraty i sita wstrząsowe, urządzenia wibracyjne) [Tytyk, Butlewski, 2011, s. 110, 113].

Mechanizm powstawania i propagacji energii wibroakustycznej oraz jej oddziaływania na obiekty techniczne jest dobrze rozpoznany od strony fizycznej. Występują tu zjawiska charakterystyczne dla zjawisk falowych: odbicia, załamania, ugięcia, dyfrakcji i interferencji. Można je wyjaśnić na podstawie znanych praw fizycznych i opisać modelami matematycznymi. O ile sposób oddziaływania drgań mechanicznych na człowieka jest taki jak na inne obiekty materialne, to skutki tego oddziaływania są innej natury oraz są przedmiotem badań fizjologów i psychologów,

a receptory drgań są rozmieszczone zarówno na powierzchni ciała człowieka, jak i w jego wnętrzu.

Konieczne jest rozróżnienie zakresów częstotliwości drgań akustycznych, gdyż skutki ich oddziaływania na człowieka zależą od tego parametru. Na tej podstawie rozróżnia się infradźwięki (poniżej 16 Hz), dźwięki słyszalne (16–20 000 Hz) i ultradźwięki (powyżej 20 000 Hz). Człowiek ma wyspecjalizowany receptor dźwięków słyszalnych, jest nim organ słuchu. Infra- i ultradźwięki nie są odbierane przez narząd słuchu, lecz oddziałują na człowieka w inny sposób. Szczególnie istotne jest oddziaływanie infradźwięków, gdyż mogą one wywołać zjawisko rezonansu mechanicznego ciała człowieka lub określonych jego części.

Historyczne fakty dotyczące oddziaływania energii wibroakustycznej na człowieka są znamienne. Drgania mechaniczne towarzyszyły człowiekowi zawsze – były spowodowane chodzeniem, bieganiem, uderzaniem, jazdą konną. Długo nie traktowano ich jako czynnika istotnie uciążliwego lub szkodliwego. Szkodliwość drgań stwierdzono w sposób niebudzący wątpliwości dopiero w połowie XX wieku, gdy zaobserwowano skutki uboczne realizacji powojennego hasła: „kobiety na traktory” (uszkodzenia organów wewnętrznych, poronienia). Drgania akustyczne również były i są elementem przyrody, lecz ich uciążliwość i szkodliwość – jako zjawisko hałasu – dostrzeżono znacznie wcześniej niż w przypadku drgań mechanicznych. Już w czasach republiki rzymskiej, w roku 500 p.n.e. w mieście Sybaris (obecnie region Kalabrii w południowej Italii) nakazano przeniesienie warsztatów kamieniarskich i kuźni poza obręb miasta (stąd – od nazwy miasta – sybarytami nazywa się ludzi ceniących komfort). W roku 100 p.n.e. w Rzymie zakazano lokalizowania takich warsztatów w pobliżu domów zamieszkiwanych przez uczonych. W roku 45 p.n.e. zakazano ruchu wozów brukowanymi ulicami Rzymu po zmroku. W 1898 roku w Norymberdze powołano Towarzystwo Walki z Hałasem.

Obecnie zjawiska wibroakustyczne są dobrze rozpoznane jako zjawiska fizyczne. Znane są ich skutki fizjologiczne i oddziaływania na psychikę, wyjaśnione przyczyny powstawania tych zjawisk (w tym – antropogeniczne), techniczne sposoby ograniczania nadmiernych intensywności. Pomimo tej wiedzy teoretycznej i praktycznej zjawiska te ciągle stanowią problem zarówno w środowiskach pracy, jak i w życiu poza pracą. Wyjaśnieniem tego paradoksu jest zapewne to, że rozwiązania techniczne niepowodujące nadmiernych drgań i hałasu są droższe niż te, które takich cech jakościowych nie mają. Zatem oszczędzając pieniądze, płacimy własnym zdrowiem i jakością życia. Milton Friedman, amerykański ekonomista, powiedział: „nie ma takiego wynalazku jak obiad za darmo”.

2. DRGANIA MECHANICZNE

2.1. Fizyczne podstawy zjawiska drgań mechanicznych

Fizyczne skutki oddziaływania drgań mechanicznych na obiekty materialne można opisać prostym modelem opartym na prawach Newtona. Ruch falowy ciała materialnego powoduje cykliczne zmiany prędkości (v) w określonym czasie (t), charakteryzowane przyspieszeniem (a):

$$(v_{\max} - v_{\min})/t = a \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (1)$$

Przyspieszenie (a) materii poddanej drganiom działa na masę (m) tych elementów, wywołując w ich wnętrzu siłę (F) wyrażoną w niutonach [N]:

$$a \cdot m = F \text{ [m/s}^2 \cdot \text{kg} = \text{N}] \quad (2)$$

Siłę tę przenoszą powierzchnie (S) prostopadłe do kierunku działania sił (F), wywołując stan naprężenia (σ):

$$\sigma = F/S \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (3)$$

Każde ciało stałe jest zdolne do przeniesienia określonego maksymalnego naprężenia, po przekroczeniu którego następuje jego destrukcja: pęknięcie, rozerwanie lub zdeformowanie. Przy obliczeniach wytrzymałościowych struktur technicznych należy wziąć pod uwagę fakt, że do naprężeń spowodowanych obciążeniami nominalnymi, wynikającymi z pracy konstrukcji, należy dodać (uwzględniając kierunki wektorów sił) naprężenia spowodowane działaniem drgań mechanicznych. Zdolność materiału do przenoszenia naprężeń nazywa się wytrzymałością (σ_k):

$$\sigma \leq \sigma_k \text{ [N/m}^2\text{]} \quad (4)$$

Z kolei częstotliwość drgań mechanicznych wymuszających, jeśli jest równa lub bliska częstotliwości drgań własnych układu materialnego, może spowodować zjawisko rezonansu mechanicznego. Oznacza to wzrastającą amplitudę drgań wskutek nakładania się (sumowania) kolejnych porcji energii sprężystej w każdym następnym cyklu fali drgań, co skutkuje wykładniczym wzrostem naprężeń wewnętrznych i może spowodować katastrofalne skutki w postaci przerwania ciągłości materiału (rozerwanie, pęknięcie, utrata sprężystości) lub szybkie zużywanie się współpracujących powierzchni części maszyn (np. łożysk, prowadnic, przegubów).

Ważny jest również czas działania drgań. Długotrwałe działania naprężeń spowodowanych obciążeniami nominalnymi i drganiami, nawet o wartościach mniejszych niż dopuszczalne, mogą prowadzić do mikrouszkodzeń i do tzw. zmęczenia materiału, skutkującego niespodziewanym pęknięciem lub innym katastrofalnym uszkodzeniem.

Opisane problemy można stosunkowo łatwo rozwiązać na drodze konstrukcyjnej, np.: zmniejszać wartości sił uderzeniowych, wyrównoważyć masy obracające się, dobrać materiały pod względem wytrzymałościowym, eliminować możliwość powstania rezonansu mechanicznego przez zastosowanie wibroizolatorów i tłumików drgań oraz eliminować nadmierne luzy w parach kinematycznych.

2.2. Wpływ drgań mechanicznych na człowieka

Drgania mechaniczne zazwyczaj w określonej dawce wywołują w organizmie człowieka zmiany czynnościowe układu nerwowego, uczucie zmęczenia, zaburzenia w układzie naczyniowym, tkance nerwowej, układzie kostno-stawowym oraz mięśniowym [Augustyńska, Kowalski, 2006, s. 8]. Jednak długotrwałe miejscowe oddziaływanie drgań, zwłaszcza w przypadku nałożenia się czynników wzmacniających, takich jak niska temperatura lub inne czynniki powodujące spowolnienie przepływu krwi w organizmie, jest przyczyną szybkiego powstawania trwałych, patologicznych zmian w układzie kostno-stawowym i mięśniowym, zwanych chorobą wibracyjną. Częstymi symptomami tej choroby są zjawisko tzw. białych palców, odmrożenia, a w krańcowych przypadkach martwica tkanki (rys. 1).



Rys. 1. Postać naczyniowa zespołu wibracyjnego: syndrom białych palców i martwica tkanek (wg [16i])

W przypadku drgań ogólnych szczególnie niebezpieczne są drgania o częstotliwościach zbliżonych do rezonansowych częstotliwości wewnętrznych organów człowieka (tab. 1). Ciało człowieka poddane działaniu drgań o częstotliwości mniej-

szej od 2 Hz zachowuje się jak jednorodna masa. Przy wyższych częstotliwościach każdy z narządów ciała wykazuje częstotliwość drgań własnych i może podlegać zjawisku rezonansu mechanicznego, które polega na wzmacnianiu każdej następnej oscylacji i zwiększaniu się amplitudy wychyleń od położenia równowagi.

Tabela 1. Częstotliwości rezonansowe części ciała człowieka
(wg [Puzyna, 1981, s. 135])

Lp.	Częstotliwość drgań własnych [Hz]	Narząd ciała człowieka
1	2,5	narząd równowagi (błędnik)
2	3	kończyna górna
3	3–4	wątroba
4	4–12	całe ciało człowieka
5	4–25	głowa
6	5	nogi
7	6–8	szczeka
8	8	żołądek
9	5–9	narządy klatki piersiowej, serce, miednica
10	4,5–10	narządy jamy brzusznej
11	10–18	pęcherz moczowy
12	25	głowa
13	60–90	gałki oczne
14	50–200	dłoń (zależnie od napięcia mięśni)

Drgania, ze względu na skutki oddziaływania na organizm człowieka, dzieli się na dwie grupy: drgania działające na całe ciało człowieka – drgania **ogólne** oraz drgania działające przez kończyny górne – drgania **miejscowe**. Z przytoczonych w tabeli 2 dopuszczalnych wartości przyspieszenia drgań wynika, że:

- 1) drgania ogólne silniej działają na organizm człowieka niż drgania miejscowe prawdopodobnie dlatego, że kończyny górne, dzięki zróżnicowanemu napięciu mięśni, mogą w dość szerokim zakresie amortyzować przenoszenie drgań na resztę ciała,
- 2) szkodliwość drgań jest różna dla ludzi różnej płci i w różnym wieku z powodu różnic w budowie anatomicznej oraz większej możliwości trwałych uszkodzeń ciała ludzi młodych.

Dla drgań o ogólnym działaniu na organizm człowieka wartość sumy wektorowej skutecznych, ważonych częstotliwościowo przyspieszeń drgań wyznaczonych dla trzech składowych kierunkowych x , y i z nie powinna przekraczać $0,8 \text{ m/s}^2$ przy

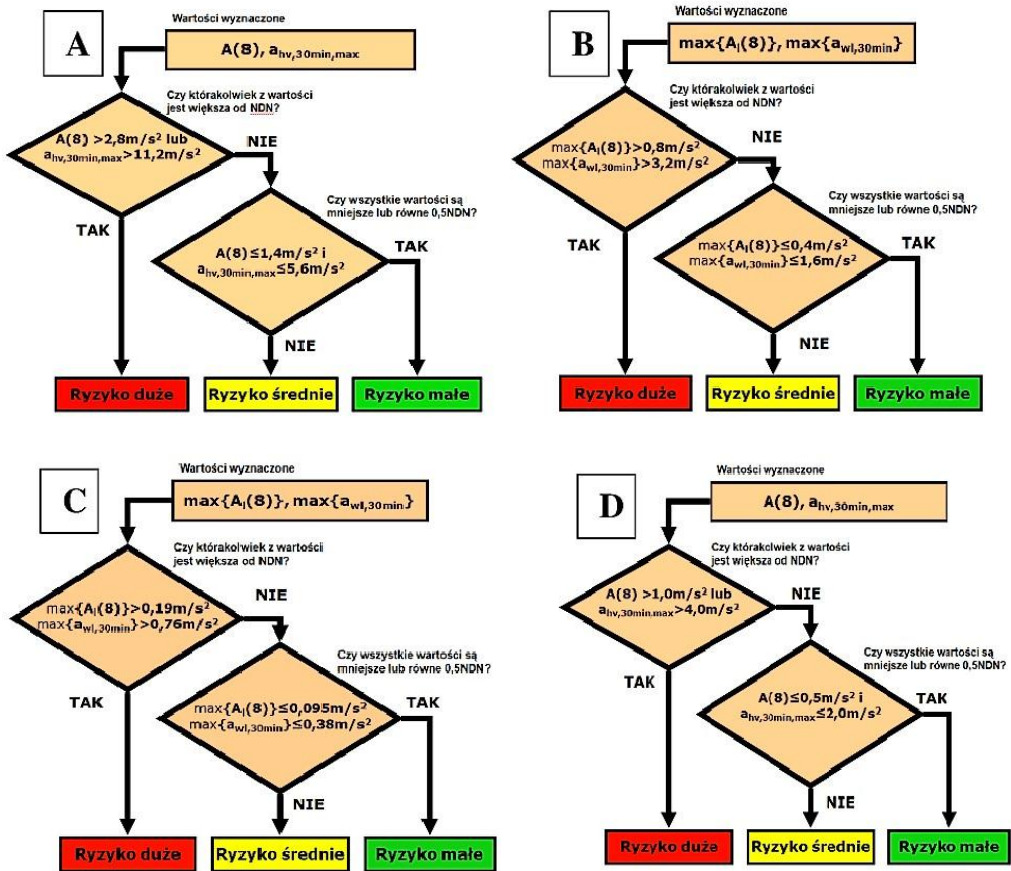
8-godzinnym działaniu drgań na organizm człowieka; dla ekspozycji trwających 30 min i krócej maksymalna dopuszczalna wartość sumy wektorowej skutecznych, ważonych częstotliwościowo przyspieszeń nie powinna przekraczać $3,2 \text{ m/s}^2$. Dla drgań oddziałujących na kończyny górne wartości dopuszczalne wynoszą: $2,8 \text{ m/s}^2$ przy 8-godzinnym działaniu oraz $11,2 \text{ m/s}^2$ dla ekspozycji poniżej 0,5 h [Kowalski, 2006, s. 24]. Podane wartości nie dotyczą pracowników młodocianych oraz kobiet w ciąży. Dla kobiet w ciąży praca w narażeniu na drgania ogólne jest zabroniona.

Tabela 2. Dopuszczalne przyspieszenia drgań (wg [rozporządzenie Ministra Pracy i Polityki Społecznej, 2014])

Grupa narażonych	Drgania działające przez kończyny górne (drgania miejscowe)	Drgania działające na całe ciało (drgania ogólne)
Zwykli pracownicy	$2,8 \text{ m/s}^2$ przy 8-godzinnej ekspozycji $11,2 \text{ m/s}^2$ przy 30-minutowej ekspozycji	$0,8 \text{ m/s}^2$ przy 8-godzinnej ekspozycji $3,2 \text{ m/s}^2$ przy 30-minutowej ekspozycji
Młodociani	$1,0 \text{ m/s}^2$ przy 8-godzinnej ekspozycji $4,0 \text{ m/s}^2$ przy 30-minutowej ekspozycji	$0,19 \text{ m/s}^2$ przy 8-godzinnej ekspozycji $0,76 \text{ m/s}^2$ przy 30-minutowej ekspozycji
Kobiety w ciąży	$1,0 \text{ m/s}^2$ przy 8-godzinnej ekspozycji $4,0 \text{ m/s}^2$ przy 30-minutowej ekspozycji	niedopuszczalne jakiegokolwiek wartości

Ocenę narażenia przeprowadza się na podstawie pomiaru wartości skutecznych przyspieszenia drgań (a_{RMS}) w zakresie częstotliwości 0,7–90 Hz dla drgań ogólnych oraz na podstawie pomiaru wartości ważonych przyspieszenia drgań (a_w) w zakresie częstotliwości 5,6–1400 Hz dla drgań oddziałujących przez kończyny górne. Poziom ryzyka zawodowego spowodowanego działaniem drgań mechanicznych na człowieka wyznacza się zgodnie z procedurą ukazaną na rysunku 2.

W rzeczywistości na człowieka działają jednocześnie drgania o charakterze miejscowym i ogólnym. Z tego powodu stosowanie wartości dopuszczalnych przyspieszeń do oceny – oddzielnie dla drgań miejscowych i dla drgań ogólnych – jest niewłaściwe (powoduje niedoszacowanie zagrożenia) i podyktowane brakiem rozpowszechnienia metod łącznego oddziaływania obu rodzajów drgań na człowieka. W metodach takich powinno się uwzględniać sumowanie energii obu rodzajów drgań z uwzględnieniem odpowiednio dobranych współczynników korekcji i wyznaczeniem całkowitej dawki drgań, a następnie porównaniem wartości skorygowanej sumy wektorowej z wartością dopuszczalną, ustaloną dla tego rodzaju drgań [Kowalski, 2004, s. 20–21]. Podstawowym obowiązkiem pracodawcy jest oszacowanie i ocena ryzyka zawodowego na podstawie odpowiednio przeprowadzonych pomiarów drgań (wg PN-N-18002:2000).



Rys. 2. Ocena ryzyka zawodowego związanego z narażeniem na drgania [1i]: A – miejsce działające na mężczyzn, B – ogólne działające na mężczyzn, C – ogólne działające na pracowników młodocianych, D – miejsce działające na pracowników młodocianych i kobiety w ciąży

Ponadto, zgodnie z dyrektywą 2002/44/WE, ustanowiono tzw. wartości progów działania, przy których pracodawca powinien podjąć określone działania prewencyjne. Dla drgań miejscowych wartość progu działania określono jako $2,5 m/s^2$, a dla drgań ogólnych $0,5 m/s^2$. Po przekroczeniu wartości progów działania pracodawca jest zobowiązany ustalić i wdrożyć program działań technicznych i organizacyjnych zmierzających do ograniczenia narażenia pracowników na drgania [Augustyńska, Kowalski, 2006; Kowalski, 2006; rozporządzenie Ministra Pracy i Polityki Społecznej, 2014]. Określono również tzw. graniczne wartości poziomów drgań dla ludzi ($5 m/s^2$ dla drgań miejscowych i $1,15 m/s^2$ dla drgań ogólnych), lecz tego typu wartości są częściej stosowane w wibrodiagnostyce maszyn. Ich

przekroczenie nie stwarza jeszcze bezpośredniego zagrożenia, ale świadczy o tym, że proces pogarszania się stanu technicznego osiągnął etap, na którym konieczne jest zastosowanie pewnych środków zaradczych.

Kiedy ciało człowieka jest przemieszczane, to działają na nie siły dynamiczne spowodowane zmianami przyspieszenia. Można je nazwać drganiami jednoimpulsowymi. Ich intensywność wyraża się w liczbach określających krotność wartości przyspieszenia ziemskiego $g = 9,81 \text{ m/s}^2$, tab. 3).

Tabela 3. Rodzaje odczuć człowieka w zależności od intensywności drgań jednoimpulsowych (por. [Wykowska, 1994, s. 126])

Krotność przyspieszenia ziemskiego [g]	Rodzaj wrażenia
Poniżej 0,001g	nieodczuwalne
0,001–0,01g	słabo odczuwalne
0.01–0,1g	wyraźnie odczuwalne
0,1–1,0g	dość nieprzyjemne
1,0–10g	bardzo nieprzyjemne
Powyżej 10g	trudne do zniesienia, bardzo szkodliwe

Normalne operacje transportowe mogą powodować przyspieszenia rzędu 10g, a operacje awaryjne nawet do 200g. Liczby te należy wziąć pod uwagę, projektując nowy pojazd lub urządzenie transportowe.

2.3. Techniczne i organizacyjne sposoby ograniczania wpływu drgań mechanicznych na człowieka

Narażenie na drgania mechaniczne (podobnie jak w przypadku hałasu) można ograniczać na drodze działań technicznych, organizacyjnych, administracyjnych oraz medycznych.

Działania techniczne obejmują:

- zmniejszanie energii drgań mechanicznych generowanych przez źródła (np. przez minimalizację luzów w parach kinematycznych, poprawę wyrównoważenia wirujących mas, unikanie gwałtownych przebiegów narastania lub zanikania działających sił, łagodne hamowanie lub rozpędzanie elementów maszyny, właściwy montaż maszyn, eliminowanie możliwości turbulentnego przepływu cieczy),

- zmianę sposobu generowania drgań mechanicznych w kierunku wyboru częstotliwości o mniejszej szkodliwości (np. poza zakresem rezonansu narządowego),
- ograniczanie możliwości propagacji drgań, głównie przez stosowanie materiałów wibroizolacyjnych, dylatację fundamentów maszyn będących źródłami drgań (separowanie od otoczenia), stosowanie ochron osobistych w postaci rękawic i butów wibroizolacyjnych,
- eliminowanie konieczności przebywania ludzi w strefie oddziaływania drgań, np. przez automatyzację procesów oraz zdalne sterowanie urządzeniami będącymi źródłami drgań.

Wiele przykładów obliczeń inżynierskich i praktycznych zastosowań powyższych zasad można znaleźć w literaturze, np. [Cempel, 1989; Goliński, 1979; Łączkowski, 1983; Puzyna, 1981, 1982].

Działania organizacyjno-administracyjne dotyczą:

- skracania czasu ekspozycji na drgania w ciągu zmiany roboczej,
- rotacji pracowników na stanowiskach, na których istnieje narażenie na drgania,
- organizowania warunków do odpoczynku po ekspozycji na drgania,
- wprowadzenia obowiązku stosowania rękawic i butów wibroizolacyjnych,
- szkolenia pracowników uświadamiającego skutki narażenia na drgania i możliwości ich unikania.

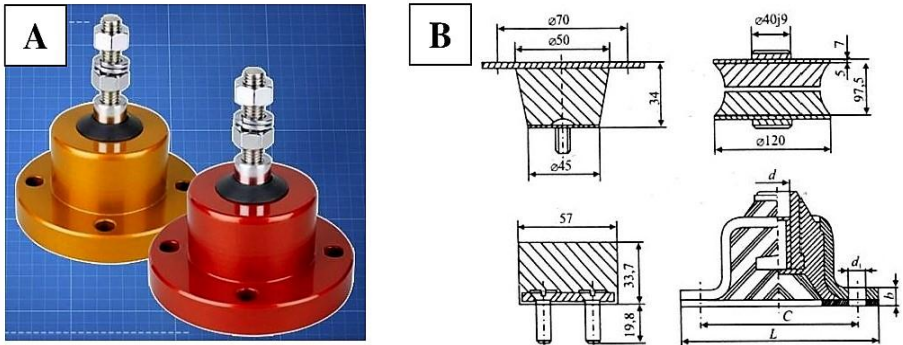
Działania medyczne polegają na:

- prowadzeniu profilaktycznych badań lekarskich (wstępnych, okresowych i kontrolnych) pracowników mających styczność ze źródłami drgań mechanicznych,
- selekcji pracowników i doborze do pracy w kontrolowanych warunkach akceptowalnego narażenia.

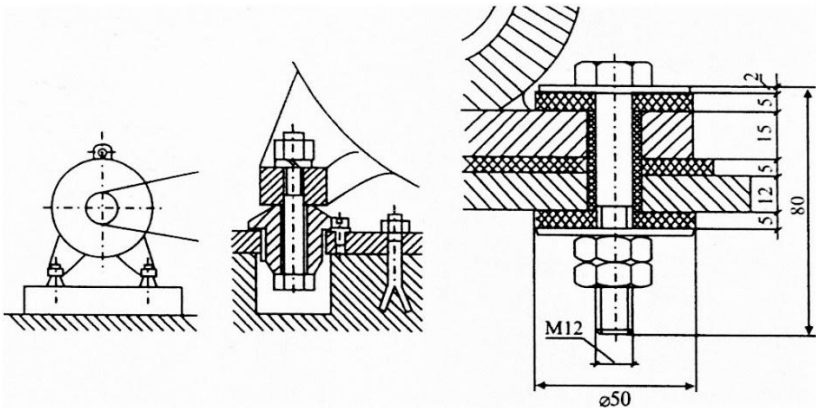
Drgania mechaniczne i hałasy, czyli tzw. zjawiska wibroakustyczne, powstają przy realizacji prawie wszystkich procesów technologicznych związanych z działaniem sił i przemieszczaniem materiałów. Są również ubocznym skutkiem współdziałania części maszyn: silników, przekładni, łożysk, par kinematycznych itp. Poprawnie dobrane wibroizolatory, tzn. o charakterystykach określonych na podstawie przenoszonych obciążeń oraz częstotliwości drgań wymuszanych, są skutecznym sposobem ograniczania propagacji drgań. Przykładowe ich konstrukcje pokazano na rysunku 3, a sposoby rozwiązań wibroizolacyjnych na rysunkach 4–6. Najskuteczniejszym sposobem eliminowania drgań mechanicznych jest jednak takie projektowanie potencjalnych ich źródeł, aby maksymalnie ograniczyć możliwość generowania drgań o zauważalnej energii.

Na rysunku 4 przedstawiono sposób wibroizolacji silnika elektrycznego. Ta sama zasada powinna być stosowana do wibroizolacji innych drgających części maszyn, np. wrzecion szlifierek i przecinarek ściernych, wałów nożowych strugarek do drewna, wirników wentylatorów itp. Często do tego celu można wykorzystać typowe, odpowiednio dobrane wibroizolatory. Bardziej racjonalne jest jednak obniżanie energii i amplitudy drgań tych elementów, głównie przez dokładne dynamiczne i statyczne

wyważanie wirujących mas oraz osadzanie łożysk tocznych w gniazdach korpusów za pośrednictwem elastycznych tulejowych wkładek, a także stosowanie odpowiednich smarów.



Rys. 3. Przykładowe konstrukcje wibroizolatorów: A – typu komorowego [31], B – różnych typów [Puzyna, 1981, s. 104]

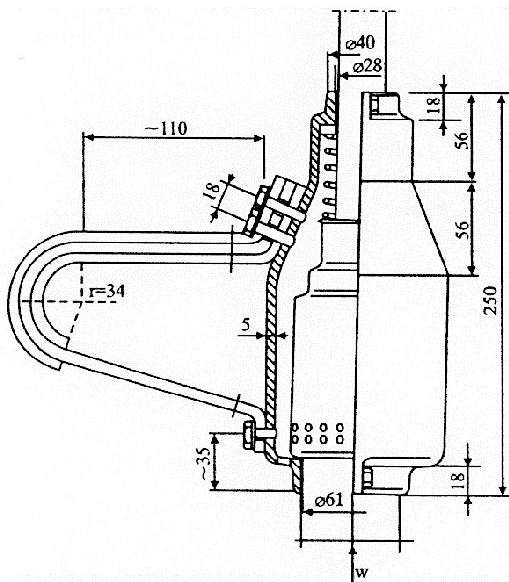


Rys. 4. Zasada wibroizolacyjnego połączenia części maszyn [Puzyna, 1982, s. 249]

Wibroizolację stosować należy również w przypadku ręcznych narzędzi pracujących w sposób uderowy. Można to zrobić, nie ingerując w zasadę działania i podstawową konstrukcję narzędzia, stosując jedynie elastyczne zamocowanie uchwytu. Przykład rozwiązania konstrukcyjnego tej koncepcji dla pneumatycznego ubijaka masy formierskiej pokazano na rysunku 5.

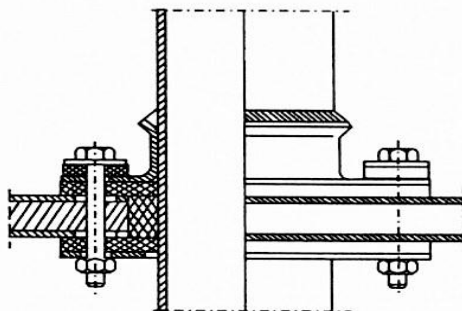
Dodatkowym skutkiem pozytywnym jest wyciszenie pracy ubijaka dzięki stopniowemu rozprężaniu odlotowego powietrza oraz ochrona rąk przed niską temperaturą części narzędzia, spowodowaną rozprężaniem się powietrza (uniknięcie synergetycznego współdziałania drgań i niskiej temperatury). Najlepsze rezultaty można

osiągnąć jedynie na drodze ingerencji w źródło drgań. Przyjęcie zasad ergonomicznych pozwoliło zaprojektować i wyprodukować narzędzie ręczne z założenia bezpieczne dla użytkownika [Dobry, 1998].



Rys. 5. Wibroizolacja i wyciszenie ubijaka pneumatycznego [oprac. własne]

Hałaśliwość maszyn często jest intensyfikowana wskutek występowania wtórnych źródeł hałasu, np. przenoszenia drgań mechanicznych na duże powierzchnie obudów, pokryw, korpusów itp. elementów maszyn. Jako ważną zasadę konstrukcyjną należy potraktować wymóg unikania sprężystego kontaktu źródła drgań z elementami obudowy. Przykładowe rozwiązanie przejścia drgającego elementu rurowego przez ścianę obudowy zaprezentowano na rysunku 6.



Rys. 6. Wibroizolacyjne połączenie drgającego elementu rurowego ze ścianą obudowy [oprac. własne]

Na rysunku 7 zaprezentowano małą skuteczność stosowania ochron osobistych w postaci rękawic antywibracyjnych, co wskazuje na rolę technicznych metod ograniczania intensywności drgań.



Rys. 7. Problematyczna skuteczność rękawic antywibracyjnych [z materiałów CIOP]

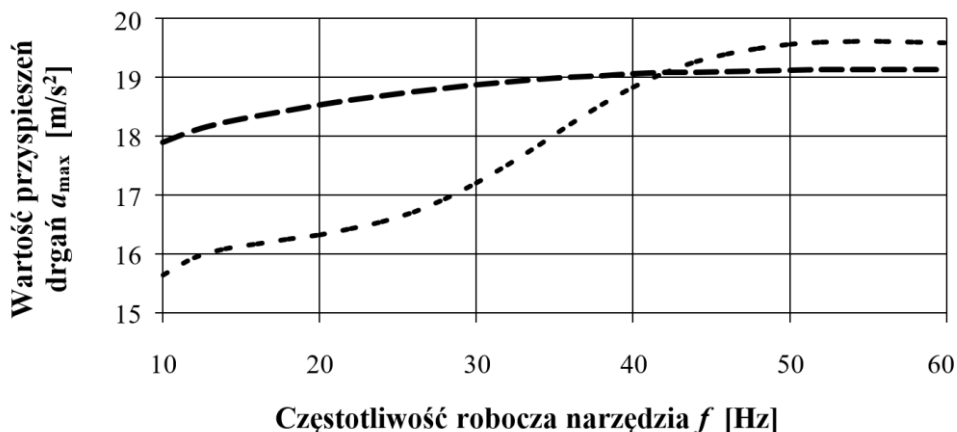
Rękawice nie tłumią drgań o niskich częstotliwościach (do 250 Hz), które są szczególnie niebezpieczne dla układu nerwowego.

Wymagania:

- certyfikacja ISO 10819;
- zgodność z normami:
 - EN 10819:2019,
 - EN 388,
 - EN 420,
- nie powinny wzmacniać drgań w zakresie częstotliwości 32–200 Hz;
- powinny tłumić drgania w zakresie częstotliwości 200–1250 Hz co najmniej o 40%.

Ocena skuteczności stosowania rękawic antywibracyjnych nie jest prosta i może prowadzić do sprzecznych wniosków – zależnie od przyjętej metody badawczej. Pokazano to w pracy [Hermann, Dobry, 2018], w której zreferowano badania symulacyjne. Wykazano, że wyniki badań według metody polegającej na analizie amplitudy drgań zdecydowanie różnią się od wyników uzyskanych z zastosowaniem metody energetycznej (opisanej np. w [Grygorowicz, Dobry, 2011]).

Prowadzi to do przeciwnych wniosków dotyczących skuteczności ochrony człowieka. Na rysunku 8 pokazano, że do częstotliwości drgań 40 Hz rękawica wzmacnia drgania przenoszone na rękę, jeśli analiza jest prowadzona metodą klasyczną, tzw. amplitudową. Zastosowanie metody energetycznej (uwzględniającej własności dynamiczne rękawicy) do symulacji transmisji drgań prowadzi do wniosku, że skuteczność rękawicy jest większa i zauważalna już od częstotliwości 10 Hz. Obecnie prowadzi się badania empiryczne w celu zweryfikowania poprawności tego wnioskowania.



Rys. 8. Porównanie symulowanych wartości przyspieszeń drgań uzyskanych metodą analizy amplitudy bez użycia rękawicy (linia punktowa) i z rękawicą (linia przerywana) (wg [Hermann, Dobry, 2018])



Rys. 9. Typowe źródła drgań mechanicznych (od lewej: młot pneumatyczny, ubijak, szlifierka, piła łańcuchowa; u dołu: wiertarka udarowa, szlifierka kątowna, wózek widłowy) [4i]

Typowe źródła drgań mechanicznych, będące technicznym wytworem myśli człowieka, przedstawiono na rysunku 9. Są to maszyny, narzędzia ręczne i pojazdy, bez których trudno byłoby wyobrazić sobie współczesne życie i sprawne wykonywanie pracy.

3. DRGANIA AKUSTYCZNE JAKO HAŁAS

3.1. Fizyczne podstawy zjawisk akustycznych

Energia sprężysta rozchodząca się w powietrzu lub innych gazach powoduje falowo przebiegające (np. sinusoidalnie) spiętrzanie cząstek gazu. Wywołuje tzw. ciśnienie akustyczne (p_a), czyli nadciśnienie (ponad ciśnienie barometryczne b) wyrażone w paskalach [Pa]:

$$p_a = p_{\max} - b \text{ [Pa]} \quad (5)$$

Wartość tej energii jest proporcjonalna do drugiej potęgi ciśnienia akustycznego i wyrażana natężeniem dźwięku (I), a współczynnikami proporcjonalności są prędkość dźwięku w danym ośrodku (v [m/s]) i gęstość tego ośrodka (ρ [kg/m³]):

$$I = p_a^2 / v \cdot \rho \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (6)$$

Moc akustyczną (M_a) źródła dźwięku wyrażoną w watach [W] wyznacza się iloczynem natężenia dźwięku i powierzchni (S_{\perp}) prostopadłej do kierunku padania tego strumienia energii:

$$M_a = I \cdot S_{\perp} \text{ [W]} \quad (7)$$

Zależność między energetyczną wartością bodźca (tu: natężenia dźwięku) a intensywnością doznania zmysłowego (czyli subiektywnym odczuciem głośności) ma w przybliżeniu charakter logarytmiczny. W związku z tym, aby móc zobiektywizować pomiary subiektywnego odczucia intensywności dźwięku, wprowadzono jednostki fizyczne zwane **poziomem natężenia dźwięku**:

$$L = 10 \lg \frac{I}{I_0} \text{ [dB]} \quad (8)$$

oraz, biorąc pod uwagę zależność (6), **poziomem ciśnienia akustycznego**:

$$L = 20 \lg \frac{p}{p_0} \text{ [dB]} \quad (9)$$

gdzie:

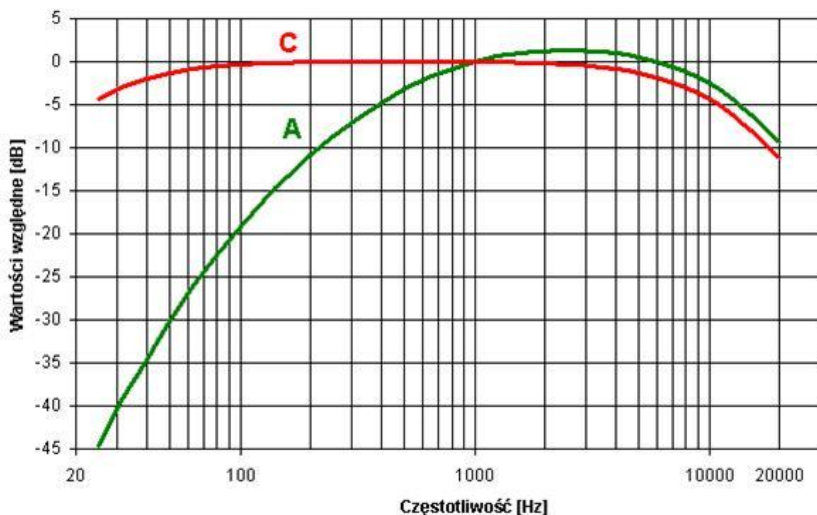
- I – mierzone natężenie dźwięku [W/m²],
- I_0 – tzw. natężenie odniesienia równe 10^{-12} [W/m²],
- p – mierzone ciśnienie akustyczne [Pa],
- p_0 – ciśnienie akustyczne odniesienia równe $2 \cdot 10^{-5}$ [Pa],

- $I = p^2 / (\rho \cdot v)$ – zależność między natężeniem a ciśnieniem akustycznym,
 v – prędkość dźwięku w ośrodku [m/s],
 ρ – gęstość ośrodka [kg/m^3].

Powyższymi zależnościami można opisywać zarówno dźwięki słyszalne, jak i niesłyszalne, czyli infra- i ultradźwięki. Aby wielkości fizyczne mierzone pokrywały się z intensywnością subiektywnego odbioru hałasu, konieczne było wprowadzenie do aparatury pomiarowej tzw. filtrów korekcyjnych (układów elektronicznych zawierających odpowiednio dobrane oporności, indukcyjności i pojemności elektryczne), które tłumią lub obcinają pomierzone wartości energii w określonych pasmach częstotliwości dźwięku (oktawowych lub tercjowych). Dopasowują one czułościową charakterystykę przyrządu pomiarowego do czułościowej charakterystyki ludzkiego ucha. Znormalizowany według wymagań ISO filtr korekcyjny, zalecany do stosowania w pomiarach hałasu słyszalnego, służący do określenia ich szkodliwości lub uciążliwości dla człowieka, oznaczono literą „A”. Wartości poziomu ciśnienia akustycznego (analogicznie: poziomu natężenia dźwięku) zmierzonych przy użyciu tego filtra oznaczono jako „dB_A”:

$$L_A = 20 \lg \frac{P}{P_0} \text{ [dB}_A \text{]} \quad (10)$$

W pomiarach dużych wartości poziomu ciśnienia akustycznego stosuje się filtr korekcyjny o charakterystyce „C” (i mierzy się dB_C), natomiast w pomiarach hałasów niskoczęstotliwościowych filtr „G” (i mierzy się dB_G). Te charakterystyki tłumienności (rys. 10) odpowiadają odwróconym o 180° przebiegom krzywych izofonicznych w odpowiednich fragmentach wykresu pokazanego na rysunku 11.



Rys. 10. Charakterystyka filtrów korekcyjnych A i C (wg [PN-N-01307:1994])

Zależność między obiektywną wartością energii akustycznej (natężeniem dźwięku wyrażonym w W/m^2 lub ciśnieniem akustycznym w Pa) a subiektywnie odczuwaną intensywnością ma charakter w przybliżeniu logarytmiczny, co uwzględniono we wzorach (8) i (9). Większość ludzkich zmysłów reaguje w podobny sposób na bodźce zewnętrzne. Logarytmiczna funkcja, użyta do skonstruowania obiektywnej jednostki do opisu intensywności subiektywnych doznań akustycznych, czyli decybel [dB], stwarza niekiedy interpretacyjne kłopoty, nazywane „niepewnością typu C – numeryczną” [Batko, 2019]. Dla przykładu: skoro (zgodnie z prawem fizyki) można sumować natężenia fal energetycznych, dotyczy to również natężeń dźwięków, czyli:

$$I_{\Sigma} = I_1 + I_2 + I_3 \dots = \Sigma I \quad (11)$$

Nie można w ten sposób sumować poziomów natężenia dźwięków, ponieważ są one opisane funkcją logarytmiczną – wzór (8). Jeśli np. w określonym punkcie przestrzeni nakładają się na siebie dwie fale akustyczne o identycznych energiach ($I_1 = I_2$), to można zapisać:

$$L_{\Sigma} = 10 \lg (I_1 + I_2)/I_0 = 10 \lg 2 \cdot I_1/I_0 = L_1 + 10 \lg 2 = L_1 + 3 \text{ [dB]}$$

Paradoks polega na tym, że jeśli sumuje się bardzo niewielkie natężenia dźwięków (ale większe od zera), gdzie np. $L_1 = 0,1$ dB, to łączny poziom natężenia wyniesie 3,1 dB – co jest oczywistą niedorzecznością.

Inny przykład ukazuje realną sytuację. Gdy dzięki działaniom korekcyjnym obniżono poziom natężenia dźwięku np. z 88 dB do 85 dB, czyli o 3 dB, to oznacza, że zmniejszono ilość energii akustycznej dwukrotnie (!). Potwierdzają to obliczenia prowadzone na liczbach logarytmicznych.

Wzór (8), biorąc pod uwagę wartość natężenia odniesienia, można przekształcić do postaci:

$$I = 10^{0,1L-12} \text{ [W/m}^2\text{]} \quad (12)$$

a wzór (9), uwzględniając wartość ciśnienia (akustycznego) odniesienia, do postaci:

$$p = 2 \cdot 10^{0,05L-5} \text{ [Pa]} \quad (13)$$

Uzyskujemy w ten sposób liniowe wartości parametrów energii akustycznej. Podstawiając do równań (13) i (14) wartości liczbowe poziomów natężenia dźwięku 88 dB oraz 85 dB, można wyliczyć natężenia lub ciśnienia akustyczne:

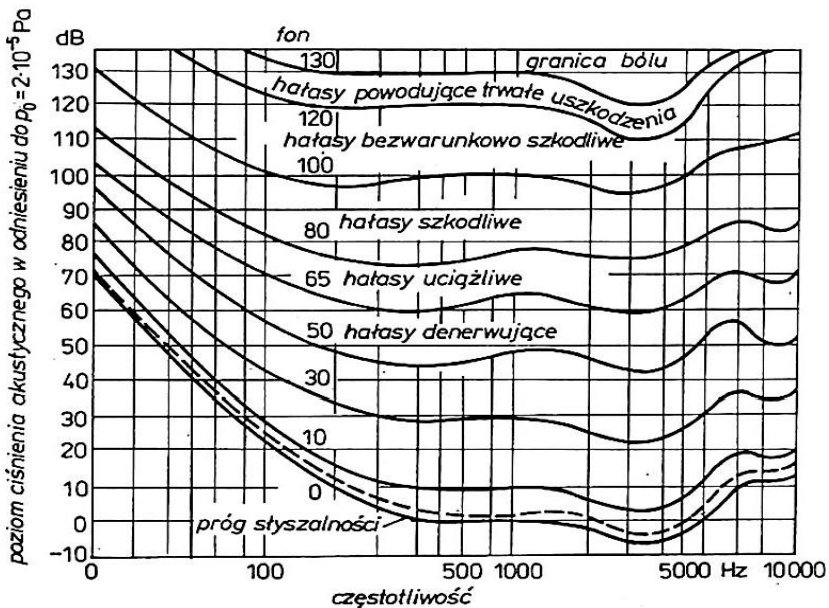
$$\begin{aligned} I_{88} &= 10^{0,1 \cdot 88-12} = 0,6310 \text{ [W/m}^2\text{]} & p_{88} &= 2 \cdot 10^{0,05 \cdot 88-5} = 0,5024 \text{ [Pa]} \\ I_{85} &= 10^{0,1 \cdot 85-12} = 0,3162 \text{ [W/m}^2\text{]} & p_{85} &= 2 \cdot 10^{0,05 \cdot 85-5} = 0,3556 \text{ [Pa]} \end{aligned}$$

Zatem obniżenie poziomu natężenia dźwięku o 3 dB oznacza, że natężenie dźwięku obniżyło się: $I_{88}/I_{85} = 0,6310/0,3162 \approx 1,9968$, czyli dwukrotnie. Ten sam wynik można otrzymać, wykorzystując zależność (6) i obliczając: $p_{88}^2 - p_{85}^2 \approx 1,9953$.

Posługiwanie się w obliczeniach akustycznych wartościami logarytmicznymi jest uzasadnione tym, że oddają one dobrze charakter doznań subiektywnych. Przy budowaniu modeli matematycznych zawierających funkcje addytywne wymagane jest jednak uwzględnienie specyfiki tzw. liczb logarytmicznych – np. zależności typu $\Delta L = L_1 + L_2$ [dB] ilustrują różne wielkości, zależnie od wartości L_i [dB] (por. [Batko, 2019]). Właściwa interpretacja liczb logarytmicznych jest szczególnie istotna podczas analiz akustycznych o charakterze technicznym [Rybarczyk, Walerian, Kowal, 1988].

3.2. Działanie fal akustycznych na człowieka

Ucho ludzkie może odbierać dźwięki w maksymalnych granicach od 16 Hz do 20 000 Hz, przy czym intensywność doznania zmysłowego (tzw. głośność opisana w skali fonowej) zależy zarówno od ilości energii akustycznej (tzn. od poziomu ciśnienia akustycznego), jak i od częstotliwości dźwięku. Zależność ta jest dość skomplikowana. Obrazują ją tzw. krzywe izofoniczne Fletchera-Munsona (rys. 11). Krzywe te charakteryzują subiektywne odczuwanie dźwięków przez narząd słuchu człowieka. Dwa obiektywne parametry dźwięków: poziom ciśnienia akustycznego wyrażony w decybelach [dB] oraz częstotliwość dźwięku wyrażona w hercach [Hz] powodują tak samo silne wrażenie słuchowe, gdy wartości te zmieniają się zgodnie z przebiegiem określonej krzywej izofonicznej.



Rys. 11. Krzywe izofoniczne (wg [Puzyna, 1981, s. 56])

Krzywa izofoniczna, czyli krzywa stałej intensywności wrażenia słuchowego, oznaczona jako 0 fonów, jest to tzw. dolny próg słyszalności. Natomiast krzywa oznaczona jako 130 fonów to tzw. granica bólu. Hałas o takiej intensywności grozi natychmiastową utratą słuchu wskutek przerwania błony bębenkowej i uszkodzenia układu kostek: młoteczek – kowadełko – strzemiączko w uchu. Z układu krzywych izofonicznych wynika, że w zakresie niskich częstotliwości dźwięku (także w zakresie infradźwięków) progi słyszalności (dolny i górny) zbliżają się do siebie. Oznacza to, że w zakresie hałasów niskoczęstotliwościowych łatwo może dojść do uszkodzenia słuchu, gdyż jest bardzo wąska granica między pobudzeniem słuchu a niebezpieczeństwem jego uszkodzenia.

Na subiektywny odbiór hałasu wpływa także bardzo silnie tzw. widmo hałasu, czyli rozkład energii akustycznej w wyróżnionych pasmach oktaowych lub tercjowych. Jeśli ten rozkład jest równomierny, tzn. we wszystkich zakresach częstotliwości występują podobne wartości energii akustycznej, to taki hałas – o ile nie przekracza wartości dopuszczalnych ze względów fizjologicznych – działa na człowieka uspokajająco i jest nazywany szumem białym. Jest on charakterystyczny dla zjawisk przyrodniczych: szum wiatru w gałęziach drzew, szum płynącej wody lub fal morskich. Zupełnie inaczej działa na człowieka hałas, w którym energetycznie wyróżnia się określone pasmo częstotliwości. Zespół takich dźwięków tworzący układy harmoniczne: tercje, kwinty, oktawy, może być odbierany jako piękna muzyka. Układy nieharmoniczne mogą być odbierane jako kakofonia i działać denerwująco. W taki sposób działają również dźwięki monochromatyczne, pojedyncze tony o ściśle określonych częstotliwościach – zwłaszcza jeśli trwają długo. Ciekawym i niezbyt dokładnie rozpoznanym zjawiskiem jest oddziaływanie wysokiej temperatury na odczuwanie dokuczliwości hałasu, co powoduje obniżenie dopuszczalnej wartości o 5 dB_A [Puzyna, 1981, s. 68]. Prawdopodobnie występuje tu zjawisko synergii (nieliniowego wzmacniania wrażeń spowodowanych jednym zjawiskiem w obecności drugiego).

Hałasy tonalne i nieharmoniczne są charakterystyczne dla źródeł technicznych, przemysłowych. Utrudniają realizację zadań wymagających od człowieka sprawności funkcji umysłowych. Taki rodzaj dźwięku odpowiada nawet w 70% za odczucia uciążliwości spowodowanej hałasem [Radosz, 2020, s. 25].

Uszkodzenie słuchu wywołane energią dźwięku może nastąpić nagle pod wpływem jednorazowego impulsu hałasu, np. na skutek huku wystrzału z broni palnej, lub stopniowo przez długi okres, w którym organ słuchu ulegać będzie przeciążeniom na skutek nadmiernej energii dźwięku. Przy rozpatrywaniu zagrożenia hałasem dobrostanu człowieka należy uwzględnić następujące czynniki:

- czas działania hałasu, ponieważ skutki działania hałasu kumulują się w czasie i zależą od dawki energii akustycznej przekazanej do organizmu w określonym jego przedziale,
- ciągłość ekspozycji na hałas, ponieważ ekspozycja ciągła jest bardziej szkodliwa niż przerywana; nawet krótkotrwałe przerwy umożliwiają procesy regeneracyjne narządu słuchu,

- rozkład hałasu w czasie: hałas impulsowy (składający się z jednego lub wielu zdarzeń dźwiękowych, każde o czasie trwania mniejszym niż sekunda) jest bardziej szkodliwy, ponieważ charakteryzuje się szybkim narastaniem ciśnienia akustycznego do tak dużych wartości, że mechanizmy obronne narządu słuchu zapobiegające wnikaniu energii akustycznej do ucha nie zdążają zadziałać,
- widmo hałasu, a więc jego rozkład częstotliwościowy, ponieważ hałas z przewagą składowych o częstotliwościach średnich i wysokich jest dla słuchu bardziej niebezpieczny niż hałas o widmie, w którym maksymalna energia zawarta jest w zakresie niskich częstotliwości, co wynika z charakterystyki czułości ucha ludzkiego, która jest największa w zakresie częstotliwości 3–5 kHz,
- indywidualna wrażliwość człowieka na szkodzący wpływ działania hałasu, która zależy od cech osobniczych – dziedzicznych oraz nabytych, np. w wyniku przebytych chorób.

Hałas słyszalny w zależności od wielkości wyrażanej w dB_A wywołuje następujące skutki w organizmie człowieka (wg [Tytyk, 2001, s. 195]):

- do 35 dB_A – jest to hałas nieszkodliwy dla zdrowia, ale może być uciążliwy w pracy, która wymaga skupienia; przykładem takiego hałasu jest odgłos pracy wentylatora komputera,
- od 35 dB_A do 70 dB_A – hałas w tym przedziale może wywoływać zmęczenie układu nerwowego, można mieć problem ze zrozumieniem mowy, utrudnia zasypianie; przykładem są odgłosy wywoływane przez ruch uliczny,
- od 70 dB_A do 85 dB_A – poziom natężenia tego hałasu może powodować obniżenie wydajności pracy, ból głowy; praca w takim hałasie może doprowadzić do uszkodzenia słuchu; przykład – odgłos pracującego narzędzia ręcznego,
- od 85 dB_A do 130 dB_A – jest to hałas występujący głównie w przemyśle; wywołuje wszystkie negatywne skutki oddziaływania silnych dźwięków na organizm człowieka, źle wpływa na układ nerwowy, krwionośny, pokarmowy; praca w takim hałasie spowoduje szybką utratę słuchu,
- powyżej 130 dB_A – hałas występujący głównie przy hamowaniu silników odrzutowych; powoduje ból w uszach, może doprowadzić do uszkodzenia wewnętrznych organów człowieka,
- od 160 dB_A do 170 dB_A – hałas powodujący paraliż organizmu, przykładem jest odgłos startującej rakiety kosmicznej.

Bezspornym faktem jest wpływ hałasu na sprawność narządu słuchu, a jego skutki dzieli się na [Augustyńska i in., 2000, s. 118]:

- uszkodzenia struktur anatomicznych narządu słuchu (perforacje i ubytki błony bębenkowej) będące zwykle wynikiem jednorazowych i krótkotrwałych ekspozycji na hałas o szczytowych poziomach ciśnienia akustycznego powyżej 130–140 dB,

- upośledzenie sprawności słuchu w postaci podwyższenia progu słyszenia w wyniku długotrwałego narażenia na hałas o równoważnym poziomie dźwięku A przekraczającym 80 dB.

Podwyższenie progu słyszenia może być odwracalne (tzw. czasowe przesunięcie progu) lub trwałe (trwały ubytek słuchu). Obustronny trwały ubytek słuchu typu ślimakowego spowodowany hałasem, wyrażony podwyższeniem progu słyszenia o wielkości co najmniej 45 dB w uchu lepiej słyszającym, stanowi kryterium rozpoznania i orzeczenia zawodowego uszkodzenia słuchu jako choroby zawodowej. Obustronny trwały ubytek słuchu typu ślimakowego to następstwo działania hałasu na narząd słuchu człowieka i stanowi trwałe, niedające się rehabilitować inwalidztwo – schorzenie to od lat zajmuje czołowe miejsce na liście chorób zawodowych. Według danych Państwowej Inspekcji Pracy w Polsce ponad 50% osób narażonych zawodowo na czynniki uciążliwe i niebezpieczne jest narażonych na nadmierny hałas.

Istnieją również pozasłuchowe skutki działania hałasu, które nie zawsze są zdiagnozowane jako następstwo nadmiernej energii dźwięku. Uwarunkowane anatomicznie połączenie nerwów drogi słuchowej z korą mózgową powoduje, że bodźce słuchowe oddziałują na inne ośrodki, m.in. na ośrodkowy układ nerwowy oraz układ gruczołów wydzielania wewnętrznego, co w konsekwencji wpływa na stan i funkcjonowanie wielu narządów wewnętrznych [Augustyńska i in., 2000, s. 119]. Dlatego hałas intensywnie oddziałuje na cały układ nerwowy człowieka, a tym samym na jego psychikę i samopoczucie. Nadmierna ekspozycja na hałas wiąże się z ograniczaniem aktywności umysłowej i ruchowej oraz osłabieniem koncentracji.

Hałas przyczynia się także do rozwoju wielu dysfunkcji w naszym organizmie, z chorobami wewnętrznymi włącznie. Zakłócenia pracy organizmu pod wpływem hałasu dotyczą głównie układu sercowo-naczyniowego (hałas powodować może podwyższenie ciśnienia krwi, odczuwalne bicie i kołatanie serca, osłabienie kondycji oraz wrażenie uderzenia krwi do głowy). Dysfunkcje organizmu człowieka spowodowane działaniem hałasu przekładają się na obniżenie ekonomicznych efektów pracy oraz poziom jej bezpieczeństwa, co jest przedmiotem zainteresowań wielu badaczy, np. [Kowal, 2002, s. 180–214; Rybarczyk, 2000].

3.3. Wartości kryterialne hałasu słyszalnego

Wartości najwyższych dopuszczalnych natężeń (NDN) hałasu ze względu na ochronę słuchu zostały określone w załączniku do Rozporządzenia Ministra Pracy i Polityki Społecznej z dnia 6 czerwca 2014 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy. Na tej podstawie hałas w środowisku pracy charakteryzowany jest przez:

- poziom ekspozycji odniesiony do 8-godzinnego dobowego wymiaru czasu pracy (L_{EX8h}) i odpowiadającą mu ekspozycję dzienną ($E_{A,d}$) lub poziom eks-

pozycji odniesiony do tygodnia pracy ($L_{EX,w}$) i odpowiadającą mu ekspozycję tygodniową ($E_{A,w}$); wyjątkowo, w przypadku hałasu oddziałującego na organizm człowieka w sposób nierównomierny, w poszczególnych dniach tygodnia),

- maksymalny poziom dźwięku A (L_{Amax}),
- szczytowy poziom dźwięku C (L_{Cpeak}).

W tabeli 4 zamieszczono maksymalne dopuszczalne ze względu na ochronę słuchu (kryterium szkodliwości) wartości poziomu ekspozycji na hałas, odniesione do 8-godzinnego dobowego wymiaru czasu pracy lub tygodnia pracy, maksymalnego poziomu dźwięku A i szczytowego poziomu dźwięku C. Obowiązują one jednocześnie. Podane wartości NDN hałasu są obowiązujące dla ogółu pracowników, o ile nie są oni objęci szczególnymi normami w tym zakresie, które obniżałyby wartości z tabeli 4 (osoby młodociane, kobiety w ciąży). Przestrzeganie wartości z tabeli nie zabezpiecza wszystkich pracowników przed szkodliwym wpływem hałasu na ich zdrowie.

Tabela 4. Parametry i miary hałasu słyszalnego (na podst. [Morzyński, Puto, 2005])

Wielkość charakteryzująca hałas	Wartość dopuszczalna
Poziom ekspozycji na hałas odniesiony do 8-godzinnego dobowego wymiaru czasu pracy (L_{EX8h}) [dB]	85
Ekspozycja dzienna ($E_{A,d}$) [$\text{Pa}^2 \cdot \text{s}$]	$3,64 \cdot 10^3$
Poziom ekspozycji na hałas odniesiony do tygodnia pracy ($L_{EX,w}$) [dB]	85
Ekspozycja tygodniowa ($E_{A,w}$) [$\text{Pa}^2 \cdot \text{s}$]	$18,2 \cdot 10^3$
Maksymalny poziom dźwięku A [dB]	115
Szczytowy poziom dźwięku C [dB]	135

Dla osób młodocianych, w myśl zapisów zawartych w Rozporządzeniu Rady Ministrów z dnia 24 sierpnia 2004 r. w sprawie wykazu prac wzbronionych młodocianym i warunków ich zatrudnienia przy niektórych z tych prac określono wartości dopuszczalnych poziomów dźwięku na poziomie o 5 dB niższym. Wzbronione jest zatrudnianie osób młodocianych na stanowiskach pracy, na których poziom ekspozycji na hałas odniesiony do 8-godzinnego dobowego wymiaru czasu pracy przekracza 80 dB_A , szczytowy poziom dźwięku C – 130 dB_C , a maksymalny poziom dźwięku A – 110 dB_A .

Dla kobiet w ciąży, zgodnie z rozporządzeniem Rady Ministrów z 30 lipca 2002 r. przewidziano graniczne wartości poziomów dźwięków jako: poziom ekspozycji na

hałas odniesiony do 8-godzinnego dobowego wymiaru czasu pracy – 65 dB_A, szczytowy poziom dźwięku C – 130 dB_C, maksymalny poziom dźwięku A – 110 dB_A. Wartości te są wartościami maksymalnymi, przy czym nie zaleca się, by kobiety w ciąży były narażone na hałas.

Należy wspomnieć, że według normy PN-N-01307:1994 istnieją wartości hałasu dopuszczalne ze względu na możliwość realizacji przez pracownika jego podstawowych zadań. Wiąże się to z uwzględnieniem pozasłuchowych skutków oddziaływania hałasu, a więc kryterium uciążliwości. Określają one odpowiednio dopuszczalne poziomy natężenia dźwięku, w zależności od rodzaju pracy wykonywanej na danym stanowisku (tab. 5). Ryzyko zawodowe spowodowane nadmiernym hałasem ocenia się zgodnie z procedurą ukazaną na rysunku 12.

Tabela 5. Wartości równoważnego poziomu natężenia dźwięku dopuszczalne ze względu na rodzaj stanowiska i charakter pracy (na podst. [PN-N-01307:1994])

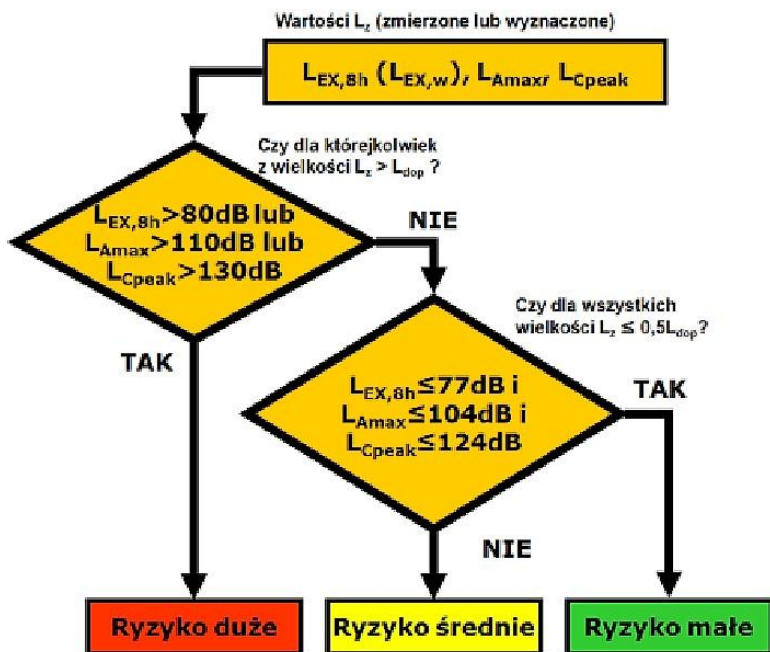
Lp.	Stanowisko pracy	L_{Aeq8h} [dB _A]
1	Praca produkcyjna, przy maszynach, robotnicza, z dominacją obciążenia fizycznego	85
2	W kabinach bezpośredniego sterowania bez łączności telefonicznej, w laboratoriach ze źródłami hałasu, w pomieszczeniach z maszynami i urządzeniami liczącymi, maszynami do pisania, dalekopisami itp.	75
3	W kabinach dyspozytorskich, obserwacyjnych i zdalnego sterowania z łącznością telefoniczną używaną w procesie sterowania, w pomieszczeniach do wykonywania prac precyzyjnych itp.	65
4	W pomieszczeniach administracyjnych, do prac teoretycznych, opracowywania danych, w biurach projektowych itp.	55

Wartości hałasu dopuszczalne ze względu na ochronę słuchu obowiązują jednocześnie i muszą być spełnione następujące warunki:

- poziom ekspozycji na hałas odniesiony do 8-godzinnego dobowego wymiaru czasu pracy – 85 dB_A,
- odpowiadająca mu ekspozycja dzienna ($E_{A,Te,dop}$) – $3,64 \cdot 10^3$ [Pa²·s],
- poziom ekspozycji na hałas odniesiony do tygodnia pracy – 85 dB_A,
- odpowiadająca mu ekspozycja tygodniowa – $18,2 \cdot 10^3$ [Pa²·s],
- maksymalny poziom dźwięku A ($L_{A,max}$) – 115 dB_A,
- szczytowy poziom dźwięku C ($L_{C,peak}$) – 135 dB_C.

Są to wartości zgodne z Dyrektywą 2003/10/WE Parlamentu Europejskiego i Rady z dnia 6 lutego 2003 r. w sprawie minimalnych wymagań w zakresie ochrony zdrowia i bezpieczeństwa, dotyczących narażenia pracowników na ryzyko spowodowane czynnikami fizycznymi. Powyższe wartości maksymalne hałasu określają wielkości, od których możemy mówić o uciążliwości hałasu. Pewne zjawiska w procesie pracy przy ich przekroczeniu również mogą ograniczać bezpieczeństwo

pracy, chociażby w związku z ograniczeniem komunikacji czy z większym obciążeniem psychicznym osób na taki hałas narażonych.



Rys. 12. Ocena ryzyka zawodowego związanego z narażeniem na hałas [5i]

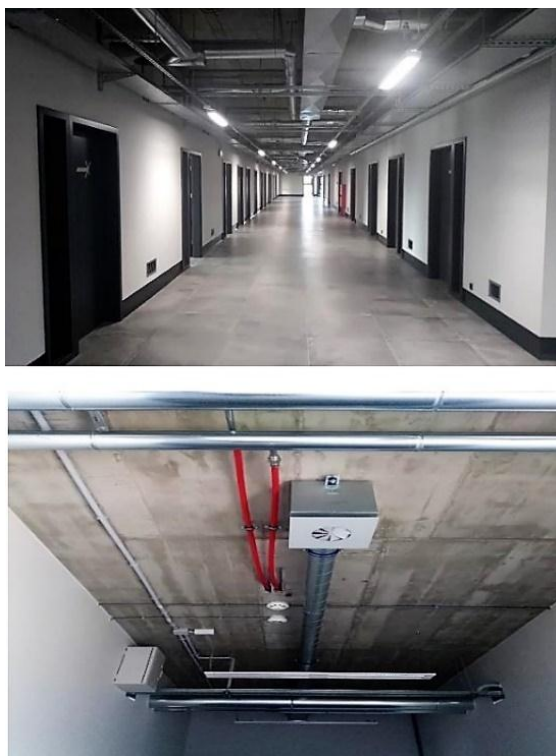
3.4. Wartości kryterialne hałasu infradźwiękowego

W normie PN-N-01338:1986 hałas infradźwiękowy lub niskoczęstotliwościowy jest określany jako hałas, w którego widmie występują składowe o częstotliwościach infradźwiękowych od 2 Hz do 20 Hz i o niskich częstotliwościach słyszalnych. Źródłami infradźwięków mogą być zjawiska naturalne, ale także – z rozwojem techniki – pojawiło się wiele źródeł antropogenicznych. Infradźwięki i dźwięki o niskich częstotliwościach są wytwarzane przez np.: wyładowania atmosferyczne, lawiny, tornada, zorzę polarną, wulkany, trzęsienia ziemi, wodospady, wiatry i wzburzone morze. Są też generowane celem komunikowania się na odległość wielu kilometrów przez niektóre gatunki zwierząt, np.: słonie, żyrafy, okapi, wieloryby i aligatory. Najważniejszymi źródłami infradźwięków pochodzenia antropogenicznego są: lotnictwo, ciężki transport drogowy, silniki rakietowe, sprężarki tłokowe, młoty kuźnicze, wentylatory przemysłowe, sprężarki i elektrownie wiatrowe. Infradźwięki towarzyszą wybuchom i eksplozjom. Przykładem mało rozsądnego działania jest

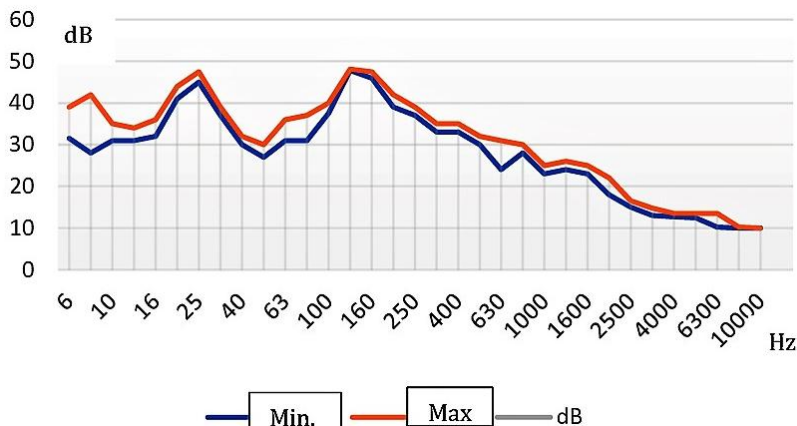
wyposażanie samochodów w głośne systemy stereo odtwarzające muzykę z ekstremalnie dużą zawartością basów (tzw. *boom cars*) – w tym przypadku poziomy hałasu wewnątrz samochodu znacznie przekraczają 100 dB, a nawet osiągają 170 dB. Poważnym źródłem infradźwięków mogą być także zrzuty mediów energetycznych w zakładach przemysłowych oraz elektrownie ciepłne i wodne. Pod wpływem ekspozycji na infradźwięki mogą pojawić się zaburzenia działania narządu równowagi, objawiające się zawrotami głowy, oczopląsem, zaburzeniami stabilności położenia ciała, a także migreną, zmęczeniem oraz zmianami w uchu wewnętrznym.

Coraz częściej spotykanym źródłem infradźwięków i hałasu niskoczęstotliwościowego są elektrownie wiatrowe [Pawlas, 2009, s. 3]. Jednak niewielka energia akustyczna oraz zasady lokalizowania tych elektrowni nie stanowią zagrożenia dla okolicznych mieszkańców.

Źródłem infradźwięków są również instalacje układów wentylacyjnych i klimatyzacyjnych montowane we współczesnych budynkach mieszkalnych i przemysłowych (rys. 13).



Rys. 13. Instalacje wentylacyjno-klimatyzacyjne na korytarzu i w pokoju wykładowców [fot. E. Tytyk]



Rys. 14. Widmo akustyczne w pasmach tercjowych w pokoju pracowników naukowych WIZ PP [oprac. własne]

To pozornie nieszkodliwe i lekceważone zjawisko (bo nierejestrowane żadnym zmysłem człowieka) może być bardzo niekorzystne w przypadku, gdy w pomieszczeniach pracują ludzie wykonujący pracę intelektualną. Znaczącą rolę hałasu infradźwiękowego na człowieka łatwo zrozumieć, że efektywność takiej pracy, wskutek złego samopoczucia (którego źródeł nie można łatwo zidentyfikować), nie może być zadowalająca.

Widmo hałasu infradźwiękowego, zmierzonego w przedziałach tercjowych częstotliwości, wykonano w pokoju pracowników naukowych w nowoczesnym, zeroemisyjnym budynku Wydziału Architektury i Wydziału Inżynierii Zarządzania Politechniki Poznańskiej. Wykonano je w styczniu 2021 r., w czasie, gdy w budynku nie było studentów i pracowników – czyli nie było żadnych innych źródeł hałasu poza instalacjami infrastruktury. Zwracają uwagę zdecydowana przewaga infradźwiękowych częstotliwości w widmie hałasu oraz duże wahania poziomów ciśnienia akustycznego w niskich częstotliwościach (rys. 14). Szczególnie interesujące i wymagające identyfikacji są źródła dźwięków o częstotliwościach: 8 Hz, 20–25 Hz, 125–160 Hz. Przedstawione wyniki pomiarów należy traktować jako wstępną ilustrację problemu. Dokładne pomiary akustyczne i analiza wyników są przedmiotem rozpoczętych badań warunków pracy studentów i pracowników zatrudnionych w nowoczesnym, zeroemisyjnym, „inteligentnym” budynku.

Fale infradźwiękowe charakteryzują się znaczną długością, są słabo pochłaniane przez ośrodek, rozprzestrzeniają się na duże odległości od źródła, nawet do tysięcy kilometrów (zwłaszcza te poniżej herca). Dla przykładu: w powietrzu długość fali dźwięku o częstotliwości 20 Hz jest równa 17 m, przy 10 Hz – 34 m, przy 1 Hz – 340 m, a przy 0,1 Hz – 3400 m. Z powodu tak znacznych długości fal infradźwiękowych ekrany akustyczne i inne tradycyjne przeszkody są mało skuteczne

w ich tłumieniu. Jednocześnie lokalizacja źródła infradźwięków jest trudna ze względu na słabe tłumienie, długą długość fali i takie zjawiska towarzyszące rozchodzeniu się tej fali jak możliwości wytwarzania w pewnych warunkach fali stojącej czy wywoływanie rezonansu.

Obecny stan wiedzy w zakresie szkodliwego oddziaływania infradźwięków na organizm człowieka nie pozwala ustalić jednoznacznych wartości ekspozycji zawodowej, brak jednolitych przepisów zarówno europejskich, jak i międzynarodowych. W polskiej normie PN-N-01338:1986 (nowelizacja z czerwca 2008 r.) przewiduje się wprowadzenie dla ogółu pracowników dopuszczalnego poziomu ciśnienia akustycznego równoważnego dla 8 h, skorygowanego charakterystyką częstotliwościową G dla hałasu w paśmie 1–20 Hz wynoszącego 102 dB_G, opartego na kryterium uciążliwości, a na stanowiskach do wykonywania prac koncepcyjnych, wymagających szczególnej koncentracji uwagi – poziom 86 dB_G. Podano normy dotyczące hałasu niskoczęstotliwościowego na stanowiskach pracy przez określenie następujących parametrów:

- równoważnego poziomu ciśnienia akustycznego skorygowanego charakterystyką częstotliwościową G, odniesionego do 8-godzinnego dnia pracy,
- poziomu ciśnienia akustycznego skorygowanego charakterystyką częstotliwościową G, odniesionego do tygodnia pracy (wyjątkowo w przypadku oddziaływania hałasu infradźwiękowego na organizm człowieka w sposób nierównomierny w kolejnych dniach tygodnia),
- szczytowego nieskorygowanego poziomu ciśnienia akustycznego (L_{in}).

Szczególną opieką są otoczone kobiety w ciąży, a także młodociani (tab. 6). Dopuszczalne poziomy ciśnienia akustycznego dla 8-godzinnej dziennej ich ekspozycji lub tygodnia pracy określono w rozporządzeniu Rady Ministrów z dnia 10 września 1996 r. (Dz.U. Nr 69, poz. 332, ze zm. 2002 r., Nr 127, poz. 1092) oraz z dnia 30 lipca 2002 r. (Dz.U. Nr 127, poz. 1091).

Tabela 6. Wielkości charakteryzujące hałas infradźwiękowy (na podst. [PN-N-01338:1986])

Wielkość charakteryzująca hałas	Wartość dopuszczalna [dB _G]		
	mężczyźni	kobiety	młodociani
Równoważny poziom ciśnienia akustycznego skorygowany charakterystyką częstotliwościową G, odniesiony do 8-godzinnego dnia pracy lub tygodnia pracy: $L_{G_{eq,8h}}$ lub $L_{G_{eq}}$	102	86	86
Szczytowy nieskorygowany poziom ciśnienia akustycznego: $L_{LIN_{peak}}$	145	135	135

Najskuteczniejszym sposobem ograniczania emisji infradźwięków jest ich zwalczanie u źródła powstawania – w maszynach i urządzeniach, zwłaszcza podczas ich projektowania. Do innych rozwiązań zalicza się:

- stosowanie tłumików hałasu (absorpcyjnych i refleksyjnych) na wlotach i wylotach powietrza (lub gazu) maszyn przepływowych,
- właściwe fundamentowanie (z wibroizolacją) maszyn, urządzeń i kabin,
- usztywnianie konstrukcji ścian i budynków w przypadku ich rezonansów,
- zmiana geometrii pomieszczeń w przypadku wystąpienia fal stojących i rezonansów oraz stosowanie przegród,
- stosowanie dźwiękoszczelnych kabin o ciężkiej konstrukcji (murowanych) dla operatorów maszyn i urządzeń,
- stosowanie aktywnych metod redukcji hałasu (polegających na wykorzystaniu zjawiska interferencji i kompensacji dźwięku).

3.5. Wartości kryterialne hałasu ultradźwiękowego

Rzadziej wspominany, zapewne ze względu na mniejszą uciążliwość, jest hałas ultradźwiękowy. Źródłami tego hałasu są różne urządzenia i procesy technologiczne, np. zgrzewarki ultradźwiękowe (do tworzyw sztucznych, metali oraz materiałów trudno zgrzewalnych), myjki ultradźwiękowe, drążarki ultradźwiękowe, lutownice ręczne, wanny do cynowania, piece indukcyjne, procesy, w których występują zjawiska o charakterze aerodynamicznym, np. spawanie czy cięcie plazmą, sprężarki, palniki, pistolety, ręczne narzędzia pneumatyczne, klucze pneumatyczne, szlifierki, a także techniki fizjoterapeutyczne, dentystryczne i wiele innych.

Dla hałasu ultradźwiękowego, zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Pracy i Polityki Społecznej z dnia 6 czerwca 2014 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy, określa się następujące parametry:

- równoważne poziomy ciśnienia akustycznego w pasmach tercjowych o częstotliwościach środkowych od 10 kHz do 40 kHz, odniesione do 8-godzinnego dobowego lub do przeciętnego tygodniowego wymiaru czasu pracy, określonego w Kodeksie pracy (wyjątkowo, w przypadku oddziaływania hałasu ultradźwiękowego na organizm człowieka w sposób nierównomierny w poszczególnych dniach tygodnia),
- maksymalne poziomy ciśnienia akustycznego w pasmach tercjowych o częstotliwościach środkowych od 10 kHz do 40 kHz.

Dopuszczalne wartości hałasu ultradźwiękowego (NDN) na stanowiskach pracy, ze względu na ochronę zdrowia narażonych pracowników, zestawiono w tabeli 7. Podano też wartości wymagane na stanowiskach pracy chronionej dla kobiet i pracowników młodocianych.

Tabela 7. Wielkość charakteryzująca hałas ultradźwiękowy (na podst. [PN-N-01338:1986])

Częstotliwość środkowa pasm tercjowych f [kHz]	Równoważny poziom ciśnienia akustycznego w pasmach tercjowych o częstotliwościach środkowych od 10 kHz do 40 kHz, odniesiony do 8-godzinnego dobowego lub do przeciętne- go tygodniowego, określonego w Kodeksie pra- cy, wymiaru czasu pracy $L_{eq,8h}$ lub $L_{eq,w}$ [dB]			Maksymalny poziom ciśnienia akustycznego L_{max} [dB]
	mężczyźni	kobiety	młodociani	
10; 12,5; 16	80	77	75	100
20	90	87	85	110
25	105	102	100	125
31,5; 40	110	107	105	130

Jako rozwiązania techniczne chroniące ludzi przed hałasem ultradźwiękowym powinny być stosowane ochrony zbiorowe, ograniczające hałas na drodze jego propagacji. Ze względu na specyfikę hałasu ultradźwiękowego, polegającą na występowaniu narażenia głównie bezpośrednio w sąsiedztwie źródeł hałasu, najbardziej skutecznymi ochronami są: osłony, obudowy dźwiękochłonno-izolacyjne, ekrany akustyczne oraz tłumiki akustyczne.

Ponieważ fala ultradźwiękowa ma bardzo małą długość (10 kHz – 34 mm, 40 kHz – 8,5 mm), skuteczność jej izolowania jest duża, nawet przy małej masie i wymiarach przegrody (ekranu). Ponadto niewielki kąt ugięcia fali na krawędzi przegrody (ekranu) powoduje, że cień akustyczny za ekranem jest duży. Zjawisko to wyjaśniono w podrozdziale 4.5.

3.6. Ogólne zasady ograniczania wpływu hałasu na człowieka

Wyróżnia się dwa zasadnicze podejścia do problematyki zwalczania hałasu:

- działania aktywne, czyli zmniejszanie mocy akustycznej źródeł (ingerencja w konstrukcję źródeł drgań i hałasu) oraz interferencyjne „wygaszanie” fali akustycznej pierwotnej za pomocą dodatkowo generowanej fali z przesunięciem fazowym („antyhałasu”),
- działania pasywne, polegające na zapobieganiu rozprzestrzenianiu się hałasu oraz indywidualnej ochronie człowieka.

Działania aktywne, czyli zmniejszanie mocy akustycznej źródeł stanowi niejako ingerencję w źródło hałasu i jest najskuteczniejszym sposobem jego zwalczania

– nierzadko jednocześnie najtańszym, choć wymagającym zazwyczaj pogłębionej wiedzy, przeprowadzenia prac studialnych i pomiarów pozwalających odnaleźć rzeczywistego emitera największej części energii hałasu. W ramach aktywnego zwalczania hałasu najbardziej skutecznym sposobem unikania nadmiernego narażenia człowieka na hałas jest odpowiednie projektowanie procesów technologicznych oraz maszyn, urządzeń i ich elementów. Należy przy tym kierować się następującymi ogólnymi zasadami [Cempel, 1989]:

A1. Wyłączać z ruchu zbędne maszyny:

- eliminować zbędne źródła hałasu własnego maszyn.

A2. Stosować już na etapie projektowania mniej hałaśliwe technologie, np.:

- kucie młotem można zastąpić walcowaniem lub tłoczeniem,
- proces wiercenia zamiast tłoczenia,
- silnik elektryczny zamiast spalinowego lub pneumatycznego,
- wentylator osiowy zamiast promieniowego,
- reduktor bezstopniowy lub przekładnia pasowa zamiast przekładni zębatej.

A3. Zredukować siły i przemieszczenia wymuszające drgania, np.:

- kompensować siły lub ruchy wymuszające siłami skierowanymi przeciwnie,
- zapewniać większe wyrównoważenie wirujących mas i równomierność ruchu,
- obniżać prędkość obrotową elementów maszyny do niezbędnego minimum,
- zmniejszyć prędkości elementów lub przepływu czynnika,
- zmniejszać ciśnienie dynamiczne stopniowo, bez zbędnego generowania fal uderzeniowych lub kawitacji,
- zmniejszyć luzy w parach kinematycznych i innych połączeniach,
- zwiększyć gładkość powierzchni ruchowych,
- zapewnić osiowość wałów agregatów maszynowych i stosować sprzęgła elastyczne,
- zredukować asymetrię sztywności elementów wirujących.

A4. Zmienić przebieg wymuszenia na bardziej płynny, np.:

- wydłużyć czas trwania uderzenia użytecznego,
- stosować elastyczne przekładki pośrednie,
- stosować stopniowe lub ukosowane wykrojniki pras,
- projektować łagodne zmiany krzywizny mechanizmów sterujących,
- stosować stopniowe (ukośne) otwarcie zaworów i upustów ujęć,
- stosować transformację częstości niskich na wysokie, które łatwiej wytłumić.

A5. Zmienić rozkład przestrzenny wymuszania, np.:

- zastąpić kontakt punktowy kontaktem liniowym lub powierzchniowym,
- zwiększyć liczbę wibroizolatorów maszyn,
- zastąpić wibroizolatory punktowe wibroizolatorami powierzchniowymi (matami).

A6. Unikać drgań rezonansowych i dodatniego sprzężenia zwrotnego, np.:

- przez zmianę wymiarów,
- przez podział rurociągów itp. na nieregularne odcinki,
- przez zmianę masy i sprężystości,

- przez wprowadzenie dodatkowego tłumienia,
 - przez właściwe smarowanie par ruchowych,
 - stosując układy eliminacji drgań i hałasu.
- A7. Ograniczyć sferę hałasu do małego obszaru wokół źródła, np.:
- izolować element roboczy od reszty konstrukcji,
 - stosować absorpcję dźwięku lub eliminację w bezpośredniej okolicy źródła,
 - wykorzystać do tych celów istniejące osłony i kadłub maszyny,
 - stosować osłony i kożuchy dźwiękoizolacyjne.
- A8. Zmienić rozkład źródeł hałasu, np.:
- koncentrować źródła hałasu w jednym obszarze i stworzyć w drugim strefę ciszy, przez co można ograniczyć liczbę narażonych pracowników,
 - stosować izolację źródeł hałasu za pomocą naturalnych i sztucznych ekranów,
 - planować rozmieszczenie maszyn tak, by najmniejsza odległość między nimi wynosiła więcej niż 3 m,
 - wykorzystać naturalną możliwość wzajemnej kompensacji źródeł hałasu.
- A9. Zmniejszyć efektywność promieniowania źródeł hałasu, np.:
- redukować powierzchnię promieniowania drgających konstrukcji,
 - stosować warstwowe (sandwiczowe) osłony maszyn zamiast jednolitych,
 - zredukować współczynnik sprawności promieniowania (np. przez zmianę wymiarów elementów promieniujących energię wibroakustyczną, zmianę materiałów, odizolowanie płyt w układzie),
 - unikać umieszczania źródeł hałasu w narożach pomieszczeń,
 - unikać umieszczania źródeł hałasu w pobliżu dużych powierzchni odbijających,
 - rozdzielić duży układ wlotowy lub wylotowy czynnika na szereg mniejszych, odpowiednio odseparowanych.
- A10. Zmniejszyć efektywność propagacji drgań i hałasu, np.:
- stosować układy izolacji drgań,
 - stosować przekładki sprężyste w złączach celem izolowania fal naprężeń,
 - wytłumić odpowiednimi materiałami ściany, sufit i podłogę pomieszczenia,
 - stosować obniżony sufit akustyczny,
 - stosować wytłumione ekrany dźwiękochłonne,
 - stosować tłumiki hałasu na wlocie i wylocie czynnika roboczego (gazu, powietrza),
 - stosować tworzywa sztuczne zamiast metali.

Działania pasywne (bierne) podejmuje się wówczas, gdy działania aktywne zostaną wyczerpane lub z jakichś względów nie mogą zostać zastosowane i na stanowiskach pracy nadal występuje hałas zagrażający zdrowiu pracownika. W ramach tych działań należy:

B1. Zmniejszyć propagację hałasu do zagrożonych stanowisk pracy:

- używać odpowiednio zaprojektowanych osłon kabin, przegród i drzwi,

- stosować ustroje dźwiękochłonne i dźwiękoizolacyjne, np.: ograniczanie narażenia na hałas takimi środkami technicznymi, jak: obudowy dźwiękoizolacyjne maszyn, kabiny dźwiękoszczelne dla personelu, tłumiki, ekrany i materiały dźwiękochłonne.
- B2. Zmniejszyć narażenie pracowników na hałas metodami organizacyjnymi:
- stosować przerwy i planową organizację koniecznej ekspozycji,
 - oznaczać znakami bezpieczeństwa miejsca pracy, w których wielkości charakteryzujące hałas przekraczają NDN oraz organizować pracę tak, by w miejscach tych nie znajdowali się pracownicy, jeżeli nie ma takiej konieczności,
 - w przypadku szczególnego narażenia na hałas stosować rotację pracowników,
 - szkolić pracowników w zakresie sposobów ochrony przed hałasem oraz podnieść ich świadomość skutków oddziaływania hałasu na organizm ludzki.
- B3. Zmniejszyć zagrożenia osobiste i akumulowaną dawkę hałasu – stosować środki ochrony osobistej:
- stosować konsekwentnie ochronniki słuchu; choć ochronniki słuchu są stosunkowo najgorszą metodą ochrony przed hałasem, gdyż jednocześnie powodują uciążliwość wynikającą z długotrwałego ich stosowania – jednak czasami, w związku z brakiem możliwości zastosowania innych sposobów, należy z nich korzystać (zwłaszcza okresowo, nie przez cały czas zmiany roboczej).

W przypadku osiągnięcia lub przekroczenia wartości NDN pracodawca jest zobowiązany sporządzać i wprowadzać w życie program działań organizacyjno-technicznych zmierzających do ograniczenia narażenia na hałas przez eliminowanie hałasu u źródła lub wdrażanie rozwiązań ograniczających narażenie na hałas do możliwie najniższego poziomu, uwzględniając dostępne rozwiązania techniczne oraz postęp naukowo-techniczny (tab. 8).

Tabela 8. Najczęściej stosowane techniczne rozwiązania ograniczające hałas źródeł
[Tytyk, Butlewski, 2011, s. 121]

Źródła hałasu	Poziom natężenia dźwięku [dBA]	Rozwiązania techniczne ograniczania hałasu
Maszyny stanowiące źródła energii, np. silniki spalinowe, sprężarki, maszyny elektryczne, transformatory, agregaty prądotwórcze	98–130	tłumiki akustyczne, obudowy dźwiękochłonne-izolacyjne
Narzędzia i silniki pneumatyczne (wiertarki, szlifierki, młotki, nitownice, zdzieraki, ubijaki)	90–120	zmiana technologii (precyzyjne odlewanie, obróbka elektrochemiczna, mechanizacja i automatyzacja)

tabela 8 cd.

Źródła hałasu	Poziom natężenia dźwięku [dB_A]	Rozwiązania techniczne ograniczania hałasu
Maszyny do udarowej obróbki plastycznej (młoty, prasy, walcarki, ciągnarki, kowarki)	92–120	zmiana technologii na walcowanie, tłoczenie, prasowanie, wyciskanie, elektrospęcznie
Maszyny do rozdrabniania, kruszenia, przesiewania, oczyszczania (sita wibracyjne, kraty wstrząsowe, młyny kulowe, piły, bębny do oczyszczania odlewów, piaskarki, śrutownice)	96–111	automatyzacja i zdalna obsługa, zabezpieczenia przeciwhałasowe
Obrabiarki skrawające do metali (automaty tokarskie, tokarki kłowe wielonożowe, rewolwerowe, szlifierki, frezarki, wiertarki, strugarki)	92–105	zmiana technologii (np. obróbka elektrochemiczna), zmiana materiału (np. na tworzywa sztuczne)
Obrabiarki skrawające do drewna (piły łańcuchowe, strugarki, frezarki, pilarki tarczowe i taśmowe, szlifierki)	92–108	robotyzacja i automatyzacja, obudowy i ekrany dźwiękochłonna-izolacyjne
Maszyny włókiennicze (krosna, przędzarki, skręćarki, rozciągarki, dziewiarki osnowowe, automaty pończosznicze)	93–114	automatyzacja, wprowadzanie technologii bezcząłkowej, obudowy dźwiękochłonna-izolacyjne, adaptacja akustyczna pomieszczeń
Urządzenia przepływowe (wentylatory, zawory, reduktory, strumienice, palniki, iniektory, dysze w piecach)	98–120	tłumiki akustyczne, obudowy dźwiękochłonna-izolacyjne
Urządzenia transportu wewnątrz-zakładowego (przenośniki, podajniki, przesypy, suwnice)	98–112	obudowy dźwiękochłonna-izolacyjne, automatyzacja, robotyzacja procesów

4. POMIARY WIELKOŚCI WIBROAKUSTYCZNYCH

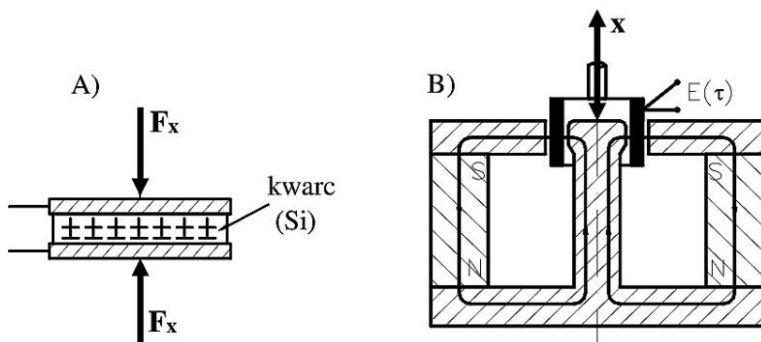
4.1. Aparatura do pomiaru drgań

Drgania ogólne, czyli działające na cały organizm człowieka, są generowane przez pracujące maszyny i przenoszone przez podłoże (podłogi, siedziska), na którym opiera się ciało człowieka. W związku z tym pomiary drgań ogólnych można utożsamiać z pomiarami drgań podłoża.

Wyróżnia się dwa miejsca i powody prowadzenia pomiarów drgań:

- na źródle drgań mechanicznych, głównie w celu zdiagnozowania stanu technicznego podzespołów maszyny: łożysk, przekładni, prowadnic itp. [Łączkowski, 1983, s. 253–263]; tego typu badania nazywane są też akcelerometrią,
- na elementach kontaktujących się z ciałem człowieka: posadzkach, podłogach podestów, siedziskach, oparciach, dla oceny stopnia narażenia człowieka na działanie energii drgań.

W pierwszym przypadku i przy drganiach harmonicznym o małych częstotliwościach mierzy się amplitudy przesunięć, prędkości i przyspieszeń, natomiast dla dużych częstotliwości, a także w drugim przypadku – w celu oceny wpływu drgań na człowieka – mierzy się amplitudy przyspieszeń, ich wartości szczytowe i skuteczne, w zakresie 2–15 000 Hz.



Rys. 15. Schematy działania czujników piezoelektrycznego (A) i elektrodynamicznego (B) (wg [Łapiński, Włodarski, 1970])

Sondy pomiarowe zazwyczaj są wyposażone w czujniki piezoelektryczne (rys. 15A) lub elektrodynamiczne z masą inercyjną (rys. 15B) i mocowane mechanicznie do drgającego obiektu. Czujniki generują impulsy elektryczne o napięciu

proporcjonalnym do przyspieszenia mierzonych drgań i częstotliwości równej tym drganiom. Aparatura pomiarowa jest zazwyczaj wyposażona w zespoły filtrów oktaowych i tercjowych umożliwiających analizę widma drgań, a także analizę harmoniczną ich przebiegu. Spośród wielu firm budujących taką aparaturę szerokie uznanie zdobyła duńska firma Brüel & Kjaer.

Jest wiele typów czujników (przetworników), które zamieniają parametry kinematyczne drgań mechanicznych na parametry elektryczne. Pokazane na rysunku 15 czujniki piezoelektryczne oraz elektrodynamiczne służą do pomiaru drgań bezwzględnych, odnoszonych do podstawowego punktu odniesienia, jakim jest masa Ziemi. Do pomiaru drgań względnych, odnoszonych do lokalnego punktu odniesienia, np. korpusu maszyny, przy pomiarach drgań łożyska można używać czujników bezstykowych, zbliżeniowych: elektromagnetycznych, indukcyjnych, wiropądowych, pojemnościowych, transformatorowych, pojemnościowych, rezystancyjnych, tensometrycznych, półprzewodnikowych i innych.

Przy doborze przetwornika należy się kierować następującymi zasadami:

- **masa przetwornika powinna być co najmniej 10 razy mniejsza od masy badanego obiektu, na którym jest mocowany,**
- w przybliżeniu oszacować, czy zakres częstotliwości, w którym będą wykonywane pomiary, pokrywa się z liniowym zakresem przetwarzania czujnika,
- sprawdzić, czy zakres dynamiczny jest odpowiedni do pomiarów, które chcemy wykonać, np. sejsmiczne – duże przetworniki o wysokiej czułości; udary miniaturowe – przetworniki o niskiej czułości,
- sprawdzić zakres termiczny pracy czujnika (czy nie dojdzie do uszkodzenia i zmiany czułości przetwornika),
- ocenić, czy czynniki środowiska nie będą miały istotnego wpływu na poprawność pomiarów.

Istnieje wiele sposobów mocowania przetworników do drgającego obiektu:

- wkręt (najpewniejszy) – należy stosować, gdy jest to tylko możliwe (rezonans może wystąpić przy częstotliwości ok. 28 kHz),
- wosk pszczeli (równie dobry jak wkręt) – traci własności w wyższych temperaturach (odkleja się); stosowany w badaniach laboratoryjnych (rezonans może wystąpić przy częstotliwości ok. 28 kHz),
- kleje twarde, w tym chemoutwardzalne – mocowanie trwałe, tam gdzie nie można stosować wkrętów (rezonans może wystąpić przy częstotliwości ok. 28 kHz),
- kleje miękkie, w tym kleje termoplastyczne, np. polietylen (rezonans może wystąpić przy częstotliwości od kilkuset Hz do kilku kHz w zależności od masy przetwornika i sprężystości kleju),
- magnes – szybkie, wygodne mocowanie na powierzchniach ferromagnetycznych (należy zwrócić uwagę, aby się nie kołysał, bo powoduje to uderzenia i znaczne błędy pomiarowe); na powierzchniach cylindrycznych stosować magnesy pryzmatyczne (rezonans może wystąpić przy częstotliwości ok. 7 kHz),

- sonda ręczna do szybkich pomiarów – należy zwrócić uwagę na sposób trzymania falowodu i odpowiedni docisk (rezonans może wystąpić przy częstotliwości ok. 2 kHz).

Na rysunku 16 pokazano typową sondę z piezoelektrycznym kwarcowym czujnikiem drgań Monitran oraz wybrane elementy służące do jej montażu – Vibtech 103.



Rys. 16. Typowe elementy sondy do pomiarów przyspieszenia drgań mechanicznych [6i; 7i]

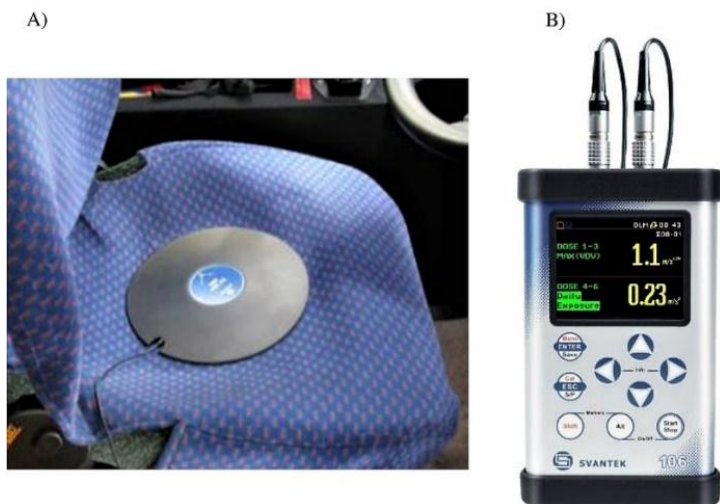
Na polskim rynku często są używane przyrządy pomiarowe firmy Svantek. Dla przykładu: miernik wibracji ogólnych i miejscowych SV 106A to sześciokanałowy miernik i analizator drgań przeznaczony do pomiaru drgań oddziałujących na cały organizm pracownika oraz przez kończyny górne. Spełnia wymagania normy ISO 8041-1:2017 i pozwala mierzyć drgania zgodnie z normami ISO 2631-1,2,5 oraz ISO 5349. Miernik umożliwia pomiar następujących wielkości: RMS, Peak, Peak-Peak, VDV, MTVV, A(8) oraz dawki ze wszystkimi wymaganymi filtrami korekcyjnymi i niezbędnym ograniczeniem pasma.

Można wybrać mierniki o czułości: 10 mV/g, 30 mV/g, 50 mV/g, 100 mV/g (standardowa); 250 mV/g i 500 mV/g (gdzie $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ – przyspieszenie ziemskie). Wyniki pomiarów mogą być przeniesione z przyrządu do komputera za pomocą złącza USB oraz oprogramowania Supervisor. Program ten pozwala także na wprowadzanie ustawień do miernika z komputera przy użyciu prostego edytora.

4.2. Pomiary drgań ogólnych

Pomiary drgań oddziałujących na całe ciało mogą być przeprowadzone z łatwością dzięki zastosowaniu siedziskowego czujnika przyspieszenia SV 38V. Czujnik może znajdować się bezpośrednio na siedzisku, na podłożu czy być przymocowany

do oparcia siedzenia. Drgania działające w sposób ogólny mierzone są na siedzi-
skach pojazdów (rys. 17), platformach, podłogach itp. Sposób ich oceny znacznie
różni się od tego, który stosuje się do oceny drgań działających przez kończyny
górne. Zamiast obliczanej wartości sumy wektorowej (otrzymywanej na podstawie
trzech składowych kierunkowych skorygowanych przyspieszeń drgań) wyznacza
się tzw. dominujące skorygowane przyspieszenie drgań – największą wartość sko-
rygowanego przyspieszenia drgań. Wybiera się ją spośród trzech składowych kie-
runkowych przyspieszeń, a więc w rzeczywistości jedną składową kierunkową.



Rys. 17. Sonda do mierzenia przyspieszeń drgań mechanicznych przenoszonych na ciało człowieka przez siedzisko (A) oraz miernik drgań (B) [8]

Procedura wzorcowania mierników oraz przeprowadzania pomiarów przyspie-
szeń drgań jest sprecyzowana w normie PN-EN ISO 8041-1:2017. Przed i po po-
miarach należy przeprowadzić wzorcowanie toru pomiaru drgań, stosując jedną
z dwóch metod:

- bezpośrednią, z wykorzystaniem wzorcowego źródła drgań (zalecana i naj-
pewniejsza). Stolik kalibracyjny generuje drgania o znanej częstotliwości
i amplitudzie. Wskazania miernika powinny być zgodne z danymi podanymi
na źródle wzorcowym. Źródła wzorcowe należy okresowo uwierzytelniać
w Głównym Urzędzie Miar;
- pośrednią, stosowaną np. do przetworników piezoelektrycznych. Miernik
wysyła napięciowy sygnał kalibracyjny (np. prostokątny o częstotliwości
100 Hz i napięciu 100 mV); piezoelement działa jak generator. Znając czu-
łość napięciową, można skalibrować przyrząd.

W przywołanej normie określono wielkości służące do oceny narażenia na
drgania ogólne, i – różniące się pewnymi niuansami – miejscowe.

Podstawowymi wielkościami służącymi do oceny narażenia na drgania ogólne są: wartość dominująca skutecznych skorygowanych przyspieszeń drgań wybrana spośród 8-godzinnej ekspozycji, wyznaczona dla trzech kierunków: $\max\{A_{x(8)}, A_{y(8)}, A_{z(8)}\}$ (zamiast obliczenia wartości sumy wektorowej skutecznych przyspieszeń drgań, co jest konieczne do oceny drgań miejscowych) oraz 8-godzinna (dzienna) ekspozycja na drgania dla dominującego kierunku drgań. Dominujące ważone przyspieszenie drgań jest to największa wartość skorygowanego przyspieszenia drgań selekcyjonowana spośród trzech składowych kierunkowych, co w praktyce oznacza jedną składową.

Gdy całkowity czas narażenia pracownika na drgania t przekracza 30 min, do oceny narażenia na drgania ogólne wykorzystuje się wielkość nazywaną 8-godzinną (lub dzienną) ekspozycją na drgania. Dla każdego kierunku drgań oblicza się ją zgodnie z zależnością:

$$A_{(8)l} = k_l \cdot \sqrt{\frac{1}{T_o} \sum_{i=1}^n a_{wli}^2 \cdot t_i} \quad [\text{m/s}^2] \quad (14)$$

gdzie:

n – liczba wykonywanych czynności w narażeniu na drgania,

i – numer czynności wykonywanej w narażeniu na drgania,

l – kierunek drgań (x , y lub z),

$k_x = k_y = 1, 4$ dla kierunków x i y ,

$k_z = 1$ dla kierunku z ,

t_i – czas wykonywania i -tej czynności,

a_{wli} – wartość skorygowana przyspieszenia drgań, zmierzona dla kierunków: x , y , z dla i -tej czynności w narażeniu na drgania (indeks w oznacza drgania ogólne; od *whole* – całość).

Do oceny krótkotrwałego narażenia na drgania (dla czynności o czasach trwania do 30 min) stosowana jest wartość dominująca skutecznych skorygowanych przyspieszeń drgań ($a_{w,30\text{min,max}}$). Wyznaczana jest zgodnie z zależnością (15):

$$a_{w,30\text{min,max}} = \max\{a_{wli}\} = \max\{a_{wlx}, a_{wly}, a_{wlyz}\} \quad [\text{m/s}^2] \quad (15)$$

gdzie:

a_w – przyspieszenie drgań ogólnych (*whole*),

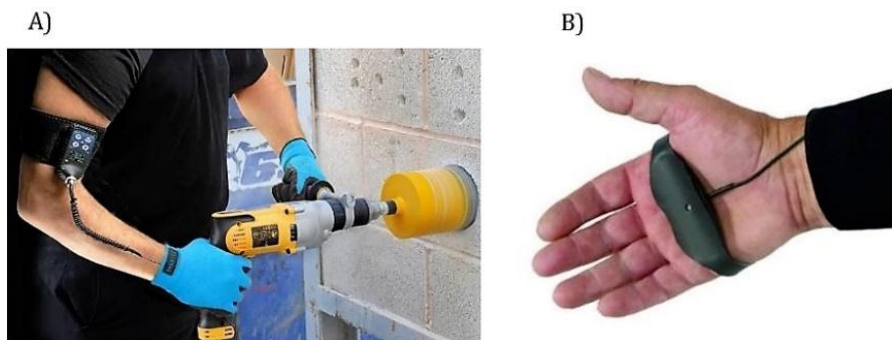
30 min – maksymalny czas trwania drgań,

l_x, l_y, l_z – kierunki drgań według osi x , y , z .

4.3. Pomiary drgań miejscowych

Drgania przenoszone na organizm człowieka przez kończyny górne są generowane najczęściej przez narzędzia ręczne, zmechanizowane (udarowe lub obrotowe) i niezmechanizowane (młotki, siekiery). Istnieją dwa sposoby mierzenia tych drgań:

przez umocowanie czujnika drgań na kończynie górnej (ręce, nadgarstku, łokciu lub barku) albo na obudowie narzędzia blisko miejsca chwytu. Pierwszy sposób umożliwia uzyskanie bardziej miarodajnych wyników parametrów drgań mających wpływ na człowieka (rys. 18).



Rys. 18. Rozmieszczenie sond do pomiaru drgań miejscowych na ciele człowieka [9i]:
na ręce (A) i na ramieniu w okolicy łokcia (B)

Warunkiem poprawnego przeprowadzenia pomiarów przy drugim sposobie jest właściwe zamontowanie czujnika drgań miejscowych. Zgodnie z normą ISO 5349-2:2001 czujnik drgań powinien być zamontowany w miejscu kontaktu ręki z powierzchnią drgającą. Najbardziej reprezentatywnym miejscem jest środek uchwytu, gdzie czujnik można zamontować za pomocą specjalnych adapterów. Masa czujnika powinna być jak najmniejsza, aby nie wpływała na pomiar. Preferowane jest użycie czujników trójosiowych, mierzących przyspieszenia w trzech prostopadłych do siebie kierunkach x , y , z według prawoskrętnego, prostokątnego układu współrzędnych.

Typowe narażenie na drgania miejscowe składa się z krótkich okresów kontaktu ręki z narzędziem. Pomiar powinien odbywać się w czasie, gdy ręka ma kontakt z narzędziem i kończyć, gdy kontakt zostaje przerwany [ISO 5349-2:2001].

Głównym parametrem w ocenie narażenia na drgania miejscowe jest wektor sumy przyspieszeń drgań z trzech osi oznaczany jako a_{hv} . Stanowi on podstawę obliczenia dziennej ekspozycji na drgania $A(8)$ (wzór 16). Do jej obliczenia jest jeszcze konieczne wykonanie chronometrażu, czyli określenie czasu trwania poszczególnych rodzajów prac (np. praca z narzędziem ręcznym generującym drgania lub bez użycia takiego narzędzia).

$$a_{hv,i} = \sqrt{a_{hwx,1}^2 + a_{hwy,i}^2 + a_{hwz,i}^2} \quad [\text{m/s}^2] \quad (16)$$

gdzie:

$a_{hwxi}, a_{hwyi}, a_{hwzi}$ [m/s²] – skuteczne wartości ważone przyspieszenia drgań miejscowych, zmierzone na stanowisku pracy dla kierunków x, y, z przy wykonywaniu i -tej czynności w narażeniu na drgania (indeks h oznacza drgania miejscowe; od *hand* – ręka).

Do oceny narażenia drgania miejscowe, gdy całkowity czas t narażenia pracownika na drgania przekracza 30 minut, wykorzystuje się wielkość nazywaną 8-godzinną (lub dzienną) ekspozycją na drgania. Narażenie na drgania w każdym rodzaju pracy jest oceniane oddzielnie, a następnie wszystkie są sumowane do wyznaczenia wartości $A_{(8)}$ obliczanej z zależności (17):

$$A_{(8)} = \sqrt{\frac{1}{T_0} \sum_{i=1}^n a_{hvi}^2 \cdot t_i} \quad (17)$$

gdzie:

- n – liczba wykonywanych czynności w narażeniu na drgania,
- i – numer kolejnej czynności wykonywanej w narażeniu na drgania,
- a_{hvi} – sumy wektorowych, skutecznych ważonych przyspieszeń drgań dla i -tej czynności,
- t_i – czas wykonywania i -tej czynności,
- T_0 – 480 min (czyli 8 h pracy).

Do oceny krótkotrwałego narażenia na drgania (dla czynności o czasach trwania do 30 min) wykorzystywana jest suma wektorowa skutecznych skorygowanych przyspieszeń drgań. Do oceny narażenia wybierana jest maksymalna wartość sumy wektorowej ($a_{hv,30\min,max}$) spośród sum wektorowych wyznaczonych dla każdej czynności o czasie trwania mniejszym lub równym 30 min zgodnie z zależnością (18):

$$a_{hv,30\min,max} = \max\{a_{hci}\} = \max\{a_{hv1}, a_{hv2}, a_{hv3}\} \text{ [m/s}^2\text{]} \quad (18)$$

Określa się także całkowity czas narażenia pracownika na drgania w ciągu doby t [min] będący sumą czasów trwania t_i [min] poszczególnych i -tych czynności.

Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 5 sierpnia 2005 r. (poz. 1318) w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy przy pracach związanych z narażeniem na hałas lub drgania mechaniczne wprowadza, zgodnie z dyrektywą 2002/44/WE, dodatkowe kryterium oceny dziennej ekspozycji na drgania – próg działania $A_{d(8)}$. Wartości progów działania dla drgań są następujące:

- dla drgań mechanicznych działających przez kończyny górne (drgania miejscowe) – $A_{d(8)} = 2,5 \text{ m/s}^2$,
- dla drgań o działaniu ogólnym (drgania ogólne) – $A_{d(8)} = 0,5 \text{ m/s}^2$.

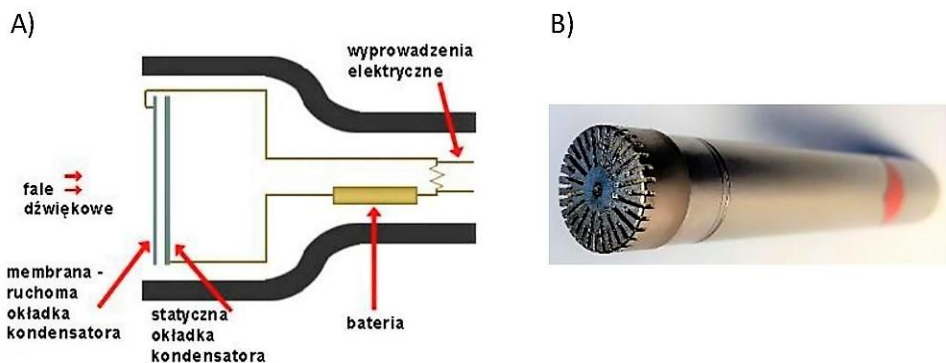
Po przekroczeniu podanych w rozporządzeniu wartości pracodawca zobowiązany jest do podjęcia działań zmniejszających ryzyko zawodowe (ze względu na zagrożenie dla zdrowia spowodowane drganiami).

Odrębnym problemem jest całościowa ocena wpływu drgań ogólnych i miejscowych na człowieka. Obecnie nie ma jeszcze powszechnie przyjętych metod pomiaru oraz oceny takich drgań, choć trwają badania mające rozwiązać ten problem [Kowalski, 2004, s. 19–21].

4.4. Aparatura do pomiaru hałasu

W normie PN-N-01307:1994 określono, że do pomiarów wielkości charakteryzujących wszystkie rodzaje hałasów (ustalony, nieustalony, impulsowy) należy używać całkujące mierniki poziomu dźwięku, dozymetry hałasu o klasie dokładności 2 lub lepszej. W czasie pomiarów należy włączyć charakterystykę dynamiczną *S* (*slow*), uśredniającą wyniki w czasie 0,5 s oraz odpowiednie filtry korekcyjne: o charakterystyce *A* przy pomiarach poziomów ekwiwalentnych w celu oceny narażenia na hałas ciągły lub o charakterystyce *C* przy pomiarach wartości szczytowych (*peak*) hałasu. Przyrządy pomiarowe powinny być wzorcowane i kalibrowane przed i po wykonaniu pomiarów.

Czujnikiem reagującym na wielkości charakteryzujące dźwięk jest mikrofon – w celach pomiarowych jest to mikrofon pojemnościowy (rys. 19). Jest on technicznym analogiem aparatu słuchowego człowieka, który mieści się w uchu.



Rys. 19. Schemat działania mikrofonu pojemnościowego (A) i widok mikrofonu pomiarowego (B) [10i]

Pokazany na rysunku 20B miernik poziomu dźwięku SV 971 firmy Svantek ma niewielką masę oraz kolorowy wyświetlacz o dużym kontraście. Umożliwia wykonywanie pomiarów poziomów ciśnienia akustycznego w pierwszej klasie dokładności (wg normy IEC 61672:2002) i pozwala na:

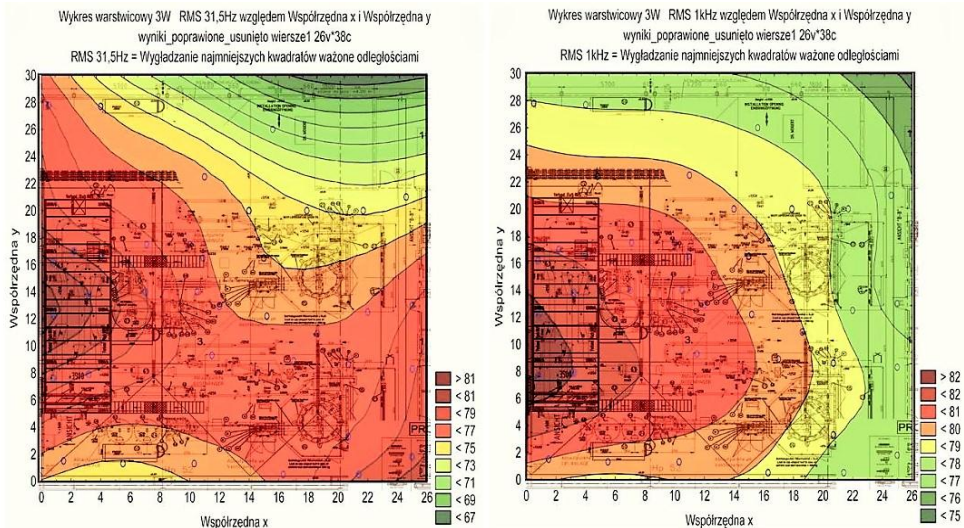
- prowadzenie pomiarów zagrożenia hałasem na stanowiskach pracy oraz hałasu w środowisku zewnętrznym (wówczas ważnym elementem jest przeciwwiatrowa osłona mikrofonu: np. kula z czarnej gąbki – rys. 20B),
- uproszczony tryb pracy „Start/Stop”,
- wykonywanie pomiarów w trzech równoległych profilach,
- analizę dźwięku w pasmach oktawowych i tercjowych (do wyboru),
- zapisywanie historii czasowej pomiaru – funkcja Data Logger,
- zachowanie wyników w pamięci na karcie microSD (standardowo 4 GB),
- wykonywanie map hałasu (rys. 21),
- nagrywanie sygnału audio (opcja),
- zapisywanie notatki dźwiękowej do pomiaru,
- pełnienie funkcji dozymetru akustycznego – opcja (por. rys. 20C),
- monitorowanie drgań własnych przyrządu.



Rys. 20. Całkujące mierniki poziomu dźwięku: CEL starszej konstrukcji (A) (fot. E. Tytyk), nowy, Svantek (B) i dozymetr, Sonopan (C) [11i]

Widoczne na rysunku 21 kolorowe strefy wyraźnie pokazują sposób rozprzestrzeniania się fali dźwiękowej i jej poziomy natężenia, stopniowane kolorystycznie co 2 dB. Ponadto uwidoczniło się tu zjawisko fali stojącej przy częstotliwości 31,5 Hz, gdzie w prawym dolnym narożniku hali istnieje znaczny poziom hałasu

przy braku jego źródła (główne źródło znajduje się przy lewej ścianie i zaznaczone jest kolorem brązoceglastym). Interesujące jest to, że przy częstotliwości 1000 Hz (i innych) zjawisko fali stojącej nie występuje. Są to bardzo istotne informacje, pozwalające na precyzyjne diagnozowanie środowiska akustycznego i opracowanie skutecznych sposobów obniżenia nadmiernego hałasu w pomieszczeniu.



Rys. 21. Przykładowe mapy rozprzestrzeniania się fali akustycznej o częstotliwościach 31,5 Hz oraz 1000 Hz [oprac. własne]

4.5. Metody pomiaru hałasu

Pomiary hałasu wykonuje się w dwóch celach:

- określenia wielkości charakteryzujących emisję hałasu maszyn, rozpatrywanych jako oddzielne źródła hałasu w ustalonych warunkach doświadczalnych lub eksploatacyjnych. Wielkość emisji hałasu może być ważną wskazówką informującą o stanie technicznym maszyny, podobnie jak parametry drgań mechanicznych. Zgodnie z dyrektywami europejskimi należy analizować poziom mocy akustycznej źródła lub poziom ciśnienia akustycznego emisji. Poziom mocy akustycznej powinien być podany w dokumentacji technicznej urządzenia, gdy w miejscu przebywania pracownika uśredniony poziom ciśnienia akustycznego emisji, skorygowany charakterystyką częstotliwościową A, przekracza 85 dB_A;

- oceny stanu narażenia na hałas na stanowiskach pracy i w określonych miejscach przebywania ludzi względem źródeł hałasu, niezależnie od ich rodzaju i liczby. Wyniki pomiarów hałasu służą przede wszystkim do porównania istniejących warunków akustycznych z warunkami określonymi przez normy i przepisy higieniczne (NDN), a także do oceny i wyboru planowanych lub realizowanych w przedsiębiorstwie działań ograniczających hałas.

Podczas pomiarów na stanowisku pracy mikrofon powinien być umieszczony w miejscu, gdzie zwykle znajduje się głowa pracownika. Pomiaru należy wykonywać pod nieobecność pracownika, gdyż jego ciało może zakłócać pole akustyczne. Mikrofon powinien znajdować się w odległości nie mniejszej niż metr od ściany lub innej powierzchni silnie odbijającej falę dźwiękową (np. od okien – w odległości 1,5 m) oraz na wysokości 1,2 m nad posadzką (położenie głowy w pozycji siedzącej) lub większej (dla pozycji stojącej, zależnie od wzrostu).

W normach PN-EN-01307:1994, PN-ISO 1999:2000, PN-EN ISO 9612:2011 opisano następujące metody wykonywania pomiarów hałasu:

- bezpośrednią,
- pośrednią,
- próbkowania,
- rozkładu statystycznego.

Pomiary wielkości charakteryzujących hałas mogą być przeprowadzane w ciągu dnia roboczego w wybranych okresach typowej ekspozycji (metodą próbkowania) lub podczas wykonywania określonych zadań i czynności. Tryb i częstotliwość wykonywania pomiarów, sposób rejestrowania i przechowywania wyników oraz sposób ich udostępnienia pracownikom określa odpowiednie rozporządzenie ministerialne.

W celu oceny stopnia narażenia ludzi na hałas mierzy się następujące parametry akustyczne [PN-N-01307:1994]:

- poziom dźwięku A – poziom ciśnienia akustycznego skorygowany według charakterystyki częstotliwościowej $A - L_A$ [dB $_A$],
- poziom dźwięku C – poziom ciśnienia akustycznego skorygowany według charakterystyki częstotliwościowej $A - L_C$ [dB $_C$],
- maksymalny poziom dźwięku A – maksymalna wartość skuteczna poziomu dźwięku A , występująca w czasie obserwacji – L_{Amax} [dB $_A$],
- szczytowy poziom dźwięku C – maksymalna wartość chwilowa poziomu dźwięku C , występująca w czasie obserwacji – $L_{C peak}$ [dB $_C$],
- ekspozycja na hałas – jest to dawka energii akustycznej odebrana przez człowieka w określonym czasie (zwykle 8 h) – $E_{A,T}$ [Pa $^2 \cdot s$],
- równoważny poziom dźwięku – $L_{Aeq,T}$ [dB $_A$].

W zależności od charakterystyki czasowej hałasu (hałas ustalony, nieustalony, impulsowy), należy zastosować odpowiednią metodę pomiaru wielkości charakteryzujących hałas. Pomiaru mogą być wykonywane w ciągu dnia roboczego w wybranych okresach typowej ekspozycji (metodą próbkowania) lub podczas określonych zadań i czynności.

W przypadku występowania hałasu ustalonego, czyli gdy różnica między maksymalnym a minimalnym poziomem ciśnienia akustycznego mierzonego w różnych przedziałach czasowych nie jest większa niż 5 dB_A , wystarczy wykonać kilka pomiarów (co najmniej trzy) z zastosowaniem funkcji czasowej S (*slow*) i obliczyć średnią arytmetyczną z tych wyników. Jest to tzw. metoda pośrednia wykonywania pomiarów. Charakteryzuje się prostotą i szybkością, lecz wymaga pewnych – choć prostych – obliczeń. Należy mieć świadomość, że uśrednia się liczby logarytmiczne. Z matematycznego punktu widzenia jest to operacja niepoprawna, lecz popełniany błąd w obliczeniu rzeczywistych wielkości charakteryzujących hałas jest niewielki i dopuszczalny. Tak obliczoną wartość średnią można przyjąć za wartość równoważną (ekwiwalentną) poziomu ciśnienia akustycznego L_{eq} i porównać z wartością dopuszczalną, odpowiednią dla określonego charakteru pracy (np. praca z dużym obciążeniem intelektualnym, stanowiska pracy chronionej) lub środowiska, zamieszczonej w PN-87/B-02151/02.

Hałas nieustalony jest wtedy, gdy występuje określona liczba wyraźnie rozróżnialnych poziomów dźwięku o różnicy co najmniej 5 dB_A . W takim przypadku nie można posługiwać się średnią arytmetyczną z kilku chwilowych zmierzonych wartości poziomów hałasu, gdyż błąd obliczeń w stosunku do wartości rzeczywistej byłby niedopuszczalnie duży. Należy zastosować metodę bezpośrednią. Polega ona na ciągłym pomiarze ekspozycji pracownika na hałas z zastosowaniem funkcji czasowej S (*slow*) i odczycie wielkości bezpośrednio z mierników, np. dozymetru lub całkującego miernika poziomu dźwięku. Jest to prosta metoda, która nie wymaga skomplikowanych obliczeń, gdyż korzysta się z funkcji całkowania wartości natężeń dźwięków, wbudowanej w układ pomiarowy. Dzięki temu minimalizuje się ryzyko popełnienia błędów pomiarowych w przypadku hałasu nieustalonego. Wadą tej metody jest czasochłonność, gdyż przeprowadzenie dokładnego badania zajmuje co najmniej całą zmianę roboczą. Odczytana z miernika wartość jest to ekwiwalentny poziom natężenia dźwięku skorygowany filtrem częstotliwościowym A , określony dla 8-godzinnej ekspozycji na hałas ($L_{eq,8h}$) i jest podstawą do oceny przez porównanie z wartością dopuszczalną (NDN). Hałasy drogowe, kolejowe i lotnicze można mierzyć w podobny sposób, ale stosuje się też metodę rozkładu statystycznego. Pozwala ona na grupowanie zmierzonych poziomów dźwięku w klasach różniących się o 5 dB , $2,5 \text{ dB}$ lub 1 dB .

Hałas impulsowy składa się z szeregu zdarzeń akustycznych trwających maksymalnie jedną sekundę. O czasie trwania impulsu hałasu decyduje tzw. czas pogłosu, wynikający z chłonności akustycznej materiałów znajdujących się w pomieszczeniu (jest to czas, po którym poziom dźwięku w pomieszczeniu spada o 60 dB).

Pomiary wykonuje się przy użyciu stałej czasowej „Impuls”, odpowiadającej czasom reakcji ucha na dźwięki impulsowe i uderzeniowe, które wynoszą przy narastaniu – 35 ms , a przy spadku – $1,5 \text{ s}$. Obecnie wartości poziomów dla tej stałej czasowej nie są normowane.

Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 5 sierpnia 2005 r. (poz. 1318) w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy przy pracach związanych z nara-

żeniem na hałas lub drgania mechaniczne wprowadza, zgodnie z dyrektywą 2002/44/WE, dodatkowe kryterium oceny dziennej ekspozycji na hałas – próg działania $A_{d(8)}$. Wartości progów działania dla hałasu określono następująco:

- dla poziomu ekspozycji na hałas odniesionego do tygodnia pracy – 80 dB_A ,
- dla szczytowego poziomu dźwięku C – jako wartość proggu działania przyjmuje się wartość NDN równą 135 dB_C .

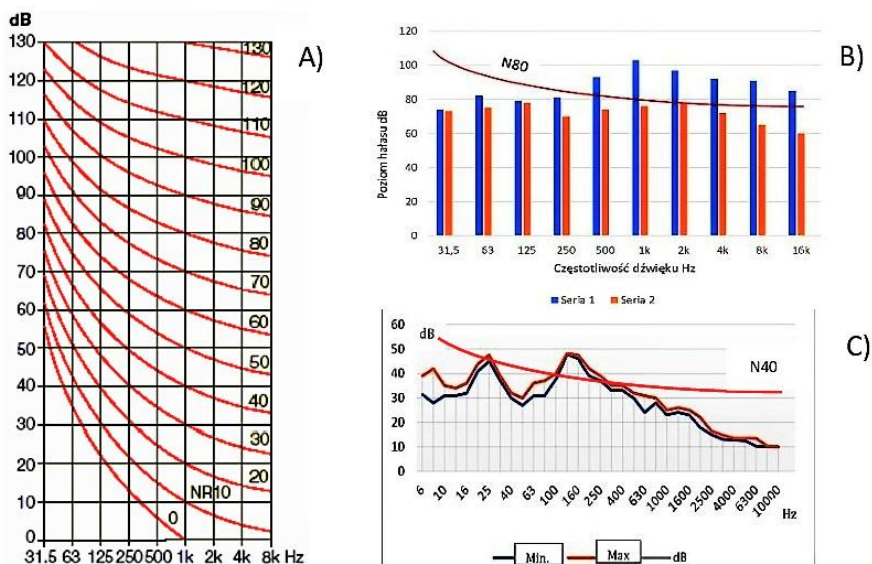
Po przekroczeniu podanych w rozporządzeniu wartości pracodawca zobowiązany jest do podjęcia działań zmniejszających ryzyko zawodowe (ze względu na zagrożenie dla zdrowia spowodowane hałasem).

4.6. Analiza częstotliwościowa hałasu

Pomiary poziomów ciśnienia akustycznego można wykonywać w wąskich pasmach częstotliwości, określonych jako oktawy lub tercje. Oktawa występuje wówczas, gdy stosunek wartości górnej i dolnej częstotliwości jest równy dwa. Tercja jest to trzecia część oktawy. Przyrząd pomiarowy pozwala na mierzenie poziomów dźwięków w wyróżnionych środkowych częstotliwościach pasm oktawowych lub tercjowych i dzięki temu uzyskanie graficznej reprezentacji widma hałasu, czyli rozkładu wartości poziomów dźwięku w całym obszarze częstotliwości, włączając zakresy infra- i ultradźwięków. Przykłady widm hałasów pokazano na rysunkach: oktawowe – 22B, 32, 39, 40, 41, 42, a tercjowe – 14 i 22C. Aby ocenić jakościowo poziomy ciśnienia akustycznego zobrazowane na wykresie widmowym, należy na wykres nanieść odpowiednią krzywą oceny hałasu N (rys. 22A). Te części widma hałasu, które znajdują się powyżej krzywej N , ilustrują przekroczenie dopuszczalnych wartości poziomu hałasu w poszczególnych oktavach (lub tercjach). Do oceny widma hałasu na stanowiskach roboczych należy stosować krzywą $N80$, która odpowiada wartości 85 dB_A dla sumarycznego hałasu we wszystkich częstotliwościach (rys. 22B). Do oceny widma hałasu ze źródeł wewnętrznych w pomieszczeniach pracy intelektualnej (biurowej) należy użyć krzywej $N35$, odpowiadającej dopuszczalnej wartości łącznego poziomu hałasu 40 dB_A (rys. 22C).

Z rysunku 22B wynika, że przed podjęciem działań korekcyjnych przecinarka ścierna generowała hałas, który przekraczał dopuszczalne wartości od częstotliwości 500 Hz i wyższych aż do granicy słyszalności (seria 1 wyników pomiarów). Przekroczenia te obejmowały zatem szerokie pasmo średnich i wysokich częstotliwości, które są szczególnie uciążliwe i przyczyniają się do powstania głuchoty zawodowej. Hałas taki był emitowany podczas cięcia, a więc był to hałas technologiczny. Jednak hałas własny maszyny, emitowany podczas biegu jałowego, był niewiele niższy i miał taki sam charakter. Inżynierskie doświadczenie wskazuje, że w takim przypadku za hałas odpowiedzialne są wszystkie elementy maszyny w mniej więcej równym stopniu: silnik, przekładnia, łożyska (oś, na której jest osadzone narzę-

dzie, czyli tarcza ścierna, to element wysokoobrotowy), a elementy obudowy nie spełniają roli izolującej dźwięki. Zmiany konstrukcyjne dotyczyły przede wszystkim osłabienia energii drgań mechanicznych generowanych przez silnik i układy przeniesienia napędu oraz wirującą tarczę roboczą, a efekty akustyczne okazały się zadowalające (seria 2 wyników pomiarów).



Rys. 22. Przykłady analizy oktawowej i tercjowej hałasu: krzywe oceny hałasu N [Cempel, 1975, s. 37] (A), oktawowe widmo hałasu przecinarki ścierniej przed i po korekcie [oprac. własne] (B), tercjowe widmo hałasu w pokoju wykładowcy uczelni [oprac. własne] (C)

Czasem na podstawie analizy oktawowej (lub tercjowej) hałasu można wyróżnić ściśle określone pasma częstotliwości, w których występują swoiste piki wartości poziomów natężenia dźwięku. Należy je traktować jako emisje hałasu ze ściśle określonych elementów lub podzespołów maszyny, a dominująca częstotliwość i jej harmoniczne wskazują dokładnie na konkretne źródła.

Wykres na rysunku 22C jest tercjową analizą hałasu pochodzącego od instalacji klimatyzacyjnej budynku i ukazuje dominujący niskoczęstotliwościowy hałas około częstotliwości 160 Hz. Taki hałas jest niezwykle trudno zredukować, zwłaszcza że pochodzi od zjawisk aerodynamicznych i rozchodzi się wzdłuż rozbudowanej instalacji rurowej. W tej sytuacji przede wszystkim należy zbadać, czy jakiś element tej instalacji nie wpada w drgania rezonansowe i zmienić np. sposób montażu do elementów budynku lub uelastycznic połączenia rurociągu.

Analiza oktawowa lub tercjowa (dokładniejsza) pozwala uzyskać precyzyjną charakterystykę akustyczną źródeł hałasu szczególnie istotnych w kształtowaniu

hałasu własnego maszyny. O tym hałasie decydują zazwyczaj typowe elementy maszyn: pary kół zębatach oraz łożyska, zwłaszcza toczne. Sposób pracy tych par kinematycznych decyduje o sumarycznym poziomie natężenia dźwięku oraz o rozkładzie poziomów dźwięków w funkcji ich częstotliwości. Te parametry akustyczne zależą od wielkości obciążenia przenoszonego przez te elementy, od rodzaju konstrukcji i od ich stanu technicznego. Ostatni czynnik – stan techniczny – może być zatem monitorowany na podstawie okresowego lub ciągłego (w szczególnie ważnych przypadkach) analizowania parametrów akustycznych.

Częstotliwość dźwięków generowanych przez zazębione koła zębata jest teoretycznie równa częstotliwości mikrouderzeń zębów, co można obliczyć, mnożąc liczbę zębów jednego koła przez liczbę jego obrotów w ciągu sekundy. Jeśli ta częstotliwość pokrywa się z częstotliwością zmierzonego dźwięku, w której występuje znaczna emisja hałasu, oznacza to: nadmierne zużycie zębów wskutek długotrwałej pracy bez dobrego smarowania, przeciążenie, błędy w montażu zespołu kół zębatach (nieosiowość), niedokładność obróbki zębów, nieodpowiedni materiał konstrukcyjny, zły dobór typu uzębienia albo jednoczesne występowanie kilku z wymienionych przyczyn. Należy pamiętać, że przekładnia zębata o uzębieniu śrubowym lub skośnym, o drobnym module i dokładnie obrobiona pracuje ciszej niż przekładnia o uzębieniu prostym, grubym module i obrobiona zgrubnie.

Z kolei łożyska toczne są zwykle o kilkanaście decybeli głośniejsze niż łożyska ślizgowe o tych samych parametrach eksploatacyjnych. Widmo generowanego hałasu składa się z częstotliwości dominującej równej liczbie obrotów zespołu elementów tocznych oraz wielu częstotliwości harmonicznych. Poziom generowanego hałasu zależy od stanu technicznego łożyska, jakości smarowania, dokładności obróbki jego elementów, obciążenia, średnicy i innych parametrów konstrukcyjnych. Podobnie jak dla przekładni zębatach stan techniczny łożysk może być zatem monitorowany na podstawie okresowego lub ciągłego (w szczególnie ważnych przypadkach) analizowania parametrów akustycznych.

5. PODSTAWOWE OBLICZENIA WIBROAKUSTYCZNE

5.1. Sumowanie energii akustycznej z różnych źródeł

W podrozdziale 2.1 przywołano prawo fizyczne, które wyjaśnia, że sumują się natężenia, a nie poziomy natężen (nie tylko dźwięku). W przypadku identycznych źródeł dźwięku, a dokładniej n identycznych wartości natężenia dźwięków docierających do obserwatora z różnych źródeł łatwo obliczyć sumaryczny poziom natężenia, posługując się zależnością (19):

$$\begin{aligned}L_{\Sigma} &= 10 \log (I_1 + I_2 + I_3 + \dots)/I_0 = 10 \log n \cdot I_1/I_0 = 10 \log I_1/I_0 + 10 \log n \\L_{\Sigma} &= L_1 + \Delta L = L_1 + 10 \log n \text{ [dB]}\end{aligned}\quad (19)$$

Wówczas łączny poziom natężenia dźwięku w punkcie tak samo odległym od dwóch identycznych źródeł hałasu ($I_1 = I_2$), np. obrabiarek, z których każda emituje dźwięk o poziomie natężenia 80 dB ($L_1 = L_2$), wyniesie:

$$\begin{aligned}L_{\Sigma} &= 10 \log (I_1 + I_2)/I_0 = 10 \log \cdot 2 I_1/I_0 = 10 \log I_1/I_0 + 10 \log 2 = \\&= L_1 + 3 \text{ dB} = 83 \text{ [dB]}\end{aligned}\quad (20)$$

Przykładowe wartości ΔL wynikające z tej zależności zawarto w tabeli 9.

Tabela 9. Zwiększenie poziomu hałasu wskutek jednoczesnej pracy większej liczby źródeł

n	2	3	4	5	6	8	10	15	20	30
ΔL	3	5	6	7	8	9	10	12	13	15

n – liczba identycznych źródeł, ΔL – zwiększenie łącznego poziomu hałasu [dB].

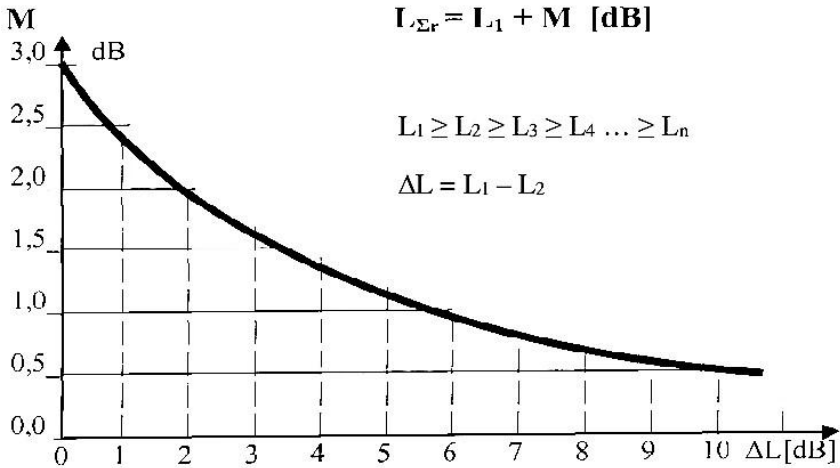
W przypadku równoczesnej pracy wielu źródeł różniących się hałaśliwością łączny hałas zależy głównie od najsilniejszego źródła. Wpływ drugiego źródła (co do głośności) należy uwzględnić przez poprawkę M (tab. 10; rys. 23) dodawaną do wartości poziomu hałasu głównego źródła:

$$L_{\Sigma} = L_1 + M \text{ [dB]}\quad (21)$$

Tabela 10. Wartość poprawki M wynikającej z emisji hałasu słabszego źródła

ΔL	0	1,0	2,0	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	9,0	10	11	13	15	20
M	3	2,5	2,1	1,8	1,5	1,2	1,0	0,6	0,5	0,4	0,3	0,2	0,1	0

ΔL – różnica między wyższym a niższym poziomem hałasu dwóch źródeł, M – poprawka obrazująca wpływ słabszego źródła na hałas całkowity.



Rys. 23. Wartości poprawki M przy „sumowaniu” dźwięków z różnych źródeł (wg [Noise Control, 1986])

Z układu wartości zestawionych w tabeli 10 i na rysunku 23 wynika, że przy różnicy poziomów natężenia dźwięku między dwoma źródłami większej niż 6 dB wartość poprawki M jest mniejsza niż 1 dB. W warunkach pomiarów wykonywanych w przemyśle oznacza to, że wpływ słabszego źródła na ogólny hałas mieści się w granicach błędu pomiaru, więc to słabsze źródło można pominąć. Ten warunek nazwano „maskowaniem słabszego źródła”.

5.2. Wpływ odległości źródeł hałasu od odbiorcy na poziom natężenia dźwięku

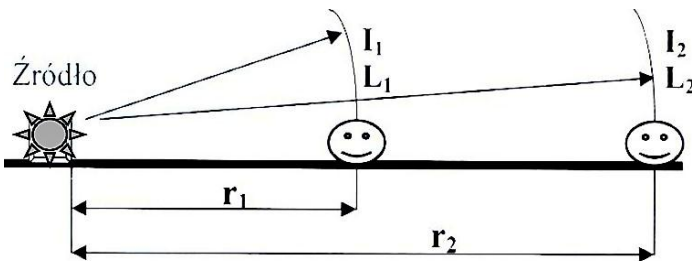
Sposób rozchodzenia się fali akustycznej i obliczania jej parametrów zależy od geometrii źródła dźwięku. Z punktu widzenia możliwości inżynierskiego kształtowania warunków akustycznych największe znaczenie mają źródła punktowe i liniowe (tab. 11).

Tabela 11. Geometrie źródeł dźwięku wpływające na jego rozprzestrzenianie [oprac. własne]

Źródło dźwięku	Ilustracja	Przykład
Punktowe		uderzenie, wybuch
Liniowe		pociąg, szosa
Powierzchniowe		wzburzone morze

W przypadku źródła o geometrii punktowej rozchodzeniem się dźwięków w powietrzu rządzi prawo fizyki mówiące, że natężenie fali (I) maleje proporcjonalnie do kwadratu odległości (r) od źródła:

$$I_1/I_2 = (r_2/r_1)^2 \quad (22)$$



Rys. 24. Schemat propagacji fali akustycznej od źródła punktowego [oprac. własne]

Powierzchnia, na której rozkłada się energia akustyczna od źródła znajdującego się na podłożu, to półcząstka kulista: $S_{\perp} = 2\pi r^2$ [m²] (rys. 24). Po prostych przekształceniach: pomnożeniu lewej strony równania przez wartość I_0/I_0 oraz zlogarytmowaniu obu stron i pomnożeniu ich przez 10, otrzymamy zależność (23) wyrażoną w jednostkach logarytmicznych:

$$\Delta L_{\text{odl}} = L_1 - 20 \log r \text{ [dB]} \quad (23)$$

gdzie:

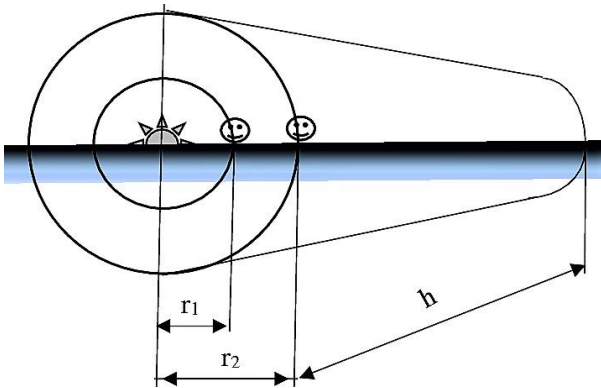
- ΔL_{odl} – obniżenie poziomu hałasu w odległości r od źródła,
- L_1 – poziom ciśnienia akustycznego w odległości metra od źródła,
- r – odległość odbiornika od źródła hałasu [m].

Przypadek źródła o geometrii liniowej jest nieco inny, gdyż do obserwatora docierają fale akustyczne z obiektu o kształcie walca o pewnej długości. Jest ona ograniczona, gdyż fale docierające pod kątem przebywają dłuższą drogę i jako słabsze w pewnym momencie nie mają istotnego wpływu na sumaryczny hałas, zgodnie z zależnością (23). Powierzchnia, na której rozkłada się energia akustyczna od źródła znajdującego się na podłożu, to $S_{\perp} = \Pi r h$ [m²] (rys. 25). Po prostych przekształceniach: pomnożeniu lewej strony równania przez wartość I_0/I_0 oraz zlogarytmowaniu obu stron i pomnożeniu przez 10 otrzymamy zależność (24) wyrażoną w jednostkach logarytmicznych:

$$\Delta L_{\text{odl}} = L_1 - 10 \log r \text{ [dB]} \quad (24)$$

gdzie:

- ΔL_{odl} – obniżenie poziomu hałasu w odległości r od źródła,
- L_1 – poziom ciśnienia akustycznego w odległości metra od źródła,
- r – odległość odbiornika od źródła hałasu [m],
- h – długość odcinka źródła liniowego (wartość w tym wzorze została zredukowana do: $h_1/h_2 = 1$)



Rys. 25. Schemat propagacji fali akustycznej od źródła liniowego [oprac. własne]

Reasumując, podwojenie odległości receptora (ucha) od źródła powoduje obniżenie poziomu dźwięku w przypadku źródła punktowego o:

$$L_1 - L_2 = 20 \log (r_2/r_1) = \mathbf{6 \text{ dB}},$$

a dla źródła liniowego o:

$$L_1 - L_2 = 10 \log (r_2/r_1) = \mathbf{3 \text{ dB}}.$$

Stąd wynika, że **źródła liniowe są bardziej uciążliwe niż punktowe.**

Jeśli na drodze fali akustycznej (od źródła do odbiorcy) znajdują się przeszkody (drzewa, krzewy, trawa), to hałas jest dodatkowo tłumiony i może się zmniejszyć o kilka decybeli. Należy to uwzględnić przy planowaniu lokalizacji hałaśliwego zakładu oraz zagospodarowywaniu terenu.

5.3. Dźwiękochłonność materiałów znajdujących się we wnętrzu obudowy

Dźwiękochłonność jest to zdolność materiału do pochłaniania i rozpraszania energii fali akustycznej padającej na przegrodę pokrytą tym materiałem (rys. 26). Dzięki tej właściwości, którą mają materiały porowate i włókniste, znaczna część energii akustycznej nie odbija się od przegrody i nie wraca do otoczenia, obniżając w ten sposób poziom tła akustycznego wewnątrz obudowy. Zmniejszenie poziomu tła akustycznego można obliczyć z następującej zależności:

$$\Delta L_{\text{chlon}} = 10 \lg \frac{A_2}{A_1} \text{ [dB]} \quad (25)$$

gdzie:

A_1 – chłonność akustyczna obudowy przed wytłumieniem,

A_2 – chłonność akustyczna obudowy po wytłumieniu,

przy czym:

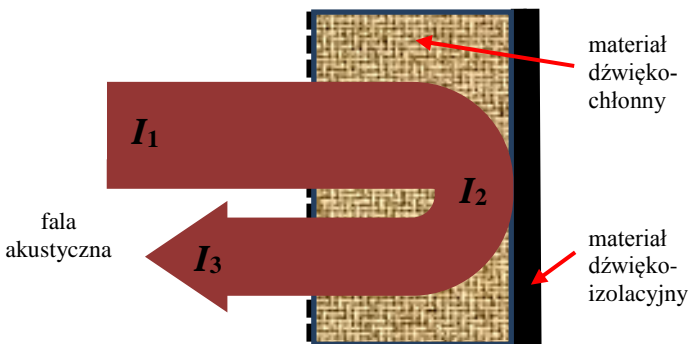
$$A = \sum S_i \cdot \alpha_i \text{ [m}^2\text{]} \quad (26)$$

gdzie:

S_i – wielkość powierzchni o numerze i

α – współczynnik chłonności akustycznej materiału na powierzchni i :

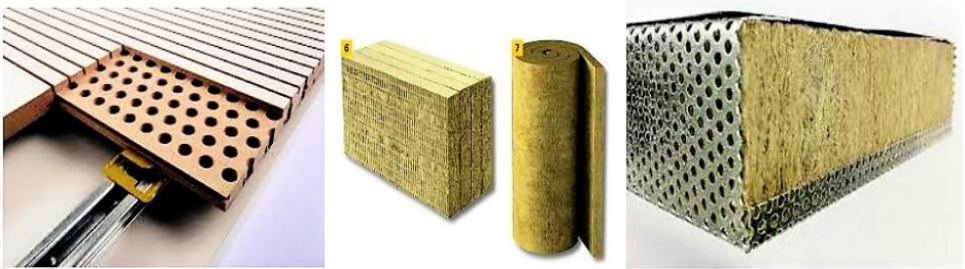
$$\alpha = I_2 / I_1 = (I_1 - I_3)$$



Rys. 26. Zjawisko chłonności akustycznej [oprac. własne]

Wartość współczynnika α zależy bardzo silnie od częstotliwości dźwięku i jest charakterystyczna dla określonego materiału. Dobre materiały dźwiękochłonne mają strukturę włóknistą i porowatą (np. wełna mineralna, gąbka, cegła dziurawka skierowana otworami do źródła).

W praktycznych rozwiązaniach, stosując odpowiednio dobrane materiały i konstrukcje dźwiękochłonne (rys. 27), można uzyskać obniżenie tła akustycznego do około 5 dB. Jest to więc mało efektywny sposób walki z hałasem, a przy tym kosztowny i kłopotliwy ze względu na konieczność stosowania specjalnych materiałów i konstrukcji.



Rys. 27. Typowe materiały i konstrukcje dźwiękochłonne [12i]

5.4. Dźwiękoizolacyjność materiałów obudowy

Izolacyjność (τ) polega na nieprzewodzeniu energii dźwięku przez przegrodę, co wyjaśniono na rysunku 28. Do obliczenia jej skuteczności można zastosować znane w akustyce tzw. prawa masy. Zgodnie z nim izolacyjność przegrody zależy od jej masy powierzchniowej i od częstotliwości dźwięku [Łączkowski, 1983, s. 231]:

$$\Delta L_{\text{izol}} = 20 \lg \frac{M}{S} + 20 \lg f - 46,7 \text{ [dB]} \quad (27)$$

gdzie:

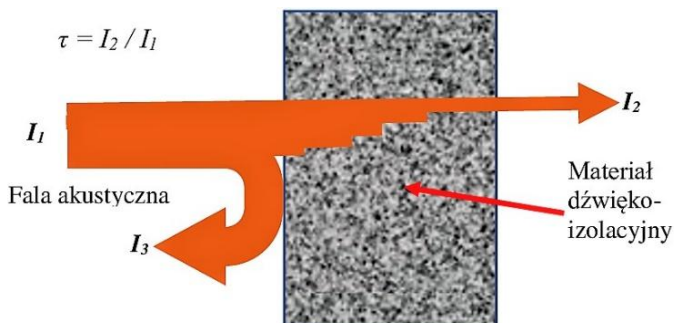
M – masa przegrody [kg],

S – powierzchnia przegrody [m^2],

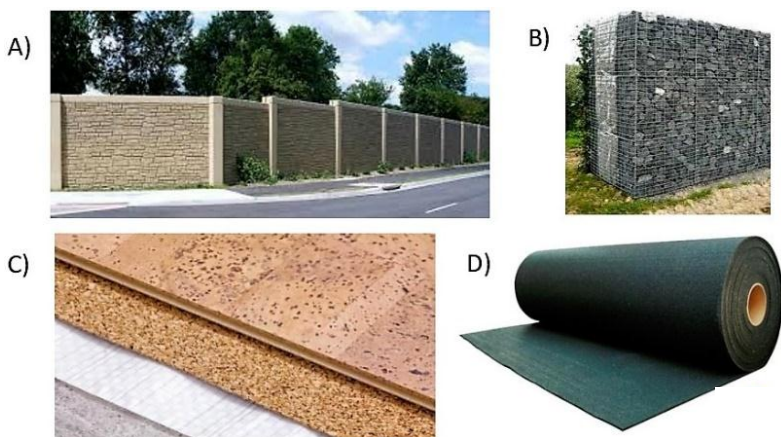
f – częstotliwość dźwięku [Hz].

Z zależności (27) wynika, że skuteczne izolowanie dźwięków o niskich częstotliwościach wymaga stosowania przegród o większej masie niż w przypadku izolowania dźwięków o wysokich częstotliwościach. Należy pamiętać o tym, że „prawo masy” dotyczy przegród jednolitych i o bardzo dużych rozmiarach powierzchni-

wych względem źródła dźwięku (rys. 29A). Każdy otwór lub nieszczelność obudowy wyraźnie obniża jej izolacyjność.



Rys. 28. Zjawisko izolacyjności akustycznej [oprac. własne]

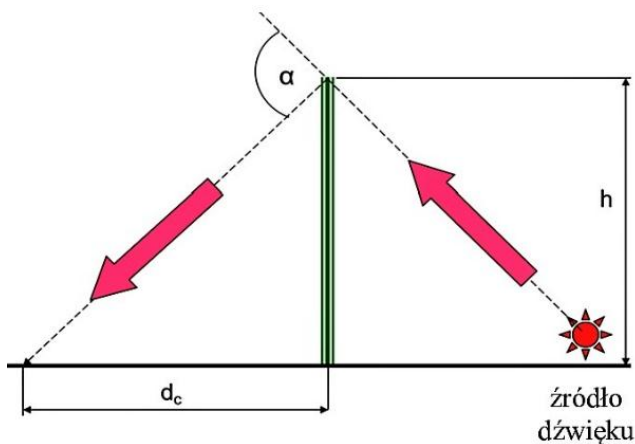


Rys. 29. Typowe materiały i konstrukcje dźwiękoizolacyjne: mur betonowy (A), przegroda z kamieni – gabion (B), podłoga z korka (C) i mata izolacyjna (D) [13i]

5.5. Ekranowanie źródeł hałasu

Ekranowanie często nie jest wystarczającym sposobem ograniczania hałasu, choć jest to rozwiązanie proste i stosunkowo tanie. Można je stosować zarówno w pomieszczeniach, jak i w terenie otwartym (wówczas bardzo ważny jest dobór materiałów, które powinny być odporne na wilgoć i zmienne warunki atmosferyczne, a konstrukcja odporna na napór wiatru). O skuteczności ekranu dźwiękoizolacyjnego decydują następujące parametry:

- znaczne wymiary (wysokość i długość) w stosunku do wymiarów źródła hałasu,
- duża izolacyjność właściwa materiałów konstrukcyjnych (związana z ich dużą masą i „sandwiczową” strukturą),
- odległość od źródła hałasu lub odbiornika (im mniejsza, tym lepiej),
- pokrycie powierzchni ekranu od strony źródła hałasu materiałem dźwiękochłonnym,
- uwzględnienie zjawiska ugięcia fali akustycznej na krawędziach ekranu, co ma wpływ na długość tzw. cienia akustycznego za ekranem (rys. 30),
- dominujące wysokie częstotliwości w widmie hałasu (niskie częstotliwości przenikają przez materiał ekranu i skracają cień akustyczny wskutek dużego ugięcia fali na jego krawędzi).



Rys. 30. Zasada obliczania długości cienia akustycznego za ekranem [oprac. własne]

Przy założeniu dużej skuteczności izolacyjnej materiałów konstrukcyjnych, długość cienia akustycznego za ekranem można obliczyć z zależności (28) i według rysunku 30:

$$d_c = h^2/4\lambda = h^2 \cdot f/4v \quad (28)$$

gdzie:

- h – wysokość ekranu,
- λ – długość fali akustycznej,
- f – częstotliwość dźwięku,
- v – prędkość dźwięku,
- α – kąt ugięcia fali ($f \downarrow = \alpha \uparrow$).

5.6. Wibroizolacyjność połączeń konstrukcyjnych

Emisja dźwięków powietrznych jest ściśle związana z generowaniem drgań materiałowych przenoszonych dobrze przez stal, beton i inne sprężyste materiały. Oczywistą zasadą konstrukcyjną jest więc elastyczne oddzielenie sztywnych układów drgających od biernych mas obudowy i jej fundamentów (rys. 4 i 6). Bardzo niekorzystnym zjawiskiem jest rezonans mechaniczny, który pojawia się wówczas, gdy częstotliwość drgań własnych układu biernego pokrywa się z częstotliwością drgań źródłowych – hałas zewnętrzny może wzrosnąć nawet o kilkanaście decybeli. Dokładne obliczenie częstotliwości drgań własnych tak złożonego układu, jakim jest maszyna technologiczna, jest w zasadzie niemożliwe. Należy zatem kierować się ogólną zasadą, że korzystne jest zmniejszenie sztywności przegrody i jej mocowania przy równoczesnym zachowaniu jej dużej masy. W związku z tym obudowy maszyny nie należy wiązać wyłącznie z jej elementami konstrukcyjnymi. Jeśli kontakt mechaniczny jest niezbędny, to należy realizować go za pośrednictwem odpowiednio dobranych wibroizolatorów. Wibroizolatory lub elastyczne maty (pasy) powinny być stosowane także przy łączeniu ścian obudowy z fundamentami maszyny.

Aby prawidłowo dobrać wibroizolatory, niezbędne są następujące informacje:

- **rodzaj maszyny**, np. tokarka, prasa, wentylator, pompa, agregat prądotwórczy, co pozwala ustalić, czy będą to wibroizolatory ustawione swobodnie na posadzce czy mocowane do posadzki,
- **ciężar całkowity maszyny i liczba otworów w podstawie (liczba punktów podparcia)**, co pozwala na wstępny dobór obciążeń jednostkowych wibroizolatorów i ich liczby,
- **częstotliwość drgań własnych maszyny** wynikająca np. z prędkości obrotowej silnika, wirnika, liczby taktów itp., co pozwala na dobór wibroizolatorów o takiej częstotliwości drgań własnych, które zapewnią optymalną skuteczność wibroizolacji,
- **rodzaj otworów w podstawie**, np. przelotowe niegwintowane lub gwintowane, nieprzelotowe gwintowane itp., co umożliwi dobranie właściwego typu wibroizolatora,
- **grubość podstawy maszyny**, warto sprawdzić w celu stwierdzenia, czy w dobranych wibroizolatorach jest wystarczająco długa śruba (czasem, np. dla frezarek, istnieje potrzeba wykonania dłuższych śrub) lub otwory są w niszach i śruby powinny być krótsze,
- **wymagania specjalne**, np. kontakt z żywnością, agresywne środowisko, wysoka temperatura itp., co umożliwi dobór wibroizolatorów, które zapewnią właściwe funkcjonowanie i odpowiednią trwałość w określonych warunkach środowiskowych.

5.7. Obliczenia hałasów aerodynamicznych

W wielu instalacjach rurowych występuje charakterystyczne zjawisko turbulentnego ruchu gazu, powodującego pulsacje ciśnienia, które generują podłużne fale dźwiękowe. Moc akustyczna zjawisk aerodynamicznych jest wprost proporcjonalna do szóstej potęgi prędkości strumienia gazu względem przeszkody sztywnej lub do szóstej czy ósmej potęgi prędkości strumienia gazu względem nieruchomej atmosfery. Oznacza to, że k -krotna zmiana prędkości względnej spowoduje zmianę poziomu ciśnienia akustycznego, wynikającego ze zmiany mocy akustycznej źródła, o wartość $\Delta L_{(N)}$. Zjawisko to opisuje teoria opracowana przez Lighthilla w roku 1950 [Rajpert, 1980, s. 80–82]:

$$\Delta L_{(N)} = m \cdot 10 \log k \quad (29)$$

gdzie:

$\Delta L_{(N)}$ – przyrost poziomu ciśnienia akustycznego wskutek wzrostu prędkości gazu względem przeszkody,

m – wykładnik potęgowy ($m = 8$ przy wypływie gazu z dużą prędkością, np. z silnika odrzutowego, do spokojnego ośrodka gazowego, $m = 6$ przy wypływie gazu z prędkością do 300 m/s do spokojnego ośrodka gazowego lub przy opływie gazu wokół sztywnej przeszkody),

k – krotność zmiany prędkości względnej gazu ($k = v_2/v_1$).

Moc akustyczna źródła hałasu aerodynamicznego N jest proporcjonalna do kwadratu średnicy przewodu i do szóstej potęgi prędkości strugi (przy prędkości wypływu do 300 m/s) [Rajpert, 1980, s. 81]:

$$N \approx D^2 \cdot v^6 \quad (30)$$

Uwzględniając warunek stałości poboru gazu V [m³/h]:

$$V = \frac{1}{4}\pi D^2 \cdot v = \text{const.} \quad (\text{albo: } D_1^2 \cdot v_1 = D_2^2 \cdot v_2 = \dots) \quad (31)$$

otrzymujemy:

$$v = 4V/\pi D^2 \text{ [m/s]} \quad (32)$$

Oznacza to, że np. dwukrotne zwiększenie średnicy przewodu $D_2 = 2D_1$ spowoduje czterokrotne zmniejszenie prędkości strugi v_2 :

$$v_2 = (D_1/D_2)^2 \cdot v_1 = 4v_1 \quad (33)$$

Zatem:

$$N_1/N_2 = (D_1/D_2)^2 \cdot (v_1/v_2)^6 = \frac{1}{4} \cdot 4^6 \quad (34)$$

co oznacza, że moc akustyczna układu po dwukrotnym zwiększeniu średnicy przewodu zmaleje $1 : 4^5 \approx 0,00098$, czyli 1024 razy. Przeliczając tę zależność na funkcję logarytmiczną, otrzymujemy:

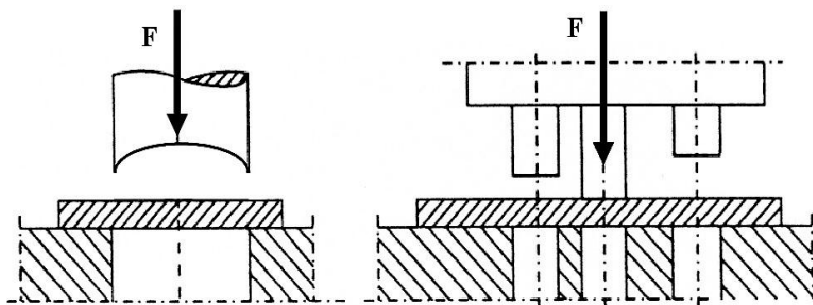
$$\Delta L = 10 \log N_1/N_2 = 30,3 \text{ [dB]}$$

Wniosek: dwukrotne zwiększenie średnicy przewodu spowoduje zmniejszenie poziomu hałasu o ok. 30 dB. Jest to wielkość tylko teoretycznie możliwa do osiągnięcia. W praktyce na ogół otrzymuje się znacznie skromniejsze wyniki, gdyż rzeczywiste warunki przepływu strugi mogą być dość odległe od teoretycznego ideału. Taki sposób walki z hałasem aerodynamicznym byłby bardzo kosztowny. Należy jednak pamiętać o tym, że obliczenia powyższe dotyczą nie całej instalacji rurowej, lecz „wąskich gardeł”, którymi są przede wszystkim układy wlotowe i wylotowe, kolana oraz połączenia kątowe rurociągów. Zasadą powinno być stwarzanie warunków umożliwiających przepływ gazu zbliżony do laminarnego, a tym samym cichy.

6. PRAKTYCZNE SPOSOBY OGRANICZANIA EMISJI HAŁASU

6.1. Zmiany konstrukcyjne źródeł drgań i hałasu

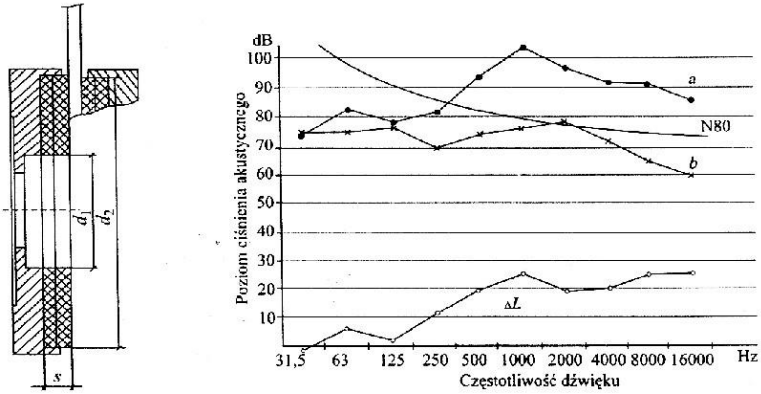
Prezentowane poniżej przykłady rozwiązań antyhałasowych mają za zadanie ukazanie niektórych najczęściej w praktyce spotykanych rozwiązań problemu hałasu. Część z nich została wybrana z literatury, a część jest wynikiem własnych prac. Przykłady dotyczą wyłącznie takich rozwiązań, które możliwe są do zastosowania w budowie maszyn, czyli głównie **źródeł** drgań mechanicznych i hałasu. Typowym przykładem rozwiązania konstrukcyjnego zmniejszającego hałas technologiczny jest zastosowanie ukosowanego stempla w wykrojniku blachy zainstalowanym na stole prasy mechanicznej lub hydraulicznej (analogiczne rozwiązanie zastosowano w biurowym dziurkaczu w celu zmniejszenia siły cięcia). Zmniejszenie poziomu hałasu uzyskuje się dzięki zmniejszeniu siły tnącej i przedłużeniu drogi cięcia (energia cięcia pozostaje oczywiście bez zmian). Podobny efekt można otrzymać, różnicując długości stempli wykrojnika wielopunktowego (rys. 31).



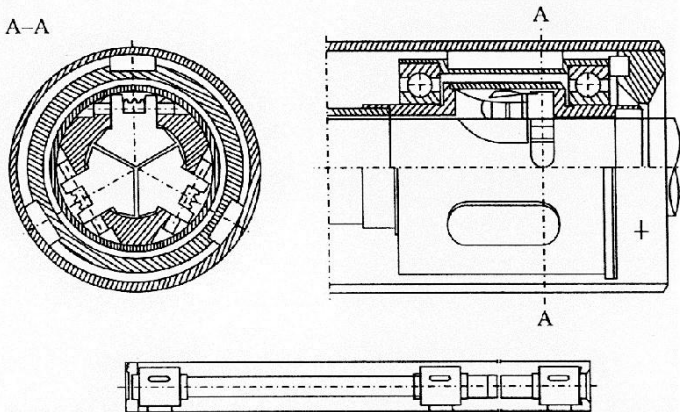
Rys. 31. Ukosowanie stempla wykrojnika w celu zmniejszenia siły cięcia F i hałasu technologicznego [oprac. własne]

Na rysunku 32 pokazano sposób wytlumienia drgań poprzecznych tarczy przecinarki ścierniej przy użyciu dwóch tarcz z miękkiej gumy, obustronnie dociskających narzędzie tnące. Zastosowanie tego sposobu wraz z wibroizolacją wału tarczy tnącej oraz silnika elektrycznego, a także wytlumieniem blach obudowy spowodowało obniżenie hałasu własnego maszyny o 20–25 dB w pasmach częstotliwości 500–16000 Hz, przy których wystąpiły największe przekroczenia dopuszczalnego poziomu hałasu i zlikwidowanie tych przekroczeń. Hałas technologiczny obniżył się o 16 dB przy częstotliwości 500 Hz. Jednak w wysokich częstotliwościach aku-

stycznych nadal występowały znaczne przekroczenia – maksymalnie o 21 dB przy częstotliwości 8000 Hz (ale tylko podczas cięcia metalu).



Rys. 32. Wytlumienie tarczy przecinarki ścierniej [oprac. własne]



Rys. 33. Wyciszenie rurowego podajnika automatu tokarskiego [oprac. własne; Patent RP nr 98.922 z dnia 11.01.1979]

Źródłem uciążliwego hałasu w automatach tokarskich obrabiających materiał w postaci długich prętów jest uderzanie obracającego się pręta o ścianki obudowy podajnika. Istnieje wiele rozwiązań wyciszających podajnik materiału, lecz zwykle jest to izolowanie tego źródła hałasu od otoczenia, bez ingerencji w sam proces powstawania hałasu. Radykalna ingerencja w źródło drgań i hałasu powinna skutecznie wyeliminować nie skutki, lecz przyczyny ich powstawania. Wbrew poz-

rom rozwiązanie jest proste: jeśli prowadnica pręta będzie wirowała z taką samą prędkością obrotową jak obrabiany materiał, to wiotki pręt pod działaniem siły odśrodkowej przylgnie do wewnętrznej ścianki rury podajnika i nie będzie o nią uderzał. Rura z kolei powinna być ułożyskowana i obracać się względem nieruchomych podpór. Opatentowane rozwiązanie konstrukcyjne realizujące tę zasadę przedstawiono na rysunku 33.

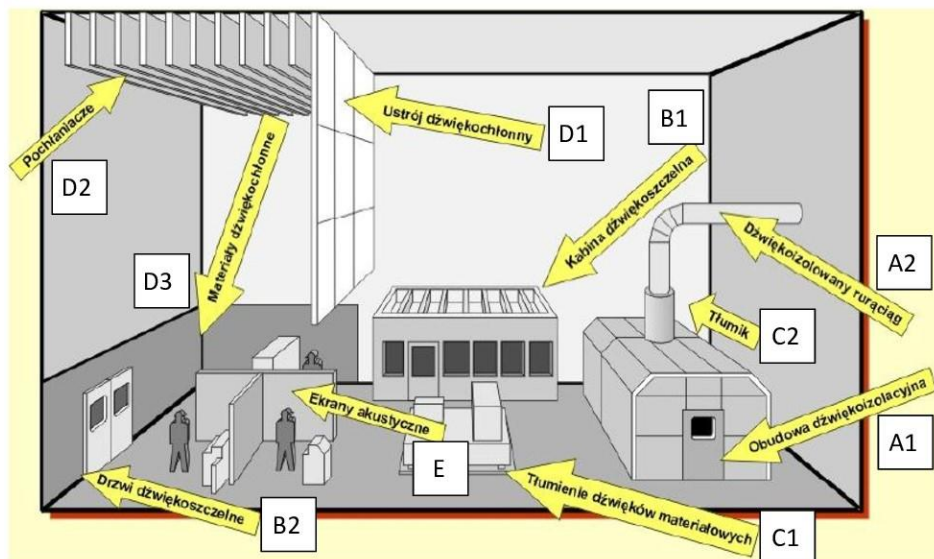
Należy zawsze mieć na uwadze fakt, że najbardziej skuteczne i zazwyczaj najtańsze sposoby ograniczania hałasu sprowadzają się do ingerencji konstruktorskiej podczas projektowania takich urządzeń technicznych i technologii, które mogą być potencjalnymi źródłami drgań mechanicznych i hałasu.

Czynna ingerencja konstruktorska wymaga od jej realizatorów zaawansowanej wiedzy oraz praktyki inżynierskiej dotyczącej źródeł drgań i hałasu, w szczególności w obrębie źródeł energii i układów przeniesienia napędu (silniki, łożyska, przekładnie, sprzęgła, hamulce) oraz układów narzędziowych i sposobów realizacji technologii. Niektóre z tych problemów przedstawiono w podrozdziałach 1.3, 2.4 i 2.5. Z powodu ogromnego zróżnicowania rozwiązań technicznych i technologicznych, będących potencjalnymi źródłami drgań i hałasu, konieczne jest indywidualne podejście do wyboru koncepcji ograniczania energii wibroakustycznej podczas projektowania źródeł tej energii, a w konsekwencji – kształtowania warunków akustycznych w miejscu przebywania ludzi.

6.2. Tłumienie dźwięków wewnątrz pomieszczenia i obudowy maszyny

Zwiększenie chłonności akustycznej wnętrza obudowy maszyny pozwala na znaczne zredukowanie energii fal odbitych i w konsekwencji poprawia izolacyjność ścian i stropu. Wełna mineralna w postaci płyt o różnym stopniu sprasowania jest doskonałym materiałem dźwiękochłonnym i termoizolacyjnym, a przy tym jest całkowicie niepalna. Dobierając jako materiał dźwiękochłonny płyty ciężkie, np. o masie właściwej 180 kg/m^3 , wprowadza się dodatkową masę, co jednocześnie zwiększa izolacyjność przegrody. Wyłożenie ścian i stropu obudowy od wewnątrz takimi płytami, osłoniętymi dodatkowo stalową blachą perforowaną, może dać dobre efekty. W praktycznych zastosowaniach uzyskano wzrost izolacyjności o 20 dB w zakresie wyższych częstotliwości dźwięku. Należy jednak mieć na uwadze fakt, że rodzaj wełny mineralnej oraz sposób jej mocowania na ścianie lub stropie mogą mieć znaczny wpływ na tłumienie dźwięków, zależnie od ich częstotliwości. Przy wykonywaniu konstrukcji dźwiękochłonno-izolacyjnych bardzo ważnym wymogiem jest szczelność obudowy, a także okien i drzwi. Jeżeli istnieje konieczność wykonania otworu w obudowie, to powinien on być wykonany w postaci wyłumionego, labiryntowego kanału.

Na rysunku 34 przedstawiono schematycznie różne możliwości ograniczania nadmiernego hałasu w pomieszczeniu przemysłowym, oparte na biernej ingerencji konstruktorskiej – tzn. takiej, w której pomija się zmiany w samym sposobie działania źródła energii wibroakustycznej.



Rys. 34. Środki techniczne służące do ograniczania hałasu
(wg [Augustyńska i in., 2000, s. 149, fol. 15])

Rozwiązania oznaczone jako A1 oraz A2 ilustrują zasadę izolowania źródeł dźwięków od człowieka przez obudowę wykonaną z materiałów o odpowiedniej izolacyjności (decydująca jest masa właściwa materiałów obudowy [kg/m^3] dobrana do częstotliwości dźwięku dominującej w widmie hałasu oraz szczelność kabiny). Obudowa od strony wewnętrznej, tzn. od strony źródła hałasu, powinna być wyłożona materiałem dźwiękochłonnym dobranym do częstotliwości dźwięku dominującej w widmie hałasu. Niezbędne otwory w obudowie, służące np. do wprowadzania i wyprowadzania materiałów do i z maszyny (np. obrabiarki), powinny mieć kształt „rękawów” lub tuneli o niezbędnej dźwiękoizolacyjności, wyłożonych od wewnątrz materiałem dźwiękochłonnym, dobranym według zasad podanych wyżej. W przypadku rurociągów (A2) źródłem hałasu są zazwyczaj zjawiska aero- lub hydrodynamiczne (por. podrozdz. 7.4 i 7.5). Poza powyższymi zasadami ważne jest unikanie:

- dużych zmian średnic rur tworzących odcinki rurociągu (należy dążyć do laminarnego przepływu czynnika, co się wiąże z ograniczeniem prędkości przepływu),

- przeszkód dla strumienia gazu lub cieczy w rurociągu (zaworów, nierówności powstałych np. po spawaniu rur),
- małych promieni gięcia rur.

Rozwiązanie oznaczone jako B1 przedstawia przeciwną koncepcję izolowania akustycznego: oddzielenie człowieka od źródła dźwięku. W tym przypadku należy zbudować dźwiękoizolacyjną kabinę, w której będą przebywali pracownicy nadzorujący zdalnie hałaśliwe procesy technologiczne przebiegające w maszynach i innych urządzeniach technicznych rozmieszczonych w hali przemysłowej. Kabina powinna być wyposażona w okna umożliwiające kontrolę wzrokową nad pracą maszyn, przy czym okna powinny mieć np. potrójne oszklenie zapewniające wymaganą izolacyjność akustyczną. Poziom natężenia dźwięku w kabinie powinien być ograniczony w stopniu umożliwiającym niezakłóconą komunikację słowną, bezpośrednią i telefoniczną. Zasady konstrukcji kabiny są takie jak konstrukcji dźwiękoizolacyjnej obudowy hałaśliwej maszyny – ważna jest masa przegrody odniesiona do jej powierzchni oraz szczelność elementów obudowy (połączeń ścian, stropu, okien, drzwi – patrz także szczegół B2). Te wymagania stwarzają dodatkowe problemy wymagające rozwiązania. Oznacza to konieczność:

- właściwego oświetlenia miejsc pracy (co jest najmniej kłopotliwe),
- zapewnienia odpowiednich warunków mikroklimatu (temperatury i wilgotności powietrza),
- wyposażenia stanowisk pracy w niezbędne sprzęty biurowe i środki komunikacji (z tym się wiąże niezbędne wymiary kabiny),
- zaprojektowania układu wentylacji – dostarczania odpowiedniej ilości świeżego powietrza i wyprowadzania zużytego (najlepszym rozwiązaniem jest klimatyzacja pozwalająca jednocześnie na kształtowanie mikroklimatu),
- zapewnienia możliwości szybkiej ewakuacji ludzi z kabiny w przypadku zagrożenia.

Stosowanie dźwiękoizolacyjnych kabin (stacjonarnych lub na pojazdach roboczych) powoduje często niespodziewane efekty. Pracownicy nie chcą przebywać w kabinie, otwierają dźwiękoszczelne drzwi, wychodzą bez potrzeby poza kabinę i uskarżają się na bliżej nieokreślony dyskomfort. Okazało się, że te odczucia są najczęściej wywołane powstającym w kabinie silnym polem infradźwiękowym, spowodowanym drganiami rezonansowymi ścian i stropu, które zostały pobudzone do drgań harmoniczných o niskich częstotliwościach przez zewnętrzne źródła drgań i hałasu.

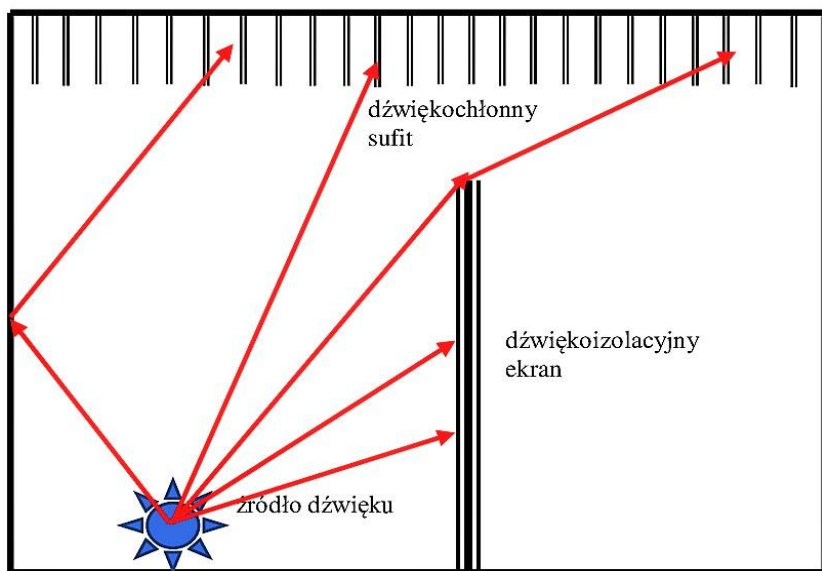
Rozwiązanie C1 oznacza konieczność zastosowania wibroizolacji przy posadowieniu drgających maszyn na posadzce hali (por. rys. 3 i 4). Błędem jest stosowanie śrub fundamentowych sztywno wiążących korpus maszyny do podłoża, ponieważ w ten sposób drgania bez większych przeszkód przenoszą się na inne urządzenia techniczne, gdzie mogą wywoływać zjawiska rezonansu mechanicznego, hałas, przyspieszać zużycie łożysk, niszczyć struktury budowlane. W przypadku powstawania drgań oraz hałasów hydro- i aerodynamicznych (C2) konieczne jest – poza stosowaniem wibroizolacji – unikanie turbulentnego przepływu cieczy lub gazu

w rurociągu przez zabudowanie tłumików refleksyjno-absorpcyjnych i kierowanie się wskazówkami podanymi dla przypadku A2.

Stosowanie materiałów dźwiękochłonnych (D1, D2, D3) umożliwia obniżenie hałasu w pewnej odległości (powyżej tzw. promienia granicznego) od źródła, lecz nie jest to obniżenie znaczne (3–5 dB) i może być niewystarczające dla uzyskania pożądanych efektów wyciszenia. Dobór rodzaju i ilości materiałów dźwiękochłonnych zależy od wielkości przekroczenia dopuszczalnego poziomu natężenia dźwięku w poszczególnych środkowych częstotliwościach pasm oktaowych, a więc musi być poprzedzony tzw. analizą oktaową (lub tercjową) hałasu (por. podrozdz. 4.6).

Stosowanie ekranów akustycznych (E) może spowodować obniżenie hałasu za ekranem o parę decybeli. Zależy to od wymiarów ekranu, odległości od źródła dźwięku oraz materiałów, z których został zbudowany (por. rys. 29 i 35).

Należy pamiętać, że materiały konstrukcyjne ekranu powinny charakteryzować się dużą izolacyjnością akustyczną (tzn. im niższe częstotliwości dźwięku powinien ekran izolować, tym powinien mieć większą masę rozłożoną na jednostce powierzchni i budowę „sandwiczową”). Od strony źródła dźwięku powierzchnia ekranu powinna być wyłożona odpowiednio dobranym materiałem o dobrych właściwościach dźwiękochłonnych w zakresie dominujących częstotliwości dźwięku. Skuteczność ekranowania w przypadku dźwięków o niskich częstotliwościach jest ograniczona, a ponadto długość cienia akustycznego wyraźnie się zmniejsza wskutek ugięcia fali dźwiękowej na górnej krawędzi ekranu.



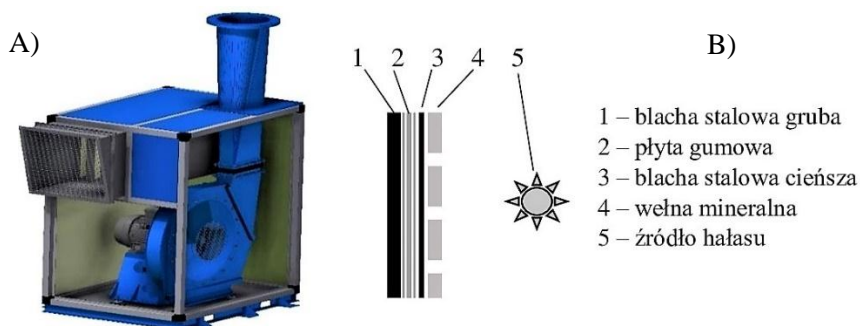
Rys. 35. Przykład współdziałania ekranu dźwiękoizolacyjnego i ustrojów dźwiękochłonnych [oprac. własne]

6.3. Zwiększanie dźwiękoizolacyjności obudów

Zwiększenie izolacyjności akustycznej ścian i stropu obudowy maszyny zazwyczaj uzyskuje się przez zwiększenie masy powierzchniowej tych przegród oraz uszczelnienie przemyków drzwi i labiryntowe zamknięcia niezbędnych otworów wentylacyjnych.

Z akustycznego „prawa masy” (wzór 27) wynika, że teoretyczna izolacyjność przegrody wzrasta o 6 dB przy każdym podwojeniu częstotliwości dźwięku. Oznacza to, że im niższa częstotliwość dźwięku, tym trudniej jest go izolować. Należy wówczas znacznie zwiększyć masę powierzchniową przegrody. Rzeczywista izolacyjność akustyczna „skrzynkowych” obudów maszyn waha się w szerokich granicach: od kilku do dwudziestu kilku decybeli. Znaczną izolacyjnością charakteryzują się obudowy z blachy stalowej (dwie warstwy blachy z przekładką o mniejszej gęstości).

Na rysunku 36A przedstawiono przykład skrzynkowej obudowy wentylatora promieniowego oraz schematycznie – zasadę konstruowania dźwiękoizolacyjnej przegrody (36B). Materiały tej przegrody są zróżnicowane pod względem rodzaju i grubości, a ich łączna izolacyjność jest większa niż izolacyjność przegrody z jednolitego materiału o tej samej masie powierzchniowej [kg/m^2]. Na skuteczność izolacji zasadniczy wpływ ma szczelność obudowy.



Rys. 36. Dźwiękoizolacyjna obudowa wentylatora (A) [14i]
oraz zasada budowy „sandwiczowej” przegrody (B)

Niezależnie od stosowania dodatkowych konstrukcji przeciwhałasowych warto odpowiednio rozplanować pomieszczenia wewnątrz budynku tak, aby pomieszczenia tzw. ciche były oddzielone od pomieszczeń głośnych pomieszczeniami obojętnymi z punktu widzenia hałasu (np. magazynami, WC, korytarzami itp.). Poza tym należy wykorzystać możliwość ekranowania źródeł hałasu przez korpusy maszyn, szafy i inne przedmioty, czyli takie usytuowanie poszczególnych stanowisk roboczych, aby były one zasłonięte przed działaniem drgań akustycznych przez naturalne przeszkody znajdujące się w pomieszczeniu.

6.4. Zagospodarowanie przestrzeni wokół hałaśliwego zakładu

W przypadku występowania niewielkich przekroczeń dopuszczalnego poziomu hałasu (o kilka dB) można zastosować inny sposób jego ograniczenia. Polega on na wykorzystaniu naturalnych przeszkód na drodze fal akustycznych. Takimi przeszkodami są gęste krzewy (np. żywopłot) oraz drzewa, które można posadzić na terenie działki i wzdłuż jej granic.

Jeśli możliwe jest wyznaczenie ściśle określonego kierunku, na którym notuje się przekroczenia dopuszczalnego poziomu hałasu, (np. na linii hala fabryczna–budynek mieszkalny), to celowym rozwiązaniem może okazać się zbudowanie ekranu dźwiękochłonno-izolacyjnego w małej odległości (to jest ważne) od źródła hałasu. Rozwiązania powyższe mają dodatkowe zalety: są względnie tanie, a przy tym poprawiają estetykę zakładu i pozwalają lepiej wkomponować go w środowisko przyrodnicze. Izolowanie terenów od hałasu drogowego za pomocą ekranów dźwiękoizolacyjnych usytuowanych blisko budynków mieszkalnych, choć stanowi analogiczne rozwiązanie, stwarza wiele problemów technicznych, ekonomicznych i społeczno-prawnych z uwagi na ich rozległość, trudne warunki eksploatacji, a także ograniczanie przestrzeni.

Hałasy pochodzące od dróg i linii kolejowych, jako źródeł o liniowej geometrii, stwarzają znaczne problemy dla okolicznych mieszkańców (por. podrozdz. 5.2). Poziom natężenia hałasu pochodzącego od immisji z tych źródeł zależy od odległości od źródła, natężenia ruchu (liczby pojazdów w ciągu godziny), rodzaju pojazdów i ich stanu technicznego, prędkości pojazdów, płynności ruchu, jakości i rodzaju podłoża, kierunku wiatru, pionowej geometrii terenu i innych czynników. Dla przykładu: budynków mieszkalnych nie należy sytuować bliżej niż 100 m od linii kolejowej i frontem do niej. Korzystne jest prowadzenie torów lub jezdnii w wykopie o głębokości co najmniej 3 m, stosowanie pasa zwartej zieleni iglastej z głębokim posyciem [Sadowski, 1982, s. 264]. Warto zwrócić uwagę na rolę zieleni w ograniczaniu rozprzestrzeniania się fali akustycznej. Na płaskim terenie hałas od liniowego źródła hałasu (autostrada) wysoki las z rzadkim posyciem znajdujący się w odległości 400 m od źródła może obniżyć dodatkowo o 30 dBA, a trawa na łące o 20 dBA [Sadowski, 1982, s. 30].

Dopuszczalne równoważne poziomy hałasu w środowisku o różnym przeznaczeniu określa rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 15 października 2013 r. Zestawiono je w tabeli 12.

Ogólne wskazówki ochrony w komunikacji i urbanistyce są następujące:

- wprowadzać zmiany w inżynierii ruchu drogowego: strefy ograniczonego ruchu, eliminować pojazdy z wybranych ulic,
- poprawiać organizację ruchu, gwarantując płynność jazdy,
- budować obwodnice miejskie,
- budować metra w dużych miastach,
- poprawiać stan nawierzchni ulic i torowisk tramwajowych,

Tabela 12. Dopuszczalne poziomy hałasu w środowisku według rozporządzenia Ministra Środowiska z dnia 15 października 2013 r.

Dopuszczalny ekwiwalentny poziom hałasu korygowany filtrem A – L_{eqA} [dB_A]					
Charakter źródła hałasu		Drogi lub linie kolejowe		Pozostałe obiekty i działalność będące źródłem hałasu	
Limitowana wartość hałasu według czasu najbardziej niekorzystnego oddziaływania		dzień 16 h	noc 8 h	dzień 8 h	noc godzina
1	a) strefa ochronna „A” uzdrowiska b) tereny szpitali poza miastem	50	45	45	40
2	a) tereny zabudowy mieszkaniowej jednorodzinnej b) tereny zabudowy związane ze stałym lub czasowym pobytem dzieci i młodzieży c) tereny domów opieki społecznej d) tereny szpitali w miastach	61 (64)	56 (59)	50	40
3	a) tereny zabudowy mieszkaniowej wielorodzinnej i zamieszkania zbiorowego b) tereny zabudowy zagrodowej c) tereny rekreacyjno-wypoczynkowe d) tereny mieszkaniowo-usługowe	65 (68)	56 (59)	55	45
4	tereny w strefie śródmiejskiej miast powyżej 100 tys. mieszkańców	68 (70)	60 (65)	55	45

Uwaga: bez nawiasu podano wartości mające zastosowanie do ustalania i kontroli warunków korzystania ze środowiska, a w nawiasach do prowadzenia długookresowej polityki w zakresie ochrony przed hałasem.

- budować ścieżki rowerowe,
- budować ekrany i przegrody akustyczne,
- zakładać pasy zieleni,
- stosować elewacje dźwiękochłonne,
- projektować i używać pojazdy cichobieżne (np. elektryczne),
- wytyczać trasy lotów i pasów lądowań samolotów nad terenami słabo zaludnionymi.

7. PRZYKŁADY INŻYNIERSKICH ROZWIĄZAŃ OGRANICZAJĄCYCH DRGANIA MECHANICZNE I HAŁAS

7.1. Prace projektowo-wdrożeniowe dotyczące obniżenia hałasu zautomatyzowanego agregatu pakującego

Przytoczony w tym podrozdziale przykład prac projektowo-wdrożeniowych pochodzi z autorskiego opracowania [Tytyk, 2000]. Zasadniczym celem podjętych działań było opracowanie projektu rozwiązań technicznych umożliwiających obniżenie hałasu na stanowiskach pracy przy maszynie typu zautomatyzowany agregat do poziomu dopuszczalnego przez PN-94/N-01307. Hałas. Dopuszczalne wartości hałasu w środowisku pracy. Wymagania dotyczące wykonywania pomiarów. Dopuszczalny równoważny poziom ekspozycji na hałas na stanowisku pracy, odniesiony do 8-godzinnego dnia pracy, zgodnie z wymienioną normą wynosi $L_{eq} = 85 \text{ dB}_A$, a maksymalny poziom dźwięku, mierzony przy włączonej charakterystyce dynamicznej *S* oraz filtrze korekcyjnym A nie powinien przekraczać wartości 115 dB_A .

Wdrożenie zaprojektowanych rozwiązań powinno umożliwić uzyskanie opisanych wyżej warunków akustycznych na stanowiskach obsługi podczas normalnej pracy maszyny.

Z pomiarów akustycznych wynika, że główne źródła hałasu należą do układu kinematycznego maszyny. Hałas systemów wentylacji wyciągowej miejscowej oraz ogólnej jest zdecydowanie niższy od poziomu dopuszczalnego i nie ma wpływu na ogólny hałas w pomieszczeniu.

Charakterystyka głównych źródeł hałasu i zaprojektowanych rozwiązań korekcyjnych

Silnik główny i zębata przekładnia pasowa

Silnik główny jest źródłem hałasu o poziomie 94 dB_A , przekładnia zębata pasowa – 98 dB_A , a łożysko przy przekładni – $98\text{--}100 \text{ dB}_A$. Zespół napędowy jest również źródłem drgań mechanicznych, które przenosząc się na konstrukcję maszyny, mogą wywoływać rezonans mechaniczny i być wtórnym źródłem hałasu.

W planie modernizacji maszyny opracowanym w przedsiębiorstwie, niezależnie od prac mających na celu wyciszenie urządzeń, założono, że silnik główny będzie zamontowany wewnątrz korpusu zasadniczego, a część walców napędzana indywidualnymi silnikami. W tej sytuacji nasuwa się pytanie, czy uzasadnione jest

dalsze stosowanie silnika o mocy 11 kW, czy nie wystarczyłoby zainstalować silnik o mniejszej mocy i jednocześnie mniej hałaśliwy.

Zastosowanie pasków klinowych do transmisji napędu zamiast pasa zębatego (gdzie jest to uzasadnione względami konstrukcyjnymi) również obniżyłoby poziom hałasu o kilka decybeli.

W tej sytuacji uznano, że niezależnie od rodzaju silnika i miejsca jego zainstalowania należy go mocować zgodnie z zasadami wibroizolacji.

Przekładnie łańcuchowe

Wiele elementów i zespołów maszyny jest napędzanych przekładniami łańcuchowymi. Są one źródłami znacznego hałasu o szerokim widmie, zwłaszcza przekładnie szybkoobrotowe. Wyciszenie tych przekładni mogłoby być zrealizowane tylko przez ich obudowanie, co wydaje się działaniem niecelowym z eksploatacyjnego i ekonomicznego punktu widzenia. Zalecanym rozwiązaniem jest zastąpienie ich przekładniami z paskami klinowymi albo zębatymi, jeśli konieczne jest wyeliminowanie poślizgu.

Przekładnie zębate

W układzie kinematycznym maszyny pracują dwa rodzaje przekładni zębatych: trzy z nich w obudowie skrzynkowej oraz jedna przekładnia otwarta. Dwie przekładnie w obudowach skrzynkowych są silnie obciążone i generują hałas, odpowiednio: 103–104 dB_A i 105–107 dB_A. Trzecia przekładnia w obudowie jest nieco mniej hałaśliwa (ok. 98 dB_A). Zleceniodawcy przedstawiono kilka dróg zmniejszenia hałaśliwości tych przekładni:

- remontowanie: wymiana zużytych łożysk, dobranie kół zębatych o mniejszych modułach, dokładniej obrobionych, o zarysie śrubowym lub strzałkowym, lepsze smarowanie,
- wymiana przekładni na nowe, cichobieżne,
- obudowanie i wibroizolacyjne mocowanie przekładni.

Wymiana przekładni najbardziej hałaśliwej na nową dała zauważalny efekt w postaci obniżenia poziomu hałasu o 3–4 dB_A.

Przekładnia otwarta przekazuje napęd między dwoma wałami. Stosunkowo wysokie obroty wału napędzającego (ok. 900 obr./min) i duży moduł ząbienia powodują, że jest to źródło silnego hałasu na poziomie 98–100 dB_A. W wyniku realizacji wstępnych zaleceń przekładnia zostanie zmodernizowana: zastosowano koła zębate z tworzywa sztucznego, o ząbieniu strzałkowym. Jeśli zmniejszenie hałasu okaże się niewystarczające, konieczne będzie obudowanie tej przekładni wraz z trzema łożyskami – według zasady pokazanej w opracowanej dokumentacji technicznej. Montaż obudowy będzie utrudniony ze względu na brak dostępu do przekładni i podpór łożyskowych.

Łożyska

Łożyska podtrzymujące wały są wbudowane w specjalnie skonstruowane podpory spawane ze stalowych płyt. Podpory są mocowane do ramy konstrukcyjnej maszyny za pomocą śrub. Są to połączenia w pełni sprężyste, a więc przenoszą drgania mechaniczne bez tłumienia na dalsze części konstrukcji. Drgania mechaniczne są zazwyczaj pierwotnym źródłem hałasu.

W celu zlokalizowania drgań i niedopuszczenia do ich propagacji należy zastosować odpowiednio dobrane połączenia wibroizolacyjne.

Opracowano konstrukcyjne odmiany wibroizolacyjnych połączeń kolejnych podpór łożyskowych (16 sztuk), dostosowane do kształtów poszczególnych podpór i sposobów ich obciążenia.

Z uwagi na możliwość wyeliminowania części napędu grupowego podczas modernizacji maszyny trzy łożyska zostaną zlikwidowane. Dlatego w projekcie wyciszenia ich nie uwzględniono.

Emisja hałasu przez płyty obudowy maszyny

Zgodnie z wcześniejszymi wskazówkami płyty segmentowej obudowy (8 sztuk) zostały od wewnątrz wytłumione przy użyciu płyt gumowych oraz powlekaną pianki. Dzięki temu zwiększono dźwiękoizolacyjność płyt i wyeliminowano zjawisko rezonansu mechanicznego. Uszczelnienie obudowy przez dobudowanie osłon u dołu korpusu maszyny dało pozytywny efekt w postaci obniżenia emisji hałasu o 1–2 dB_A. Celowe jest również wprowadzenie do wnętrza maszyny przegród dzielących sekcje (poprzecznych i wzdłużnych) oraz oklejenie ich powlekaną pianką o grubości 20–25 mm, aby zwiększyć dźwiękochłonność wnętrza korpusu. Dodatkowo wpłynie to na zmniejszenie emisji hałasu na zewnątrz obudowy.

Zakres i przebieg prac przy modernizacji maszyny

Maszyna ma rozbudowany i rozległy układ kinematyczny. Składa się on z wielu różnych źródeł hałasu. Aby uzyskać całościowy efekt w postaci obniżenia hałasu na stanowiskach pracy, należy obniżyć poziomy mocy akustycznej **wszystkich istotnych** źródeł hałasu (analogia: skuteczne uszczelnienie przeciekającej łodzi można uzyskać tylko wówczas, gdy uszczelni się **wszystkie dziury**). Opracowany projekt wyciszenia maszyny prezentuje takie właśnie podejście.

Przy modernizacji maszyny należałoby ponadto rozważyć następującą koncepcję zmiany układu kinematycznego: napęd z odpowiednio dobranego silnika głównego przenieść bezpośrednio na wał odbiorczy za pośrednictwem przekładni z paskami klinowymi. Pozwoliłoby to wyeliminować cały wał napędzający z sześcioma łożyskami oraz przekładnię zębatą otwartą – a więc wyeliminować całkowicie siedem źródeł hałasu, a dwa poważnie osłabić.

Korzystne jest obudowanie górnej części maszyny – szczególnie w rejonie wałców – rodzajem kabiny z płyt LEXAN, gdyż poprawi to izolacyjność akustyczną

tych fragmentów korpusu. Podobne znaczenie mają osłony boczne między zespołami walców. Osłony górne zwiększą także skuteczność odciągów wentylacyjnych, co wpłynie na zmniejszenie zapylenia powietrza.

Kompleksowe zrealizowanie przedstawionego projektu powinno doprowadzić do zgodności warunków akustycznych na stanowiskach pracy przy maszynie zgodnie z PN-94/N-01307.

W rzeczywistości wykonano następujące prace:

- zwiększenie izolacyjności płyt osłonowych i uszczelnienie obudowy korpusu,
- wibroizolacyjne mocowanie silnika głównego i podpory łożyska przy kole pasa zębatego,
- wymiana przekładni łańcuchowych na pasowe (w uzasadnionych przypadkach pasy zębate),
- wymiana skrzynek przekładniowych na cichsze, wibroizolacyjne mocowanie ich do ramy korpusu i ewentualnie ich obudowanie,
- wymiana przekładni otwartej z zębami prostymi (z_1/z_2) na przekładnię o uzębieniu strzałkowym i kołami z tworzywa sztucznego,
- eliminacja części zbędnego łańcucha kinematycznego: części wału głównego z trzema łożyskami i przekładniami łańcuchowymi,
- wibroizolacyjne mocowanie wszystkich podpór łożyskowych.

Rezultaty modernizacji maszyny

Po zmodernizowaniu maszyny zgodnie z projektem przeprowadzono kontrolne pomiary hałasu podczas pracy przy dwóch różnych prędkościach (wydajnościach): 107–108 szt./min oraz 124 szt./min (zależnie od rodzaju surowca). W obu przypadkach poziomy hałasu, zmierzone przy maszynie w miejscach najczęstszego przebywania ludzi, nie przekraczały dopuszczalnej wartości 85 dB_A. Wykonane widmowe analizy hałasu w pasmach oktawowych również nie wykazały przekroczeń dopuszczalnego poziomu natężenia dźwięku dla jakiegokolwiek częstotliwości fali akustycznej.

Na maksymalne wartości poziomu natężenia dźwięku duży wpływ miał hałas pochodzący od mechanizmów sąsiednich maszyn, których nie można było wyłączyć na czas pomiaru.

Wnioski

Niektóre prace przy modernizacji maszyny nie zostały w pełni wykonane. Dotyczy to zmiany usytuowania silnika głównego i związanych z tym zmian w układzie napędowym, zastąpienia końcowego transportera kołowego urządzeniem nowszej generacji oraz kilku innych bardziej radykalnych zmian opisanych w projekcie. Pomimo to w pierwszym stadium prac modernizacyjnych uzyskano już obniżenie hałasu na stanowiskach pracy przy maszynie do poziomów poniżej dopuszczalnej wartości $L_{eq} = 85$ dB_A. Niewielkie przekroczenie wartości normowej

zanotowano jedynie poza stanowiskami pracy, w następujących punktach pomiarowych:

- z tyłu maszyny, w odległości metra od silnika głównego: 85,2–85,6 dB_A,
- z tyłu maszyny, w odległości metra od obudowy, przy przekładni z_1/z_2 i silniku głównym: 85,6–86,5 dB_A.

Przy transporterze kołowym, podczas nakładania (rzucania) palet, zanotowano hałas o poziomie 84,2–88,4 dB_A (górna wartość to hałas impulsowy). Z uwagi na krótki okres oddziaływania impulsów nie powoduje to przekroczenia wartości dopuszczalnej (np. dla poziomu natężenia dźwięku 88 dB_A dopuszczalny czas ekspozycji wynosi 4 h na zmianę roboczą). Po zakończeniu wszystkich prac modernizacyjnych można oczekiwać dalszego obniżenia hałasu na stanowiskach pracy o 1–3 dB_A, zwłaszcza w końcowej części maszyny.

Cel prac został osiągnięty: na wszystkich stanowiskach pracy przy maszynie ekwiwalentny poziom hałasu w ciągu 8 h pracy nie przekracza dopuszczalnej wartości 85 dB_A. Było to możliwe dzięki osobistemu zaangażowaniu i życzliwemu zainteresowaniu zleceniodawcy.

7.2. Prace projektowo-wdrożeniowe dotyczące obniżenia hałasu automatu dozującego i pakującego środki spożywcze

Kolejne praktyczne doświadczenia dotyczyły działań modernizacyjnych przy automacie dozującym i pakującym środki spożywcze [Tytyk, 2000]. Rozbudowane układy kinematyczne automatu generowały hałas rzędu 100 dB_A. W hali produkcyjnej zainstalowano ponad 20 takich automatów. Wymagały one nieprzerwanej obecności operatorów z powodu konieczności ręcznego zasilania maszyny w materiał oraz bardzo częstych zacięć i drobnych awarii. Maszyny były w znacznym stopniu wyeksploatowane, lecz zagraniczny właściciel fabryki nie był zainteresowany ich modernizacją, która nie gwarantowała wzrostu wydajności. Elementy maszyny były ściśle objęte ochroną patentową, co nie pozwalało na wprowadzanie jakichkolwiek zmian do ich konstrukcji.

Zgodnie z postulatami operatorów i mechaników nadzorujących pracę automatów zrezygnowano z pierwotnej koncepcji zbudowania kabiny dźwiękoizolacyjnej obejmującej całe urządzenie. Obawiano się utrudnień w ich obsłudze i wydłużenia czasu niezbędnego na usuwanie awarii. Prace konstrukcyjne i wdrożeniowe ograniczały się do zainstalowania dźwiękochłonnych osłon na najbardziej hałaśliwe zespoły maszyny, przy czym kierowano się następującymi zasadami:

- nowe osłony nie powinny utrudniać prac operatora ani mechanika odpowiedzialnego za utrzymanie ruchu,
- nowe osłony nie powinny utrudniać obserwacji mechanizmów pracującej maszyny,

- należy uniknąć wprowadzania zmian do zrutynizowanych czynności obsługowych,
- realizowane koncepcje projektowe nie obejmują zmian konstrukcji części i zespołów maszyny, nawet jeśli są one głównymi źródłami hałasu (ze względu na ochronę patentową).

Wykonano projekt i prototypową osłonę oraz przeprowadzono próbne uruchomienie jednej maszyny w linii produkcyjnej. Automat był wyposażony w dźwiękoizolacyjną obudowę najbardziej hałaśliwych zespołów. Na obudowę składały się następujące elementy:

- wanna na odpady z mechanizmem wspornika,
- trzyczęściowe osłony przednie z przezroczystych płyt LEXAN,
- osłona górna lewa z wziernikiem i uchylną płytką jako osłoną boczną,
- osłona górna środkowa (stalowa) nad dźwignią popychacza, z prowadnicami części wysuwnej i wspornikiem włącznika maszyny,
- część wysuwna osłony górnej środkowej z płyt LEXAN,
- część prawa osłony bocznej (stalowa) przy pokrętle posuwu ręcznego, zespolona z lejem odciągowym,
- lej odciągowy wysuwny z prowadnicami,
- zmodernizowane części osłon tylnych: górna i prawa – przy urządzeniu podającym.

Zmierzono poziom hałasu generowanego przez maszynę podczas biegu jałowego (bez podawania materiału). Stwierdzono:

- w miejscach, gdzie przebywają ludzie podczas pracy automatu, szczególnie w rejonie połączenia łamacza listków z korpusem zasadniczej maszyny, nadal występuje znaczne przekroczenie dopuszczalnego poziomu hałasu (maksymalnie do 96 dB_A),
- głównymi źródłami hałasu są: „młoteczki” popychacza materiału (od strony urządzenia podającego) oraz układ napędowy części szybkiej, szczególnie układ napędu popychacza w postaci krzyża maltańskiego,
- izolacyjność akustyczna osłon przednich i górnych z płyt LEXAN wynosi 3–4 dB_A i jest niewystarczająca,
- izolacyjność akustyczna wyklejonych gumą i wytłumionych stalowych osłon tylnych wynosi ok. 5 dB_A i może być wystarczająca pod warunkiem zmniejszenia hałasu pochodzącego od popychaczy młoteczkowych oraz napędu krzyża maltańskiego.

Wnioski

1. W związku z niespełnieniem wymogów PN-94/N-01307 dotyczących dopuszczalnego poziomu hałasu na stanowiskach pracy i z wcześniejszymi ustaleniami ze zleceniodawcą odstąpiono od dalszych prac nad modernizacją maszyny.
2. Nadal istnieje realna możliwość zmniejszenia hałasu wytwarzanego przez automaty pakujące. Wymaga to wykonania następujących prac:

- wprowadzenia zmian konstrukcyjnych w obrębie mechanizmów przeniesienia napędu, będących głównymi źródłami hałasu, po uzyskaniu zgody właściciela patentów na wprowadzenie tych zmian,
 - zbudowania dźwiękoizolacyjnej obudowy zamykającej mechanizmy hałaśliwe, która nie utrudniałaby prac obsługowych.
3. Z uwagi na trudności prawne i konstrukcyjne oraz dość znaczne ryzyko niepowodzenia prac modernizacyjnych zleceniodawca postanowił unowocześnić park maszynowy i sukcesywnie wycofywać hałaśliwe maszyny z produkcji.

7.3. Prace projektowo-wdrożeniowe dotyczące obniżenia hałasu w pomieszczeniach biurowych zakładu przemysłowego

Znane w świecie przedsiębiorstwo niemieckie podjęło decyzję zainwestowania w Polsce i zbudowania oddziału swej firmy. Aby łatwiej uporać się m.in. z zawilościami naszego prawa, zleciło polskiemu przedsiębiorstwu pełnienie funkcji inwestora zastępczego, który dysponując formalnie zagranicznym kapitałem, wydzierżawił grunt, znalazł projektantów, wykonawców inwestycji i dostawców urządzeń.

Powstała hala o powierzchni 1,5 ha, wyposażona w niezbędne urządzenia technologiczne, z wydzieloną częścią biurową i socjalną. Z uwagi na to, że w produkcji używano wielu materiałów łatwopalnych, halę produkcyjną oddzielono od części biurowej tzw. ścianą ogniową, czyli konstrukcją wytrzymałą przez niezbędny czas działania otwartego ognia. Projekty: architektoniczny, budowlano-konstrukcyjny, instalacyjny i technologiczny wykonały polskie biura projektowe. Część urządzeń zakupiono od polskich producentów. W trosce o warunki pracy w pomieszczeniach biurowych zainstalowano systemy klimatyzacyjne i wentylacyjne – i w tym momencie pojawił się problem. Z chwilą pierwszego uruchomienia tych systemów stało się jasne, że w biurach nie będzie można pracować z powodu zbyt dużego hałasu. Próbę rozwiązania tego problemu opisano w pracy [Tytyk, 1999].

Kryteria oceny poziomu hałasu w biurach

Zgodnie z Rozporządzeniem Ministra Pracy i Polityki Socjalnej z dnia 17 czerwca 1998 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych w środowisku pracy (Dz.U. Nr 79, poz. 513), „na wszystkich stanowiskach pracy ze względu na ochronę słuchu dla 8-godzinnej ekspozycji na hałas równoważny poziom dźwięku A nie powinien przekraczać wartości 85 dB” (Załącznik nr 2, p. 1.2) oraz: „podane wartości normatywne obowiązują, jeśli inne szczegółowe przepisy nie określają wartości niższych” (p. 1.8).

Szczegółowe informacje na temat dopuszczalnych poziomów hałasu na stanowiskach pracy o różnym przeznaczeniu zawarto w PN-N-01307 z grudnia 1994 r.: „Hałas. Dopuszczalne wartości hałasu w środowisku pracy. Wymagania dotyczące

wykonywania pomiarów”. Przedmiotem tej normy są dopuszczalne wartości hałasu w **środowisku pracy** (z wyłączeniem hałasów infra- i ultradźwiękowych) ze względu na ochronę słuchu i możliwości realizacji przez pracownika jego podstawowych zadań oraz wymagania dotyczące wykonywania pomiarów. W punkcie 2.3.1 przywołanej normy podano, że w pomieszczeniach: administracyjnych, biur projektowych, do prac teoretycznych, opracowywania danych i innych, o podobnym przeznaczeniu, równoważny poziom dźwięku L_{Aeq} nie powinien przekraczać 55 dB_A. Podkreślić należy, że wartość ta jest maksymalnie dopuszczalną sumaryczną wartością równoważnego poziomu natężenia dźwięku od wszystkich źródeł: zarówno tych, które znajdują się w pomieszczeniu pracy, jak i od źródeł zewnętrznych, od których hałas przenika do pomieszczenia przez ściany, okna, drzwi i stropy.

W normie PN-87/B-02151/02: Akustyka budowlana. Ochrona przed hałasem pomieszczeń w budynkach. Dopuszczalne wartości poziomu dźwięku w pomieszczeniach można znaleźć informacje uzupełniające. Choć norma ta w zasadzie dotyczy dźwięków przenikających do pomieszczeń przeznaczonych do przebywania ludzi w budynkach mieszkalnych, zamieszkania zbiorowego i użyteczności publicznej, podano też dopuszczalne poziomy dźwięku określone według charakterystyki korekcyjnej A, wytwarzane przez urządzenia zainstalowane w pomieszczeniach technicznych, stałego wyposażenia instalacyjnego budynków oraz innych urządzeń w budynkach i poza budynkiem (np. instalacji c.o., wentylacji, stacji transformatorowych, dźwigów).

W tabelicy 1 zamieszczonej w tej normie podano dopuszczalne wartości hałasu:

poz. 13 – sale konferencyjne – 35 dB_A,

poz. 14 – pomieszczenia do pracy umysłowej, wymagające dużej koncentracji uwagi – 30 dB_A,

poz. 15 – pomieszczenia administracyjne bez wewnętrznych źródeł hałasu – 35 dB_A,

poz. 15 – pomieszczenia administracyjne z wewnętrznymi źródłami hałasu, pomieszczenia administracyjne w obiektach tymczasowych – 40 dB_A.

Podczas normalnej pracy w pomieszczeniach biurowych sumują się dźwięki tła akustycznego, pochodzące od stałych urządzeń technicznych budynku (np. wentylacyjnych, grzewczych) z dźwiękami wytwarzanymi przez urządzenia biurowe (np. komputery, drukarki, fax, niszczarki dokumentów, zszywarki itp.) oraz przebywających w pomieszczeniu ludzi (rozmowy, kroki, przesuwanie foteli).

Reasumując, należy przyjąć następującą interpretację istniejących wymagań akustycznych odnośnie pomieszczeń biurowych:

– łączny poziom hałasu równoważnego od wszystkich źródeł L_{Aeq1} podczas pracy w biurze nie powinien przekraczać 55 dB_A,

– hałas tła akustycznego w pomieszczeniu biurowym L_{Aeq2} , pochodzący m.in. od instalacji wentylacyjnych i grzewczych, nie powinien przekraczać 40 dB_A.

Akustyczne warunki pracy w biurach – stan po pierwszym uruchomieniu urządzeń

W pomieszczeniach biurowych na pierwszym piętrze budynku między stropem a podwieszonymi sufitami zainstalowano sześć niskoprofilowych central nawiewno-grzewczych z króćcami elastycznymi, każda o wydatku $4000 \text{ m}^3/\text{h}$, z czerpniakami w postaci kratki ściennych o wymiarach $800 \times 315 \text{ mm}^2$. W sufitach podwieszonych zainstalowano nawiewniki – anemostaty grzybkowe o średnicach 200 mm oraz 160 mm. Centrale nawiewne podwieszono do stalowych elementów konstrukcji dachu za pomocą czterech prętów o średnicy 10 mm. Połączenia mają charakter sprężysty o znikomych własnościach wibroizolacyjnych.

Według danych katalogowych poziom hałasu generowanego przez wentylator centrali nawiewnej wynosi 86 dB_A , lecz dzięki wytłumionej obudowie obniżono go o około 15 dB_A .

Poziom natężenia dźwięku emitowanego przez centralę nawiewną, mierzony przy zdjętych płytach sufitu podwieszono w odległości ok. 2 m od powierzchni obudowy (na wysokości głowy stojącego człowieka), wynosił od $60,5 \text{ dB}_A$ do $67,8 \text{ dB}_A$. Dźwiękoizolacyjne właściwości sufitu podwieszono pozwalają na obniżenie hałasu pochodzącego od pracy central o ok. 2 dB_A .

W pomieszczeniach biurowych, w których nie zainstalowano central nawiewnych, a do których powietrze doprowadzane jest kanałami wentylacyjnymi, poziom hałasu podczas pracy central wynosił od 52 dB_A do 54 dB_A .

Dodatkowym źródłem hałasu, które w pełni może się ujawnić po skutecznym wyciszeniu central, będzie wypływ powietrza z anemostatów nawiewnych oraz wlot powietrza do anemostatów wywiewnych. Dość duże prędkości ruchu powietrza w anemostatach nawet obecnie powodują zauważalny szum.

Kolejnym problemem akustycznym może okazać się lokalizacja kotłowni pod częścią jednego z pomieszczeń biurowych. Pomiary wykonane w kotłowni podczas pracy jednego palnika i wentylatora kotłowego wykazały hałas w granicach $82,5\text{--}84 \text{ dB}_A$, a praca samego zespołu pomp powoduje hałas na poziomie 62 dB_A . Z zestawienia tych danych wynika, że izolacyjność stropu dzielącego kotłownię od tego pomieszczenia biurowego powinna wynosić co najmniej 44 dB_A , a nawet 47 dB_A – z uwzględnieniem możliwości równoczesnej pracy obu kotłów. Z uwagi na znaczną intensywność dźwięków o niskich częstotliwościach w widmie hałasu kotłowni wymóg ten może się okazać trudny do spełnienia.

Proces naprawczy

Ponieważ nikt z uczestników procesu inwestycyjnego nie czuł się kompetentny w zagadnieniach związanych ze zwalczaniem hałasu, poproszono o opinię i pomoc merytoryczną pracowników Politechniki Poznańskiej.

W wyniku przeprowadzonych pomiarów stwierdzono, że we wszystkich pomieszczeniach biurowych na pierwszym piętrze budynku hałas pochodzący od systemów

wentylacyjno-grzewczych złożonych z podwieszanych pod stropem centrali nawiewnych przekracza dopuszczalne wartości o 12–26 dBA. Najwyższe przekroczenia dopuszczalnego hałasu wystąpiły w sześciu pomieszczeniach, w których zainstalowano centrale.

Koncepcję projektową polegającą na zainstalowaniu central wentylacyjno-grzewczych w przestrzeni między dachem a sufitami podwieszonymi w pomieszczeniach biurowych generalnie należy uznać za błędną z uwagi na głośność tych urządzeń i trudności ich wyciszenia przy tym sposobie instalowania.

Zaproponowano następujące możliwości rozwiązania zaistniałego problemu:

- a) całkowitą zmianę projektu instalacji, polegającą na zgrupowaniu central nawiewno-grzewczych w odrębnym, odizolowanym pomieszczeniu i doprowadzenie powietrza do pomieszczeń biurowych odpowiednio wytłumionymi kanałami,
- b) zachowanie istniejącego systemu i wymianę central nawiewno-grzewczych na cichsze,
- c) zachowanie kształtu istniejącego systemu, gruntowną modernizację akustyczną istniejących central i skuteczne wytłumienie kanałów rozprowadzających powietrze,
- d) zmianę miejsca zainstalowania central nawiewno-grzewczych na klatki schodowe oraz do pomieszczeń WC, a ponadto odpowiednie wyciszenie central, odizolowanie od pomieszczeń i wytłumienie kanałów rozsyłowych.

Sposób modernizacji podany w ostatnim punkcie wydawał się najbardziej skuteczny i najtańszy. Ostateczny wybór rozwiązania pozostawiono inwestorowi. Zalecono także wykonanie dodatkowej analizy izolacyjności akustycznej konstrukcji stropu nad kotłownią, sposobu posadowienia kotłów oraz połączeń instalacji rurowych i wentylacyjnych w kotłowni, ewentualnie zmianę przeznaczenia pomieszczenia zlokalizowanego bezpośrednio nad kotłownią.

Rezultaty korekty

Po wielu burzliwych dyskusjach i naradach wszystkich uczestników procesu inwestycyjnego początkowo starano się znaleźć winnych i szukać błędów u partnerów. Gdy emocje opadły, zdecydowano się na nieco zmodyfikowany wariant d): wszystkie centrale nawiewno-grzewcze „wyprowadzono” z biur i zamontowano na „ścianie ogniowej” po stronie hali produkcyjnej, a powietrze dostarczano do pomieszczeń biurowych długimi kanałami z tłumikami hałasu po stronie ssącej i tłocznej. Ponadto zwiększono izolacyjność ścian obudowy każdej centrali oraz odcinków przewodów tłocznych między centralami a ścianą dzielącą halę produkcyjną od części biurowej. W kilku centralach – gdzie było to uzasadnione nadmiernym wydatkiem powietrza – zmniejszono prędkości obrotowe wirników wentylatorów. Zmieniono także typ anemostatów w celu zmniejszenia prędkości przepływu powietrza.

Powtórnie przeprowadzone pomiary hałasu w pomieszczeniach biurowych wykazały, że po opisanych zmianach hałas kształtował się na poziomie 36–39 dBA i jedynie w dwóch pomieszczeniach osiągał 40,5 dBA. Pomiary wykonano na wysokości głowy stojącego człowieka, dokładnie pod anemostatami nawiewnymi oraz wywiewnymi. Szum o poziomie 40,5 dBA wywołany był większą prędkością wypływającego powietrza wskutek nieodpowiedniego wyregulowania anemostatu.

Wnioski

Kto zawinił? Odpowiedź na pytanie jest dość oczywista: **wszyscy**, choć nie w równym stopniu:

- inwestor zagraniczny – bo źle ulokował inwestycję,
- inwestor zastępczy – bo dobrał nieodpowiednich ludzi do współpracy,
- projektant systemów wentylacyjnych – najbardziej, ponieważ wykazał się ignorancją w zakresie zagadnień akustycznych, nierozzerwalnie związanych z problematyką wentylacji,
- rzeczoznawcy do spraw akustyki – bo pozytywnie zaopiniowali i skierowali do realizacji projekt, który miał istotne wady (co wykazało wdrożenie),
- wykonawcy robót montażowych – ponieważ popełnili wiele błędów oraz zlekceważyli problem drgań mechanicznych i hałasu,
- dostawcy urządzeń wentylacyjnych – bo powinni wiedzieć, że tak hałaśliwych central nawiewnych nie należy stosować do wentylacji biur,
- uczelnie wyższe – bo nie „wyposażyły” swych absolwentów w niezbędny zakres wiedzy.

Nie jest znany koszt tej wymuszonej modernizacji, ale można się tylko domyślać, że nie jest bagatelny. Jest to jednak tylko koszt jednorazowy, gdyż należy wierzyć, że wszyscy na błędach się uczą. Może jeszcze pojawić się koszt perspektywiczny, przyszłościowy, np. utrata klientów i obniżenie pozycji na rynku. Są to koszty braku wiedzy. Brak wiedzy z kolei może być wynikiem:

- niedouczenia (brak wiedzy spoza własnej specjalizacji, np. z zakresu akustyki, ergonomii, wymagań dotyczących warunków pracy),
- lekceważenia humanocentrycznej wiedzy, spoza wąskiej specjalizacji inżynierskiej,
- lenistwa i niechęci do poszerzania wiedzy,
- rutyny, złych przyzwyczajeń projektanckich, złej tradycji.

7.4. Prace projektowo-wdrożeniowe dotyczące obniżenia hałasu przemysłowych układów wentylacyjno-odpylających

Układy wentylacyjno-odpylające są powszechnie stosowane w wielu zakładach przemysłowych realizujących różnorodne procesy technologiczne. Zadaniem tych układów jest – ogólnie mówiąc – usuwanie z pomieszczeń produkcyjnych powietrza

zanieczyszczonego pyłami, parami cieczy i gazami lub nadmiernie nagrzanego oraz dostarczenie odpowiedniej ilości powietrza czystego, o właściwych parametrach termicznych (temperaturze i wilgotności).

Istotą funkcjonowania układów wentylacyjno-odpylających jest wymuszenie ruchu powietrza: wyprowadzenie zanieczyszczonego powietrza ze strefy przebywania ludzi lub strefy powstawania zanieczyszczeń i dostarczenie w to miejsce powietrza tzw. czystego. Powietrze czyste może napływać wskutek różnicy ciśnień spowodowanej wysysaniem powietrza zanieczyszczonego bądź może być dostarczane pod pewnym wymuszonym nadciśnieniem z odrębnego układu nawiewnego.

Wymuszanie ruchu powietrza realizowane jest najczęściej przy użyciu urządzeń mechanicznych – wentylatorów (choć znane są inne rozwiązania, np. eżektory). Urządzenia wymuszające ruch powietrza są zwykle źródłami znacznego hałasu, gdyż powodują intensywne zawirowania (turbulencje) wskutek znacznej prędkości przepływu i niejednorodności strugi powietrza. Hałas przenosi się do strefy przebywania ludzi w pomieszczeniach, a przez urządzenia wylotowe, lokalizowane najczęściej na dachach budynków, do otoczenia zewnętrznego. Przykład prac projektowo-wdrożeniowych mających na celu zmniejszenie hałasu tego typu zaczerpnięto z opracowania [Tytyk, Dmochowski, 2002].

Charakterystyka źródeł hałasu

W układach wentylacyjno-odpylających można wyróżnić dwa rodzaje źródeł hałasu:

- turbulentny przepływ powietrza: przy łopatkach wirnika wentylatora, przez układy wlotowe i wylotowe, przez zwężki i kolana rurociągu oraz przez układy filtrujące,
- elementy obrotowe układu: silnik elektryczny–wentylator, np. łożyska, niewyważone dynamicznie masy wirników wywołujące siły odśrodkowe, nieosiowość w układzie silnik–wentylator, brak lub nieodpowiednie wibroizolatory w połączeniach elementów mechanicznych, nieodpowiednia sztywność konstrukcji wsporczej itp.

Mówi się potocznie, że pierwszy rodzaj źródeł generuje hałasy aerodynamiczne, a drugi hałasy mechaniczne. Hałasy aerodynamiczne zazwyczaj dominują w ogólnym widmie hałasu układu wentylacyjnego.

Głównym źródłem hałasu w układzie wentylacyjnym jest wentylator. Jest on równocześnie źródłem drgań mechanicznych, które mogą się przemieszczać przez elementy konstrukcji mocującej układ silnik–wentylator i wywoływać drgania konstrukcji hali lub budynku. Jednakże przede wszystkim przemieszczają się wzdłuż instalacji rurowej połączonej z wentylatorem – nawet wówczas, gdy odcinki rurociągu łączone są w elastyczny sposób (propagacja powietrzna). Zjawiska wibracyjne, zwłaszcza rezonansowe, tworzą wtórne źródła hałasu.

Hałas pochodzący od wentylatora zależy od wielu czynników, m.in.:

- mocy silnika napędowego,
- wydajności i ciśnienia (tzw. sprężu) wentylatora,

- liczby łopat wirnika oraz ich kształtu i sposobu rozmieszczenia na obwodzie,
- prędkości powietrza przepływającego przez wirnik,
- prędkości obwodowej łopat wirnika,
- kształtu obudowy wirnika wentylatora.

Jeśli pracuje jednocześnie większa liczba wentylatorów, to łączny hałas wytwarzany przez taki zespół można obliczyć na podstawie wzoru (19):

$$L_C = 10 \lg 1/I_0(I_1 + I_2 + I_3 + \dots + I_n) \text{ [dB]}$$

gdzie:

- I_0 – tzw. natężenie odniesienia równe 10^{-12} [W/m²],
- I_1, I_2, I_3 – natężenia dźwięków emitowanych przez poszczególne źródła,
- n – liczba źródeł hałasu (wentylatorów).

Nasuwa się prosty wniosek: aby obniżyć poziom hałasu pochodzącego z wielu źródeł, należy zmniejszyć ich liczbę. Jednak nie zawsze jest to możliwe z uwagi na wymagane parametry przetłaczanego powietrza (lub innego gazu): ciśnienie i objętość w jednostce czasu. Skuteczniejszym sposobem redukcji hałasu aerodynamicznego są zmiany konstrukcyjne w obrębie samych wentylatorów, np. zmniejszenie prędkości obrotowej wirnika i jednoczesne zwiększenie jego średnicy. Zmniejszenie mocy akustycznej źródeł wiąże się z działaniami mającymi na celu:

- zmniejszenie i ustabilizowanie prędkości przepływu gazu przez armaturę (rurociąg, zawory, łączniki, kolana itp.),
- zwiększenie promieni krzywizn, kolan, eliminowanie dużych różnic średnic rurociągów,
- zwiększenie gładkości wewnętrznych powierzchni armatury.

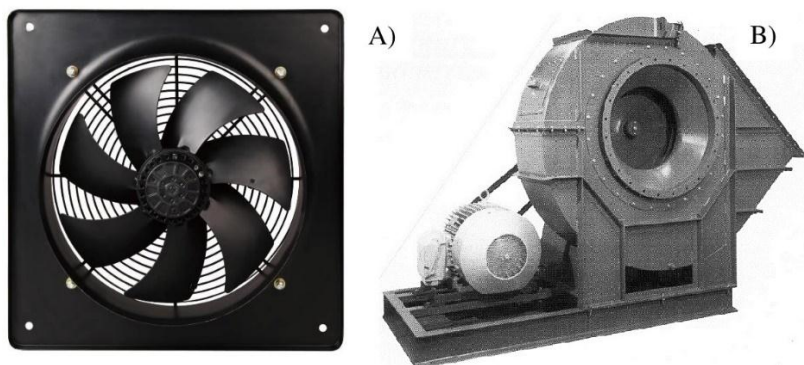
Działania te wiążą się z określonymi kosztami. Dla przykładu: zmniejszenie prędkości przepływu gazu przez układ rurociągu, przy stałej wielkości przepływu gazu i stałych wartościach ciśnień na wlocie i wylocie, wymaga zwiększenia średnic przewodów i armatury (wyjaśniono to w podrozdz. 5.7).

Typowe konstrukcje źródeł hałasu w układach wentylacyjno-odpylających

W najprostszych układach wentylacyjnych jest realizowana wymiana powietrza w pomieszczeniu przez tzw. wentylację ogólną, polegającą na zastosowaniu wyciągowych wentylatorów osiowych zamontowanych w otworach ściennych lub dachowych. Wówczas jedynym w zasadzie źródłem hałasu pochodzącego z takiego układu są wirniki wentylatorów osiowych wywołujące turbulentny przepływ powietrza. Wirnik wentylatora osiowego osadzony jest zazwyczaj na wale silnika elektrycznego i nie jest osłonięty obudową, ewentualnie rolę obudowy pełni krótki odcinek rury (rys. 37A).

W rozbudowanych układach wentylacyjno-odpylających, zwłaszcza pełniących rolę odciągów miejscowych, powietrze z zanieczyszczeniami odbierane jest przez ssawę i transportowane układem rurociągów do urządzeń odpylających, a z nich do wentylatora i wyrzutni powietrza, najczęściej umiejscowionej na dachu hali. Z powo-

du konieczności pokonania znacznych oporów przepływu stosuje się wentylatory promieniowe, wytwarzające (przy tej samej mocy silników) znacznie większą różnicę ciśnień niż wentylatory osiowe. Wirnik wentylatora promieniowego funkcjonalnie współpracuje z obudową, której kształt warunkuje pracę wentylatora (rys. 37B).



Rys. 37. Wentylatory osiowy (A) i promieniowy (B) [15i]

Ze względu na rozbudowany układ mechaniczny (ssawy, rurociągi, obudowy urządzeń odpylających i wentylatora, wyrzutnie powietrza, konstrukcje mocujące) istnieje wiele możliwości zarówno propagacji drgań i hałasu, jak i dobrego wytłumienia hałasu generowanego przez źródła pierwotne. Hałaśliwość takiego układu zależy więc od „akustycznej jakości” projektu i wykonania, czyli od wiedzy inżynierskiej i dbałości o względy akustyczne.

Redukcja hałasu emitowanego przez układ wentylacyjno-odpylający

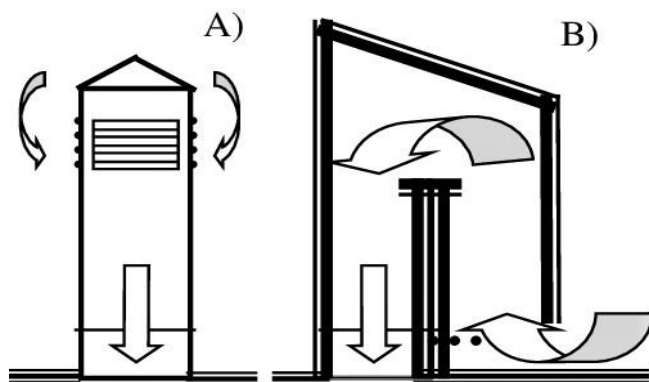
Znany zakład branży spożywczej był zmuszony przez mieszkańców okolicznych domów do podjęcia kroków w celu ograniczenia dokuczliwego hałasu docierającego do mieszkań z urządzeń wentylacyjno-odpylających zakładu. W obrębie budynków mieszkalnych stwierdzono znaczne przekroczenia dopuszczalnych wielkości poziomu natężenia dźwięku, określonych w rozporządzeniu Ministra Środowiska z dnia 14 czerwca 2007 r. (Dz.U. 2007 Nr 120, poz. 826).

Źródła hałasu zainstalowane były na dachu hali, na wysokości ok. 15 m nad poziomem gruntu, co sprzyjało zwiększeniu zasięgu hałasu. Głównymi źródłami hałasu były czerpnie powietrza (6 sztuk, rys. 38A) oraz jeden agregat odpylający. Każde z tych urządzeń emitowało hałas rzędu 100–104 dB_A. Ponadto na połąci dachowej zainstalowano wiele innych urządzeń, spośród których kilka emitowało hałas o poziomie do 90 dB_A.

W opracowanej koncepcji ograniczenia hałasu początkowo zakładano zastosowanie dźwiękochłonno-izolacyjnych obudów na hałaśliwe obiekty, z zachowaniem

niezbędnego przepływu powietrza, gdyż wszystko wskazywało na to, że pierwotnymi źródłami hałasu są wentylatory promieniowe dużej mocy, zainstalowane w przestrzeni między stropem hali a dachem. W toku prac projektowo-konstrukcyjnych zdecydowano bardziej radykalnie zmodyfikować czerpnię, usuwając całkowicie istniejącą konstrukcję blaszaną i wbudowując w jej miejsce specjalnie zaprojektowany tłumik akustyczny z labiryntowym przepływem powietrza (rys. 38B). Podobną koncepcję tłumika z labiryntowym przepływem powietrza opracowano dla agregatu odpylającego.

Wdrożenie zaprojektowanych rozwiązań przyniosło nadspodziewanie dobre efekty. Czerpnie zostały wyciszone o 18,7–24,6 dB_A, a agregat odpylający o 10,5 dB_A. Problem hałasu środowiskowego został definitywnie rozwiązany, gdyż pozostałe źródła nie powodowały przekroczenia dopuszczalnych wartości hałasu w środowisku. W przypadku czerpni powietrza tak duże efekty osiągnięto dzięki wyeliminowaniu blaszanej konstrukcji „kominka” (rys. 38A). Okazała się ona wtórnym źródłem hałasu wskutek występowania rezonansowych drgań mechanicznych pobudzonych energią akustyczną strumienia powietrza oraz oporami na kratkach wlotowych. Zlikwidowanie tego źródła hałasu było możliwe dzięki zmianie konstrukcji czerpni.

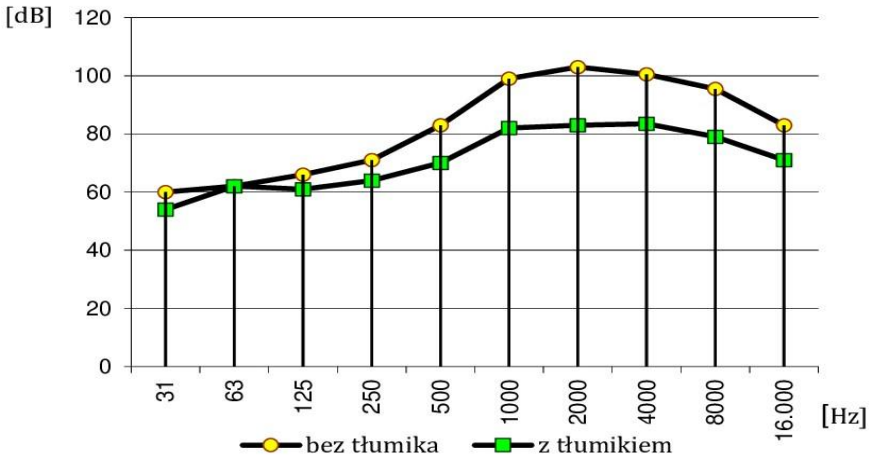


Rys. 38. Czerpnia powietrza przed (A) i po (B) modernizacji [oprac. własne]

7.5. Hałas generowany przez reduktor ciśnienia gazu

W pracy [Tytyk, 2004] opisano przykład bardzo skutecznego wyciszenia reduktora ciśnienia gazu ziemnego przez zastosowanie tuż za jego komorą wylotową dodatkowego tłumika – dyfuzora z trójstopniową redukcją prędkości gazu. Konstrukcja tego urządzenia jest bardzo prosta i tania, lecz z uwagi na prawo *know-how* firmy stosującej to rozwiązanie nie może być ujawniona.

Można jednak przytoczyć wyniki zmniejszenia poziomu hałasu, otrzymane w praktyce (rys. 39): uzyskano stukrotne zmniejszenie mocy akustycznej źródła hałasu, co się przekłada na wartość 20 dB_A obniżenia poziomu natężenia dźwięku emitowanego przez to źródło. Skuteczność akustyczna tłumika jest więc prawie identyczna ze skutecznością wszystkich biernych sposobów zmniejszania hałasu stosowanych łącznie (izolacyjność i chłonność), a jego koszt jest wielokrotnie mniejszy. Opór, jaki stawia tłumik strumieniowi gazu, jest znikomy i nie ma wpływu na działanie reduktora gazu; urządzenie nie wymaga też żadnej obsługi.



Rys. 39. Skuteczność akustyczna tłumika zainstalowanego za reduktorem ciśnienia gazu [oprac. własne]

Wnioski

Układy wentylacyjne i odpylające buduje się głównie po to, aby zapewnić ludziom dobre warunki pracy, a niekiedy z przyczyn technologicznych. Są więc one niezbędne i ze wszech miar pożyteczne. Jednak przy projektowaniu tych układów często ujawnia się tzw. antynomia techniczna: skuteczne wentylowanie i odpylenie pomieszczeń produkcyjnych, zwłaszcza o dużej kubaturze, wymaga zainstalowania urządzeń o dużej mocy, a te z kolei są źródłami innego czynnika – szkodliwego i uciążliwego hałasu. Przy projektowaniu należy kierować się zasadą minimalizacji ubocznych szkodliwych efektów działania urządzeń przeznaczonych do realizacji pożądanego zadania. Jeśli to nie jest możliwe, wówczas konieczne jest poszukanie zadowalającego kompromisu: rezygnacja z osiągnięcia wysokiego poziomu pożądanego parametru w celu zmniejszenia poziomu negatywnego skutku ubocznego. W każdym przypadku najlepsze rezultaty przynosi ingerencja w pierwotne źródło uciążliwego czynnika.

Opisane wyżej problemy ostatecznie sprowadzają się do **wiedzy**, a dokładniej do jej braku u ludzi, którzy praktycznie tworzą technikę i kierują działaniami w tym zakresie. Tymczasem wiedza na niezłym poziomie spokojnie drzemie na wielu uczelniach, nieniekopojona przez tzw. praktykę przemysłową. Powodem jest konieczność oszczędzania. Za te oszczędności wielu ludzi płaci bardzo wysoką cenę, jaką jest własne zdrowie.

7.6. Hałas aerodynamiczny pochodzący od źródeł nieprzemysłowych

We współczesnym świecie istnieją różne źródła hałasów aerodynamicznych. Pierwotną ich przyczyną jest duża energia kinetyczna, z jaką poruszają się części maszyn (wiry, turbiny, śmigła), pojazdy (samoloty, samochody, pociągi) oraz gazy i ciecze stanowiące media energetyczne w technice (sprężone powietrze, olej hydrauliczny). Hałasy aerodynamiczne pochodzące od tych źródeł różnią się wyraźnie od dźwięków spowodowanych przez źródła przyrodnicze, i to zarówno pod względem intensywności, charakterystyki czasowej, jak i kształtu widma.

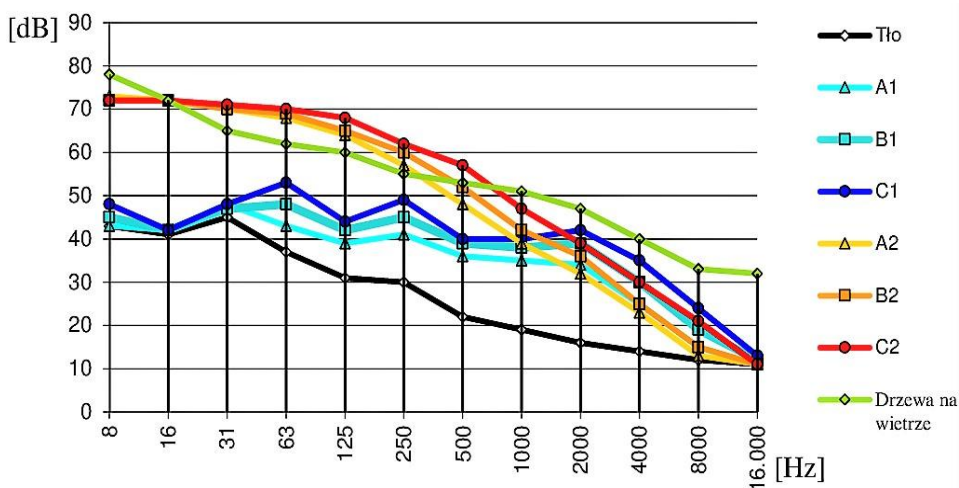
Intensywność dźwięków aerodynamicznych zależy od mocy akustycznej źródła. Człowiek, dysponując współczesnymi środkami technicznymi, może w skali lokalnej wywoływać zjawiska akustyczne mocą źródła znacznie przewyższające zjawiska przyrodnicze. Wiatr wiejący z prędkością np. 200 km/h (55,6 m/s) jest huraganem powodującym klęskę żywiołową, a prędkości gazu zbliżone lub przekraczające prędkości dźwięku w powietrzu to techniczna codzienność. Strumień wody z wodospadu może człowieka przewrócić, ale już strumień wody z działka strażackiego może spowodować uszkodzenie ciała, a strumień cieczy z dyszy przecinarki strumieniowo-ściernej może zabić. Przy tak dużych energiach kinetycznych generowane są dźwięki znacznie silniejsze od tych, które znane są ze źródeł naturalnych. Należy jednak uwzględnić skalę zjawisk – w technice mamy do czynienia ze skalą „mikro” w porównaniu z rozległością i masowością zjawisk przyrodniczych.

Ważna jest również częstość i czas trwania zjawisk generujących hałasy aerodynamiczne. Huragany i sztormy nie zdarzają się codziennie, narastają stopniowo i względnie powoli, mają swe apogeum, a potem słabną i znikają. Ze zjawiskami „technicznymi” jest inaczej: mogą pojawiać się w dowolnej chwili od razu z pełną mocą, trwać (prawie) dowolnie długo i zniknąć w sposób nagły, całkowicie zaskakując nieprzygotowanego człowieka (np. wystrzał pocisku, upust ciśnienia z zaworu bezpieczeństwa instalacji ciśnieniowej lub nieszczelności rurociągu, otwarcie okna w rozjeżdżonym pociągu). Mogą również mieć charakter okresowy lub permanentny (wyływ sprężonego powietrza z narzędzia pneumatycznego, praca stacji redukcyjnej gazu lub instalacji wentylacyjnej).

Widmo hałasu aerodynamicznego pochodzenia przyrodniczego jest zazwyczaj bardzo równomierne opisywane jako tzw. szum biały, często z przewagą niskich

częstotliwości (tzw. szum różowy). Widma hałasu aerodynamicznego pochodzenia technicznego są bardzo zróżnicowane: mogą przypominać widma hałasów przyrodniczych (np. szum układu wentylacyjnego), ale również mieć wyraźnie wyróżniające się częstotliwości składowe widma lub nawet być prawie monochromatyczne (dźwięki gwizdków, buczków sygnalizacyjnych, instrumentów muzycznych).

Opisane wyżej charakterystyki hałasów aerodynamicznych mają duży wpływ na reakcje człowieka. Nie bez znaczenia jest fakt, że człowiek miał do czynienia z hałasami przyrodniczymi „od zawsze”, natomiast z hałasami technicznymi od „mgnienia oka” w ewolucyjnej skali czasu. Poniżej przedstawiono kilka przykładów widm akustycznych hałasów aerodynamicznych generowanych przez znane i popularne urządzenia – hałasów, na które narażony jest każdy współczesny człowiek.

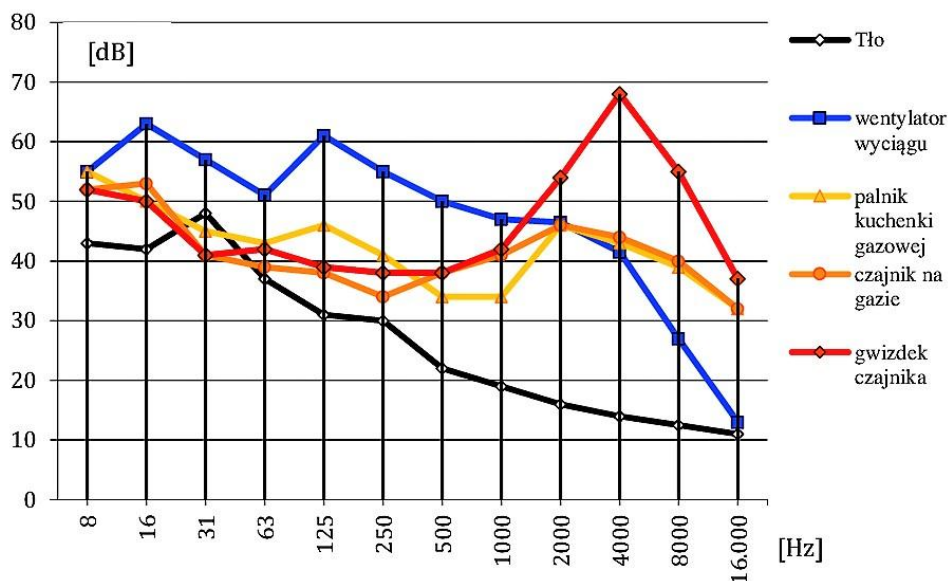


Rys. 40. Widma hałasu wentylatora biurkowego o mocy silnika 42 W
[oprac. własne]

Pomiar hałasu aerodynamicznego wentylatora pracującego: na biegu I – krzywa A; na biegu II – krzywa B; na biegu III – krzywa C. Seria 1 (A1, B1, C1) – pomiary z zastosowaniem osłony przeciwwiatrowej mikrofonu. Seria 2 (A2, B2, C2) – pomiary bez osłony przeciwwiatrowej mikrofonu.

Przedstawione na rysunku 40 linie widma hałasu aerodynamicznego wentylatora biurkowego są dobrą ilustracją szumu prawie białego i są nieco podobne do szumu umiarkowanego wiatru (3–4 stopnie Beauforta) w liściach drzew. W celach eksperymentalnych wykonano serię pomiarów hałasu w strumieniu powietrza w standardowej odległości metra od wentylatora pracującego z różnymi prędkościami obrotowymi: na tzw. biegu I, II i III, bez osłony przeciwwiatrowej mikrofonu pomiarowego. Zwraca uwagę bardzo silne (nawet o 30 dB) zwiększenie zmierzzonego hałasu w infradźwiękowych i bardzo niskich częstotliwościach, stopniowo malejące wraz ze wzrostem częstotliwości dźwięku. Od 2000 Hz przejawia się słaba tendencja przeciwna. Osłona w kształcie gruszki, wykonana z gąbki o otwartych porach, zwiększa

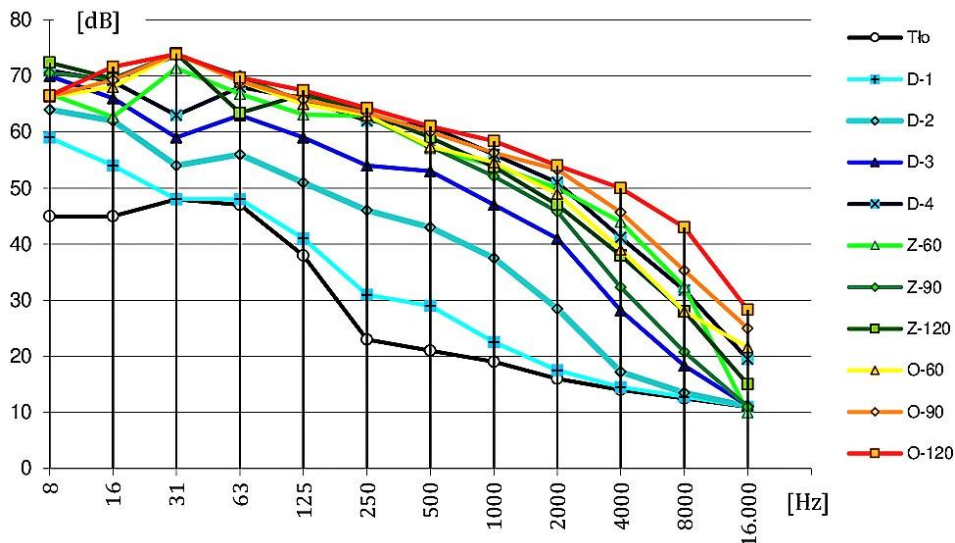
wielkości mierzone o 2–5 dB przy wysokich częstotliwościach dźwięku (2–8 kHz). Prawdopodobnie zjawisko to można tłumaczyć obecnością mikrozawirowań strumienia powietrza w otworkach gąbki tuż przy mikrofonie.



Rys. 41. Widma akustyczne domowych źródeł hałasów aerodynamicznych [oprac. własne]

Widma hałasów akustycznych przedstawione na rysunku 41 pochodzą od domowych źródeł dźwięków. Ciekawe jest widmo akustyczne czajnika z gwizdkiem sygnalizującym stan gotowania się wody. Wyraźny pik wartości poziomu natężenia dźwięku przy częstotliwości 4 kHz oraz towarzyszące mu wysokie wartości przy 2 kHz i 8 kHz pozwalają bez trudu zidentyfikować źródło dźwięku. Warto zauważyć, że wysokie wartości poziomów natężenia dźwięku występują w strefie największej wrażliwości ucha ludzkiego (2–3 kHz), co powoduje, że sygnalizacja jest skuteczna.

Każdy kierowca i pasażer samochodu osobowego mógł się wielokrotnie przekonać, że jazda przy opuszczonych szybach powoduje znacznie większy hałas niż jazda przy zamkniętych – zwłaszcza przy dużych prędkościach pojazdu. Za ten dodatkowy hałas odpowiedzialne są zawirowania powietrza wdzierającego się do wnętrza kabiny z prędkością (w przybliżeniu) równą prędkości pojazdu. Zjawisko to ilościowo ilustrują krzywe widm hałasu aerodynamicznego, zmierzone w samochodzie osobowym marki Renault Clio II, przy różnych prędkościach jazdy po drodze z dobrą, asfaltową nawierzchnią (rys. 42).



Rys. 42. Widma akustyczne aerodynamicznych hałasów lokomocyjnych [oprac. własne]

Oznaczenia: D – dmuchawa pracująca na biegu I, II, III, IV; Z – zamknięte okna przy prędkości [km/h]: 60, 90, 120; O – otwarte okna przy prędkości [km/h]: 60, 90, 120.

Zauważa się duże podobieństwo kształtu widm hałasu pochodzącego od wentylatora nadmuchu powietrza oraz od zewnętrznego powietrza opływającego karoserię, przy czym hałas zewnętrzny, nawet przy zamkniętych szybach samochodu i prędkości 60 km/h, jest większy od hałasu dmuchawy pracującej na najwyższych obrotach. Hałas trakcyjny dość wyraźnie zaznacza się przy częstotliwości 31 Hz – i to przy każdej prędkości pojazdu. Kierowca powinien wyciągnąć oczywisty wniosek: jeśli ceni względną ciszę i brak zmęczenia hałasem, powinien jechać zawsze z zamkniętymi oknami, włączając na dowolnie wysoki „bieg” dmuchawę w celu zwiększenia chłodzącej cyrkulacji powietrza, lub ... wreszcie włączyć klimatyzację.

8. PODSUMOWANIE I WNIOSKI

Zjawiska wibroakustyczne obejmują drgania mechaniczne oraz akustyczne jako zjawiska mające podobny charakter fizyczny, choć bardzo różnie odbierane przez człowieka. Drgania mechaniczne mogą destrukcyjnie wpływać zarówno na ciało człowieka, jak i na obiekty techniczne. Przyspieszenia, na które są narażone masy tych ciał, wywołują wewnątrz nich siły, które mogą powodować przekroczenie ich wytrzymałości. Człowiek odbiera wrażenia spowodowane drganiami w zasadzie całym ciałem; nie istnieje jeden zmysł reagujący na te bodźce (choć na bardzo niskie częstotliwości reaguje najsilniej zmysł równowagi). Z kolei drgania akustyczne są odbierane przez człowieka wyspecjalizowanym narządem słuchu, reagującym na drgania o częstotliwości w zakresie 16–20 000 Hz. W monografii drgania akustyczne traktowano jako hałas, czyli dźwięki niepożądane (szkodliwe lub uciążliwe) w odróżnieniu od dźwięków odbieranych jako przyjemne (muzyka, śpiew ptaków, relaksacyjne odgłosy przyrody itp.).

W strukturze treści monografii zachowano inżynierską logikę przedstawiania kolejnych problemów. Polega ona na zidentyfikowaniu i rozpoznaniu problemu, jego ocenie na podstawie przyjętego systemu wartości, opracowaniu koncepcji rozwiązania problemu, zaprojektowaniu i fizycznym zrealizowaniu zmian oraz ocenie ich skuteczności. W *Słowniku wyrazów obcych PWN* „inżynierię” zdefiniowano jako „naukę wykonywania robót inżynierskich, umiejętność wznoszenia wszelkich budowli z wyjątkiem budynków, np. inżynieria chemiczna, wojskowa”. Można powiedzieć, że inżynieria oznacza praktyczną, sprawczą stronę różnych dyscyplin naukowych i gałęzi wiedzy. Obejmuje również wiedzę (naukę) ergonomiczną, w związku z czym w uprawniony sposób powstaje nazwa „inżynieria ergonomiczna”.

We *Wstępie* zarysowano problem oddziaływania energii wibroakustycznej na człowieka oraz jego historyczne tło. Następnie scharakteryzowano drgania mechaniczne (rozd. 2) oraz drgania akustyczne, czyli hałas (rozd. 3) jako zjawiska rządzące się prawami fizyki. Opisano wpływ tych zjawisk na zdrowie i możliwości działania człowieka. W rozdziale 4 przedstawiono podstawową aparaturę służącą do pomiarów obiektywnych parametrów tych zjawisk oraz znormalizowane metody pomiarów i interpretacji wyników. W rozdziale 5 zamieszczono najistotniejsze – z inżynierskiego punktu widzenia – obliczenia wielkości wibroakustycznych dotyczące: zasad sumowania energii z różnych źródeł, zmiany parametrów energetycznych (natężenia oraz poziomu natężenia dźwięku) w funkcji odległości od źródła oraz w zależności od geometrii źródła i rodzaju pola akustycznego, zasady obliczania i mierzenia poziomów równoważnych (ekwiwalentnych) zależnie od charakteru pola akustycznego, zasady ekranowania źródeł hałasu, zasady ograniczania transmisji energii drgań przez wibroizolację, obliczanie efektów obniżania hałasu przez sto-

sowanie materiałów dźwiękochłonnych oraz dźwiękoizolacyjnych. W rozdziale 6 zebrano praktyczne zasady ograniczania intensywności energii wibroakustycznej w warunkach zakładów przemysłowych, a w rozdziale 7 opisano kilka przykładów praktycznych realizacji rozwiązań przeciwhałasowych w przedsiębiorstwach realizujących różne technologie.

W rozdziale 8, podsumowując rozważania zawarte w monografii, zauważono, że podjęta problematyka może i powinna być rozpatrywana z różnych punktów widzenia. Z pewnością niezbędna jest wiedza o fizycznej stronie drgań mechanicznych i hałasu. Niezmiernie istotny, wręcz podstawowy jest aspekt humanocentryczny, oparty na wiedzy o oddziaływaniu tych czynników na organizm ludzki (fizjologia, profilaktyka medyczna) oraz na sferę psychiczną i stosunki społeczne – zarówno w skali indywidualnej, małych zespołów ludzkich (np. zespołów pracowników), jak i dużych zbiorowości (osiedli, miast). Analizowanie i rozwiązywanie takich problemów wymaga wiedzy z zakresu urbanistyki, ekologii, a także ekonomii, gdyż wiąże się z koniecznością ponoszenia dużych kosztów finansowych – niezależnie od zapotrzebowania na wiedzę o charakterze interdyscyplinarnym. Taka właśnie szeroka i interdyscyplinarna wiedza jest niezbędna współczesnym inżynierom, gdyż są oni odpowiedzialni za projektowanie, konstruowanie, wytwarzanie i eksploataowanie urządzeń technicznych, które nie mogą emitować energii wibroakustycznej o parametrach szkodliwych lub uciążliwych dla ludzi. Do zadań inżynierów należy też takie organizowanie pracy zespołów ludzkich, aby minimalizować negatywny wpływ drgań i hałasu na pracowników.

Szczególną uwagę należy zwrócić na hałas aerodynamiczny, ponieważ moce, siły i prędkości „zainstalowane” w nowoczesnych maszynach są coraz większe, pojazdy umożliwiają podróżowanie z coraz większymi prędkościami, a urządzenia wentylacyjne i klimatyzacyjne są coraz powszechniej używane. Wiedza teoretyczna i praktyczna na temat zjawisk aerodynamicznych jest znaczna, choć fenomen turbulencji, odpowiedzialny za generowanie hałasów aerodynamicznych, jest daleki od pełnego teoretycznego wyjaśnienia i przewidywania. Nadzieję na naukową jego interpretację daje teoria chaosu, intensywnie rozwijana w ostatnich latach przez matematyków i fizyków. Co teoria chaosu może oferować praktykom, którzy chcą skutecznie ograniczać hałas aerodynamiczny? Wbrew obawom wiele, gdyż rzetelne poznanie zjawisk odpowiedzialnych za powstawanie turbulencji daje szansę na trafne przewidywanie skutków i unikanie rozwiązań technicznych mogących być źródłem uciążliwego hałasu.

Inne obszary badań naukowych oraz inżynierskich (wdrożeńowych), które powinny być podejmowane w najbliższej przyszłości, to:

- współdziałanie drgań mechanicznych i hałasu oddziałujących na człowieka,
- zjawisko synergetycznego oddziaływania drgań mechanicznych i niskiej temperatury na organizm człowieka,
- zjawisko synergetycznego oddziaływania hałasu i wysokiej temperatury,
- skutki jednoczesnego działania drgań ogólnych i miejscowych na człowieka,

- zjawisko interferencji w odniesieniu do hałasów o szerokim spektrum częstotliwości,
- zjawiska wibroakustyczne jako stymulatory pozytywnych odczuć: kołysanie, dźwięki przyrody (np. śpiew ptaków), biały szum (fale morskie, wiatr),
- dobór rodzaju muzyki do rodzaju wykonywanej pracy.

Zjawiska wibroakustyczne mogą być również używane do detekcji stanów technicznych maszyn oraz charakterystycznych stanów technologii:

- uszkodzeń części maszyn (łożysk, przekładni zębatych, przegubów),
- stanów przeciążenia maszyn lub ich podzespołów,
- charakterystycznych etapów procesu technologicznego,
- obecności ludzi w miejscach niedozwolonych lub w nieodpowiednim czasie (w magazynach, w zrobotyzowanych przestrzeniach hal przemysłowych, w biurach po godzinach pracy).

Reasumując: wiedza teoretyczna i praktyczna na temat zjawisk wibroakustycznych, choć obszerna i obejmująca wiele dyscyplin naukowych, i różnorodnej działalności praktycznej bynajmniej nie jest obszarem wyeksploatowanym i zamkniętym. Współczesna technika przynosi wciąż nowe problemy, a nowe wyzwania rodzą się z ewoluujących potrzeb ludzi – którzy już się przekonali, że „ciche jest piękne”.

To, że w roku 2003 ustanowiono dzień 25 kwietnia Międzynarodowym Dniem Walki z Hałasem, nie jest kaprysem garstki przewrażliwionych osób, lecz świadectwem poważnego problemu o charakterze cywilizacyjnym.

LITERATURA

1. Augustyńska D., Wartości graniczne ekspozycji na infradźwięki – przegląd piśmiennictwa. *Podstawy i Metody Oceny Środowiska Pracy*, 2009, nr 2(60), s. 5–15.
2. Augustyńska D., Engel Z., Kaczmarek-Kozłowska A., Koton J., Mikulski W., Hałas. Hałas infradźwiękowy i hałas ultradźwiękowy, [w:] *Nauka o pracy – bezpieczeństwo, higiena, ergonomia*. Tom 6: Zagrożenia czynnikami niebezpiecznymi i szkodliwymi w środowisku pracy, red. nauk. D. Koradecka. CIOP, Warszawa 2000.
3. Augustyńska D., Kowalski P., Strategia ochrony pracowników przed drganiami mechanicznymi według nowych przepisów prawnych – europejskich i krajowych. *Bezpieczeństwo Pracy*, 2006, nr 5, s. 8–10.
4. Batko W., Modelowanie pomiarów w algebraicznych strukturach zbiorów liczb decybelowych [Decibel algebraic structures models of measurements], [w:] *Noise Control'19* [dokument elektroniczny]: 18th International Conference, 26–29 May 2019, Janów Podlaski.
5. Cempel C., *Metody badań i minimalizacji hałasu i drgań*. Wyd. Uczelniane Politechniki Poznańskiej, Poznań 1975, nr 544.
6. Cempel C., *Wibroakustyka stosowana*. PWN, Warszawa 1989.
7. Dobry M.W., *Optymalizacja przepływu energii w systemie człowiek – narzędzie – podłoże (CNP)*. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 1998.
8. Dobry M.W., *Podstawy diagnostyki energetycznej systemów mechanicznych i biomechanicznych*. Wyd. Nauk. Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB, Poznań–Radom 2012.
9. Goliński J., *Wibroizolacja maszyn i urządzeń*. WNT, Warszawa 1979.
10. Grygorowicz M., Dobry M.W., *Przepływ energii w ciele człowieka w pozycji siedzącej spowodowany drganiami ogólnymi*, [w:] *Inżynieria ergonomiczna. Teoria*, red. nauk. E. Tytyk, Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 2011, s. 45–68.
11. Hermann T., Dobry M.W., *Problemy oceny narażenia człowieka na drgania miejscowe w przypadku użycia rękawic i zastosowania metod konwencjonalnej oraz energetycznej*. Zeszyty Naukowe Politechniki Poznańskiej, Organizacja i Zarządzanie, 2018, nr 78, s. 35–50.
12. Kowal E., *Ekonomiczno-społeczne aspekty ergonomii*. Wyd. Nauk. PWN, Warszawa–Poznań 2002.
13. Kowalski P., *Ocena ryzyka zawodowego pracowników narażonych na drgania miejscowe i ogólne jednocześnie – propozycja metody*. *Bezpieczeństwo Pracy – Nauka i Praktyka*, 2004, nr 10, s. 19–21.
14. Kowalski P., *Pomiar i ocena drgań mechanicznych w środowisku pracy według nowych przepisów prawnych*. *Bezpieczeństwo Pracy*, 2006, 9, s. 24–27.
15. Łapiński M., Włodarski W., *Miernictwo elektryczne wielkości nieelektrycznych*. WNT, Warszawa 1970.

16. Łączkowski R., Wibroakustyka maszyn i urządzeń. WNT, Warszawa 1983.
17. Makarewicz R., Hałas w środowisku. Ośrodek Wydawnictw Naukowych, Poznań 1996.
18. Morzyński L., Puto D., Hałas w środowisku pracy. Wyd. PIP, Warszawa 2005.
19. Noise Control. Principles and Practice. Brüel & Kjær, Denmark 1986.
20. Pawlacyk-Łuszczynska M., Kaczmarska-Kozłowska A., Augustyńska D., Kameduła M., Proposal of new limits values for occupational exposure to infrasonic noise in Poland. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 2000, 19, 4, s. 183–193.
21. Pawlas K., Wpływ infradźwięków i hałasu o niskich częstotliwościach na człowieka – przegląd piśmiennictwa. *Podstawy i Metody Oceny Środowiska Pracy*, 2009, nr 2(60), s. 27–64.
22. Puzyna C., Ochrona środowiska pracy przed hałasem. Tom 1. WNT, Warszawa 1981.
23. Puzyna C., Ochrona środowiska pracy przed hałasem. Tom 2. WNT, Warszawa 1982.
24. Radosz J., Ocena hałasu tonalnego w środowisku pracy. *Bezpieczeństwo Pracy*, 2020, nr 1, s. 24–26.
25. Rajpert T., Hałas lotniczy i sposoby jego zwalczania. WKiŁ, Warszawa 1980.
26. Rybarczyk W., Rozważania o ergonomii w gospodarce. Wyd. Centrum Zastosowań Ergonomii, Zielona Góra 2000.
27. Rybarczyk W., Walerian E., Kowal E., Projektowanie i wdrażanie rozwiązań zmniejszających hałas. Instytut Wydawniczy Związków Zawodowych, Warszawa 1988.
28. Sadowski J., Podstawy akustyki urbanistycznej. Arkady, Warszawa 1982.
29. Tytyk E., Grzechy procesu inwestycyjnego a warunki pracy – studium przypadku. *Zastosowania Ergonomii*, 1999, nr 1/33, s. 89–95.
30. Tytyk E., Hałas aerodynamiczny. Źródła powstawania i sposoby ograniczania jego intensywności, [w:] *Hałas – profilaktyka – zdrowie*, red. J. Majewski. PTH, Koszalin 2004, s. 84–94.
31. Tytyk E., Projektowanie ergonomiczne. Wyd. Nauk. PWN, Poznań–Warszawa 2001.
32. Tytyk E., Wiedza inżynierska a społeczna akceptacja rozwiązań – dylematy wdrażania projektów wyciszenia maszyn, [w:] *Hałas – profilaktyka – zdrowie*, red. A. Bojar-Fijałkowska i J. Majewski. Materiały IV Koszalińskiej Konferencji Naukowo-Technicznej pt. „Hałas – profilaktyka – zdrowie”, Kołobrzeg 14–17.11.2000, s. 186–198.
33. Tytyk E., Butlewski M., *Ergonomia w technice*. Wyd. Politechniki Poznańskiej, Poznań 2011.
34. Tytyk E., Dmochowski J., Zwalczanie hałasu przemysłowych układów wentylacyjno-odpylających, [w:] *Hałas – profilaktyka – zdrowie*, red. J. Majewski. Materiały VI Koszalińskiej Konferencji Naukowo-Technicznej pt. „Hałas – profilaktyka – zdrowie”, Kołobrzeg 12–14.11.2002. PTH, Koszalin, s. 132–139.
35. Wykowska M., *Ergonomia*. Wyd. AGH, Kraków 1994.

Źródła internetowe

- [1i] Serwis internetowy CIOP: Drgania mechaniczne w środowisku pracy – prezentacja. Autorzy: dr inż. Leszek Morzyński, mgr inż. Paweł Górski, dr inż. Piotr Kowalski, mgr inż. Jacek Zając, mgr inż. Małgorzata Rejman, 2020 r. [pdf], https://www.ciop.pl/CIOPortalWAR/appmanager/ciop/pl/?_nfpb=true&_pageLabel=P620059861340178661073&html_tresc_root_id=32276&html_tresc_id=3000485&html_klucz=32274&html_klucz_spis= [dostęp: 2.04.2021].
- [2i] http://wibroinstal.pl/wp-content/uploads/2017/01/komorowe_k_b.gif [dostęp: 15.03.2021].
- [3i] <https://www.glovex.com.pl/Rekawice-antywibracyjne-VIBRATON> [dostęp: 20.02.2021].
- [4i] – młot pneumatyczny: <https://normapress.pl/mlot-pneumatyczny-atlas-copco-8461011510> [dostęp: 20.02.2021],
- ubijak: <https://atmo.com.pl/pl/c/Ubijaki-formierskie/137> [dostęp: 20.02.2021],
 - polerka: <https://www.castorama.pl/produkty/narzedzia-i-artykuly/elektronarzedzia-przenosne-i-akcesoria/szlifierki-i-polerki/polerki.html> [dostęp: 20.02.2021],
 - piła łańcuchowa: <https://archiwum.allegro.pl/oferta/profesjonalna-pila-pilarka-spa-linowa-stihl-044-i6861867921.html> [dostęp: 20.02.2021],
 - wiertarka udarowa: https://www.ceneo.pl/Wiertarki/Rodzaj:Wiertarki_udarowe.htm [dostęp: 20.02.2021],
 - szlifierka kątowna: <https://www.castorama.pl/produkty/narzedzia-i-artykuly/elektro-narzedzia-przenosne-i-akcesoria/szlifierki-i-polerki/szlifierki-katowe.html> [dostęp: 20.02.2021],
 - wózek widłowy: <https://sprzedajemy.pl/motoryzacja/wozki-widlowe> [dostęp: 20.02.2021].
- [5i] Serwis internetowy CIOP: Hałas w środowisku pracy – prezentacja. Autorzy: dr inż. Leszek Morzyński, dr inż. Paweł Górski, mgr inż. Grzegorz Szczepański, 2017 r. [pdf], https://www.ciop.pl/CIOPortalWAR/appmanager/ciop/pl/?_nfpb=true&_pageLabel=P620059861340178661073&html_tresc_root_id=32274&html_tresc_id=3000012&html_klucz=32274&html_klucz_spis= [dostęp: 2.04.2021].
- [6i] <https://amcvibro.pl/product/czujniki-drgan-analiza/> [dostęp: 17.04.2021].
- [7i] <https://vibtech.pl/czujniki-drgan/235-czujnik-drgan-sv81-500mvq.html> [dostęp: 17.04.2021].
- [8i] <https://svantek.com/pl/kalibracje/mierniki-drgan-ogolnych/> [dostęp: 18.04.2021].
- [9i] <https://svantek.com/pl/zastosowania/drgania-miejscowe/> oraz file:///C:/Users/HP/Desktop/DiH%20z%20https%202021.05.01/Hand_arm_vibration_960x550.jpg. webp [dostęp: 1.05.2021].
- [10i] <https://only4music.com/czytelnia/18-musictech/704-mikrofony-czyli-jak-nagrasc-swoj-glos> [dostęp: 5.05.2021].
- [11i] <https://svantek.com/pl/> [dostęp: 20.04.2021]; C) <https://www.sonopan.com.pl/pl/produkty/dzwiek/dozymetr-akustyczny-dd-41/> [dostęp: 20.04.2021].
- [12i] <https://pl.decorexpro.com/zvukoizolaciya-i-shumoizolaciya/materialy/> [dostęp: 24.04.2021].

- [13i] <https://www.gabion-tech.pl/gabiony-ogrodzenia.html>, <https://www.skapiec.pl/cat/3893-plyty-i-maty-izolacyjne.html>, <https://swiatkorka.pl/> [dostęp: 24.04.2021].
- [14i] <http://vibroson.com.pl.obudowy-dzwiekoizolacyjne> [dostęp: 13.03.2021].
- [15i] A): <https://sklep-wentylacyjny.pl/pl/c/Wentylatory-osiove-FR-kwadratowe/605> [dostęp: 11.03.2021]. B): https://www.bud-went.com.pl/Pl/oferta/wentylatory_promieniowe/1/ [dostęp: 11.03.2021].
- [16i] http://nop.ciop.pl/m6-4/m6-4_3.htm [dostęp: 8.09.2021].

Wybrane akty prawne

1. PN-86/N-01321. Hałas ultradźwiękowy. Dopuszczalne wartości poziomu ciśnienia akustycznego na stanowiskach pracy i ogólne wymagania dotyczące wykonywania pomiarów.
2. PN-87/B-02151/02. Akustyka budowlana. Ochrona przed hałasem pomieszczeń w budynkach. Dopuszczalne wartości poziomu dźwięku w pomieszczeniach.
3. PN-EN 14253+A1:2011. Drgania mechaniczne. Pomiar i obliczanie zawodowej ekspozycji na drgania o ogólnym działaniu na organizm człowieka dla potrzeb ochrony zdrowia – Wytyczne praktyczne.
4. PN-EN ISO 5349-1:2004. Drgania mechaniczne. Pomiar i wyznaczanie ekspozycji człowieka na drgania przenoszone przez kończyny górne – Część 1: Wymagania ogólne.
5. PN-EN ISO 5349-2:2004/A1:2015-11. Drgania mechaniczne. Pomiar i wyznaczanie ekspozycji człowieka na drgania przenoszone przez kończyny górne – Część 2: Praktyczne wytyczne do wykonywania pomiarów na stanowisku pracy.
6. PN-EN ISO 8041-1:2017. Drgania mechaniczne działające na człowieka – Mierniki – Część 1: Mierniki drgań do zastosowań ogólnych.
7. PN-EN ISO 9612:2011. Akustyka – Wyznaczanie zawodowej ekspozycji na hałas – Metoda techniczna.
8. PN-EN ISO 11690-1:2000. Akustyka – Zalecany sposób postępowania przy projektowaniu miejsc pracy o ograniczonym hałasie, wyposażonych w maszyny – Wytyczne redukcji hałasu.
9. PN-EN ISO 11690-1:2021-05. Akustyka – Zalecany sposób postępowania przy projektowaniu miejsc pracy o ograniczonym hałasie, wyposażonych w maszyny – Część 1: Wytyczne redukcji hałasu [wersja angielska].
10. PN-EN ISO 11690-2:2021-05. Akustyka – Zalecany sposób postępowania przy projektowaniu miejsc pracy o ograniczonym hałasie, wyposażonych w maszyny – Część 2: Środki redukcji hałasu [wersja angielska].
11. PN-ISO 1999:2000. Akustyka – Wyznaczanie ekspozycji zawodowej na hałas i szacowanie uszkodzenia słuchu wywołanego hałasem.
12. PN-N-01307:1994. Hałas. Dopuszczalne wartości parametrów hałasu w środowisku pracy. Wymagania dotyczące wykonywania pomiarów.

13. PN-N-01338:1986. Hałas infradźwiękowy – Dopuszczalne wartości poziomów ciśnienia akustycznego na stanowiskach pracy i ogólne wymagania dotyczące wykonywania pomiarów.
14. PN-N-18002:2000. Systemy zarządzania bezpieczeństwem i higieną pracy. Ogólne wytyczne do oceny ryzyka zawodowego.
15. PN-Z-01338:2010. Akustyka – Pomiar i ocena hałasu infradźwiękowego na stanowiskach pracy.
16. Rozporządzenie Ministra Gospodarki i Pracy z dnia 5 sierpnia 2005 r. w sprawie bezpieczeństwa i higieny pracy przy pracach związanych z narażeniem na hałas lub drgania mechaniczne (Dz.U. Nr 157, poz. 1318).
17. Rozporządzenie Ministra Pracy i Polityki Społecznej z dnia 6 czerwca 2014 r. w sprawie najwyższych dopuszczalnych stężeń i natężeń czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy (Dz.U. z dnia 23 czerwca 2014 r., poz. 817).
18. Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 9 stycznia 2002 r. w sprawie wartości progowych poziomów hałasu (Dz.U. Nr 8, poz. 81).
19. Rozporządzenie Ministra Środowiska z dnia 15 października 2013 r. w sprawie dopuszczalnych poziomów hałasu w środowisku (t.j. Dz.U. R.P., z dnia 22 stycznia 2014, poz. 112).
20. Rozporządzenie Ministra Zdrowia z dnia 2 lutego 2011 r. w sprawie badań i pomiarów czynników szkodliwych dla zdrowia w środowisku pracy (Dz.U. Nr 33, poz. 166).
21. Rozporządzenie Rady Ministrów z dnia 24 sierpnia 2004 r. w sprawie wykazu prac wzbronionych młodocianym i warunków ich zatrudnienia przy niektórych z tych prac (Dz.U. Nr 200, poz. 2047).

SPIS RYSUNKÓW

1. Postać naczyniowa zespołu wibracyjnego: syndrom białych palców i martwica tkanek.....	12
2. Ocena ryzyka zawodowego związanego z narażeniem na drgania	15
3. Przykładowe konstrukcje wibroizolatorów	18
4. Zasada wibroizolacyjnego połączenia części maszyn	18
5. Wibroizolacja i wyciszenie ubijaka pneumatycznego	19
6. Wibroizolacyjne połączenie drgającego elementu rurowego ze ścianą obudowy ...	19
7. Problematyczna skuteczność rękawic antywibracyjnych	20
8. Porównanie symulowanych wartości przyspieszeń drgań uzyskanych metodą analizy amplitudy bez użycia rękawicy i z rękawicą	21
9. Typowe źródła drgań mechanicznych	21
10. Charakterystyka filtrów korekcyjnych A i C	23
11. Krzywe izofoniczne	25
12. Ocena ryzyka zawodowego związanego z narażeniem na hałas	31
13. Instalacje wentylacyjno-klimatyzacyjne na korytarzu i w pokoju wykładowców ..	32
14. Widmo akustyczne w pasmach tercjowych w pokoju pracowników naukowych WIZ PP	33
15. Schematy działania czujników piezoelektrycznego i elektrodynamicznego	41
16. Typowe elementy sondy do pomiarów przyspieszenia drgań mechanicznych	43
17. Sonda do mierzenia przyspieszeń drgań mechanicznych przenoszonych na ciało człowieka przez siedzisko oraz miernik drgań	44
18. Rozmieszczenie sond do pomiaru drgań miejscowych na ciele człowieka: na ręce i na ramieniu w okolicy łokcia	46
19. Schemat działania mikrofonu pojemnościowego i widok mikrofonu pomiarowego	48
20. Całkujące mierniki poziomu dźwięku: CEL starszej konstrukcji, nowy, Svantek i dozometr, Sonopan	49
21. Przykładowe mapy rozprzestrzeniania się fali akustycznej o częstotliwościach 31,5 Hz oraz 1000 Hz	50
22. Przykłady analizy oktawowej i tercjowej hałasu: krzywe oceny hałasu N, oktawowe widmo hałasu przecinarki ścierniej przed i po korekcie, tercjowe widmo hałasu w pokoju wykładowcy uczelni	54
23. Wartości poprawki M przy „sumowaniu” dźwięków z różnych źródeł	57
24. Schemat propagacji fali akustycznej od źródła punktowego	58
25. Schemat propagacji fali akustycznej od źródła liniowego	59
26. Zjawisko chłonności akustycznej	60
27. Typowe materiały i konstrukcje dźwiękochłonne	61
28. Zjawisko izolacyjności akustycznej	62

29. Typowe materiały i konstrukcje dźwiękoizolacyjne: mur betonowy, przegroda z kamieni – gabion, podłoga z korka i mata izolacyjna	62
30. Zasada obliczania długości cienia akustycznego za ekranem	63
31. Ukosowanie stempla wykrojnika w celu zmniejszenia siły cięcia F i hałasu technologicznego	67
32. Wytłumienie tarczy przecinarki ścierniej	68
33. Wyciszenie rurowego podajnika automatu tokarskiego	68
34. Środki techniczne służące do ograniczania hałasu	70
35. Przykład współdziałania ekranu dźwiękoizolacyjnego i ustrojów dźwiękochłonnych	72
36. Dźwiękoizolacyjna obudowa wentylatora oraz zasada budowy „sandwiczowej” przegrody	73
37. Wentylatory osiowy i promieniowy	89
38. Czerpnia powietrza przed i po modernizacji	90
39. Skuteczność akustyczna tłumika zainstalowanego za reduktorem ciśnienia gazu ..	91
40. Widma hałasu wentylatora biurkowego o mocy silnika 42 W	93
41. Widma akustyczne domowych źródeł hałasów aerodynamicznych	94
42. Widma akustyczne aerodynamicznych hałasów lokomocyjnych	95

SPIS TABEL

1. Częstotliwości rezonansowe części ciała człowieka	13
2. Dopuszczalne przyśpieszenia drgań	14
3. Rodzaje odczuć człowieka w zależności od intensywności drgań jednoimpulsowych.	16
4. Parametry i miary hałasu słyszalnego	29
5. Wartości równoważnego poziomu natężenia dźwięku dopuszczalne ze względu na rodzaj stanowiska i charakter pracy	30
6. Wielkości charakteryzujące hałas infradźwiękowy	34
7. Wielkość charakteryzująca hałas ultradźwiękowy	36
8. Najczęściej stosowane techniczne rozwiązania ograniczające hałas źródeł	39
9. Zwiększenie poziomu hałasu wskutek jednoczesnej pracy większej liczby źródeł	56
10. Wartość poprawki M wynikającej z emisji hałasu słabszego źródła	57
11. Geometrie źródeł dźwięku wpływające na jego rozprzestrzenianie	58
12. Dopuszczalne poziomy hałasu w środowisku według rozporządzenia Ministra Środowiska z dnia 15 października 2013 r.	75

