

Мямлін С.В
Зеленько Ю.В., Недужа Л.О.

ПАРАМЕТРИЧНА ЕКОЛОГІЯ НА ЗАЛІЗНИЧНОМУ ТРАНСПОРТІ

Принципи, оцінка, контроль, безпека



*Мямлин С.В.,
Зеленько Ю.В., Недужа Л.О.*

ПАРАМЕТРИЧНА ЕКОЛОГІЯ НА ЗАЛІЗНИЧНОМУ ТРАНСПОРТІ:

ПРИНЦИПИ, ОЦІНКА, КОНТРОЛЬ, БЕЗПЕКА

ПАРАМЕТРИЧНА ЕКОЛОГІЯ НА ЗАЛІЗНИЧНОМУ ТРАНСПОРТІ: ПРИНЦИПИ, ОЦІНКА, КОНТРОЛЬ, БЕЗПЕКА

Автори:

Мямлін С.В., Зеленько Ю.В., Недужа Л.О.

УДК 502.1:656.2

ББК 20.1:39.28

Рецензенти: проф. Машков О.А., проф. Габринєць В.О., проф. Адаменко Я. О.

*Затверджено та рекомендовано до друку Вченою радою
Дніпропетровського національного університету залізничного транспорту імені
академіка В. Лазаряна (Протокол №6 від 03.02.2014р.)*

Монографію присвячено проблемам вивчення впливу фізичних забруднень на залізничному транспорті. Наведено характеристики, а також джерела шуму, вібрацій і електромагнітних випромінювань, розглянуто наслідки їх негативного впливу на навколишнє середовище. Представлено допустимі рівні шуму, вібрацій і електромагнітних випромінювань на робочих місцях, встановлені діючими нормативними документами та дається опис основних методів і засобів захисту від їх негативної дії на залізничному транспорті.

ISBN 978-966-2267-54-9

Вступ

Однією з найбільш важливих і актуальних проблем сьогодення, що стоять перед світовою спільнотою, є проблема захисту навколишнього природного середовища та сталого розвитку.

На даний час питаннями екології займаються фахівці всіх галузей та напрямків, оскільки негативна складова антропогенної діяльності значно переважає над позитивною.

Одним із головних абіотичних факторів навколишнього середовища є фізичні поля, що заповнюють середовище проживання та впливають як на живу, так і неживу природу. Оцінці ступеня впливу фізичних полів на довкілля приділяється основна увага в розділі фізичної екології.

Впровадження нового та модернізація існуючого обладнання, збільшення продуктивності праці і, як наслідок цього, зростання потужності і швидкохідності машин та механізмів часто супроводжується погіршенням умов праці на виробництві - значним підвищенням рівня вібрації та шуму на робочих місцях.

Вібрація та шум, будучи загальнобіологічними подразниками, впливають на всі системи організму людини, викликають передчасне стомлення у працюючих, знижують працездатність і продуктивність праці, при тривалому впливі сприяють розвитку важких професійних захворювань. Тому питанням боротьби з вібрацією та шумом на виробництві надається величезне значення.

Серед багатьох проблем, пов'язаних зі зростаючим парком різних транспортних засобів, не останнє місце займає шумове забруднення навколишнього середовища. Ця проблема найбільш актуальна в мегаполісах. І якщо якийсь час тому назад більш актуальними здавалися питання наросування парку (трьох засобів виробництва), що відповідає сучасним вимогам транспортних засобів до необхідного оптимуму, забезпечення експлуатаційних характеристик високого рівня, то останнім часом значна увага приділяється вже параметричним фізичним полям (шуму, вібрації та електромагнітним випромінюванням).

Паралельно з цим актуальними стали питання вивчення, нормування промислових шумів і вібрацій, їх впливу на людину та навколишнє середовище, а також розробка заходів щодо зниження їх негативного впливу.

Слід зазначити, що реальне зниження шуму можна досягти тільки за умови спеціального технологічного контролю транспортних засобів, які знаходяться у експлуатації за їх акустичними показниками. Такий контроль може бути здійснений під час річних технічних оглядів транспортних засобів та при вибіркових інспекціях, які проводяться уповноваженими органами.

Сьогодні вивченню, аналізу та моделюванню впливу параметричних забруднень на навколишнє середовище приділено увагу багатьох вітчизняних й закордонних, вчених серед яких Овсянніков С.Н., Попов В.І., Тищенко, Г.Л., Абракітов В.Е., Осипов Є.Я., Юдін В.А., Anderton D., Kalivoda M.T., Priede T. та багато інших досвідчених фахівців. Вивчення стану науково-практичної бази за даним питанням дозволить об'єктивно оцінити ступінь параметричного впливу об'єктів залізничного транспорту на навколишнє середовище та обирати найбільш ефективні методи зменшення негативного впливу.

В умовах прагнення нашої держави до інтеграції в Європейський Союз підтверджується необхідність вирішення питань захисту навколишнього природного середовища та сталого розвитку суспільства, яке повинно здійснюватись на рівні міжнародного співробітництва. Позитивний досвід активної роботи України в Організації Співдружності залізниць підтверджує доцільність та перспективу вирішення глобальних екологічних проблем, до яких безперечно відносяться і фізичні параметричні забруднення на відповідному міждержавному рівні.

У монографії наводиться порівняльний опис та аналіз різних підходів до вирішення завдання оцінки шумового, вібраційного та електромагнітного впливу транспортних потоків на прилеглу територію. Наведено як теоретичні основи підходів, так і розглянуті алгоритмічні аспекти реалізації. Як приклади використання окремих підходів приведені існуючі програмні продукти, як вітчизняні, так і розроблені за кордоном.

Автори даної монографії ставлять перед собою завдання вивчення питання оцінки параметричного впливу на навколишнє середовище, пошуку шляхів та методів контролю й мінімізації негативного впливу і розуміння більшості негативних фізичних явищ, що супроводжують експлуатаційні процеси.

Розділ 1.

Характеристики параметричних забруднень на залізничному транспорті

Характер впливу транспорту на довкілля визначається складом техногенних факторів, інтенсивністю їх впливу, екологічною вагомістю впливу на елементи природи. Техногенний вплив може бути локальним (від одиничного фактора) або комплексним (від групи різних факторів, що характеризуються коефіцієнтами екологічної вагомості, які залежать від виду впливу), його характеру, об'єкта впливу. Для оцінки рівня впливу об'єктів транспорту на екологічний стан природи використовують такі інтегральні характеристики:

- * абсолютні втрати навколишнього середовища, виражаються в конкретних одиницях виміру стану біоценозів (флори, фауни, людей);

- * компенсаційні можливості екосистем, що характеризують їх відновлюваність у природному або штучному режимі;

- * небезпека порушення природного балансу, виникнення несподіваних втрат і локальних екологічних зрушень, які можуть викликати екологічний ризик й кризові ситуації у навколишньому природному середовищі;

- * рівень екологічних втрат, викликаних впливом об'єктів транспорту на навколишнє середовище.

Ці характеристики й дозволяють визначити екологічну безпеку у регіонах розташування транспортних об'єктів.

1.1. Типи шуму та вібрацій, що утворюються на залізничному транспорті.

Фактори впливу об'єктів залізничного транспорту на навколишнє середовище можна класифікувати за такими ознаками: механічні (тверді відходи, механічний вплив на ґрунти будівельних, дорожніх, колійних та інших машин); фізичні (теплові випромінювання, електричні поля, електромагнітні поля, шум, інфразвук, ультразвук, вібрація, радіація та ін.); хімічні речовини й сполуки (кислоти, луки, солі металів, альдегіди, ароматичні вуглеводні, фарби й розчинники, органічні кислоти та сполуки та ін.), які поділяються на дуже небезпечні; високонебезпечні; небезпечні та малонебезпечні; біологічні (макро- і мікроорганізми, бактерії, віруси).

Найбільш чітко диференційовані типи забруднень (Рис.1.1) потребують детального вивчення й постійного контролю. З них найбільш характерними для залізничного транспорту є параметричні та інгредієнтний типи.

Ці фактори можуть діяти на природне середовище тривало, порівняно недовго, короткочасно й миттєво. Час дії факторів не завжди визначає розмір шкоди, що завдається природі. За масштабами дії шкідливі фактори поділяються на такі, що діють на невеликих площах, на окремих ділянках місцевості та глобальні. Хімічні речовини й сполуки можуть мігрувати та розсіюватися у повітрі, у воді, ґрунтах, завдаючи зворотний, частково зворотний і незворотний збиток природі.

У міграції хімічних речовин і заразних мікроорганізмів важливе місце займає транспорт. Основними напрямками зниження величини забруднення навколишнього середовища є: раціональний вибір технологічних процесів для

виробництва готової продукції та її транспортування; використання засобів захисту навколишнього середовища та підтримання їх у справному стані.

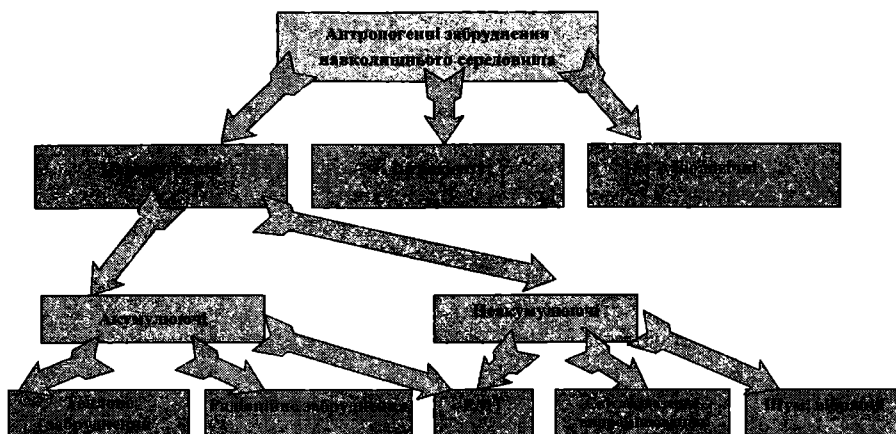


Рис. 1.1. Основні типи забруднень

Сьогодні в питанні оцінки негативного впливу техносфери на навколишнє середовище основна увага приділяється інгредієнтному забрудненню, досліджуються шляхи міграції і трансформації хімічних речовин. Параметричні забруднення також потребують детального вивчення. При цьому найбільша увага з усіх типів параметричних забруднень приділяється радіоактивному забрудненню, що пояснюється його небезпечністю й особливістю впливу на людину та навколишнє середовище.

У всьому світі змінилося ставлення населення до рівня транспортного шуму. Під час руху рухомого складу в кривих малого радіуса з'являється скрегіт, у якому домінують вузькосмугові шуми з частотами від 500 Гц до 8 кГц. Рівень їх гучності набагато перевищує звичайний рівень шуму від кочення коліс по рейках на прямолінійній ділянці за інших рівних умов, тому необхідно знайти таке рішення, яке б допомогло знизити рівень шуму й дозволило залізницям зберегти статус найбільш екологічного виду транспорту.

Скрегіт у кривих виникає тоді, коли колісна пара через різні радіуси кочення коліс не може котитися по рейках без прослизання. Заходи щодо запобігання або зменшення скреготу можуть впроваджуватися на різних стадіях генерування цього шуму. При цьому повинні дотримуватися певні вимоги, наприклад: забезпечення мінімально допустимого значення коефіцієнта тертя, помірні експлуатаційні витрати життєвого циклу, типові умови залізничної мережі, реалізація в ній експлуатаційних процесів.

Крім того, у разі використання мастильних засобів повинна підтверджуватися їх екологічна нешкідливість.

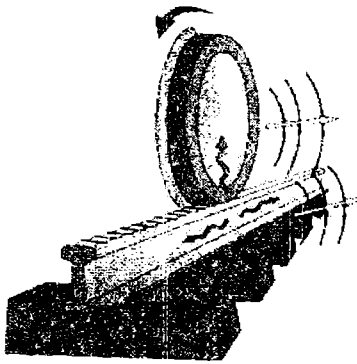


Рис. 1.2. Найбільш результативна система шумоутворення «колесо – рейка»

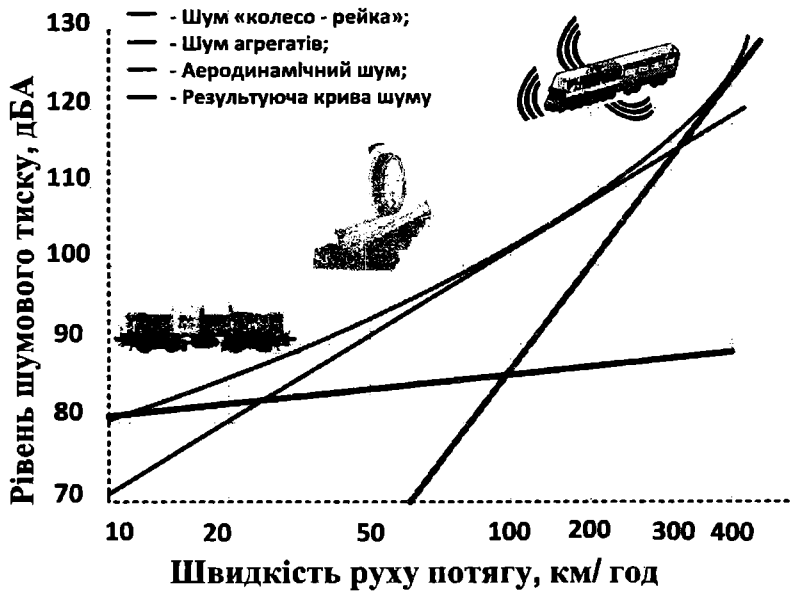


Рис. 1.3. Залежність рівня шумового тиску від рухомого складу, його швидкості та типу діючої системи

Для запобігання скреготу на рухомому складі можуть використовуватися такі рішення: колеса, що обертаються на осі; класичні колісні пари з радіальною установкою коліс; колісні шумопоглиначі (абсорбери); змащування гребеня бандажа або поверхні кочення колеса. Можуть вживатися також відповідні заходи для колії, наприклад: змащування внутрішньої грані або поверхні кочення рейки,

її шумоізоляція, вдосконалення систем рейкових скріплень та застосування рейок різного профілю для внутрішньої й зовнішньої рейок у кривих. Порівняно з автомобільним і повітряним транспортом залізничний має менш шкідливий вплив на навколишнє середовище за всіма чинниками, за винятком одного – шуму. Особливо обтяжливим для мешканців прилеглих до залізниць районів є шум від вантажних поїздів, які прямують переважно ночами. У результаті заміни чавунних гальмівних колодок на композиційні було знайдено рішення для значного скорочення шуму від рухомого складу. Важливим завданням тепер є вже розробка заходів не зі зниження рівня шуму, що з'являється під час кочення колеса по рейці, а зі швидкого й повного перетворення енергії звуку в інші її види. Якщо виходити з того, що проблема шуму кочення в найближчі роки буде вирішена, то залишаються такі проблеми, як скрегіт при проходженні кривих і шум від допоміжного обладнання – вентиляторів й системи кондиціонування повітря.

Характеристикою залізничних поїздів, як джерел непостійного шуму прийнято еквівалентний рівень звуку $L_{\text{екв}}$. У табл. 1.1 наведено деякі значення, виміряні на відстані 7,5 м від осі колії залежно від інтенсивності (пар поїздів за годину) і швидкості 60 км/год руху. Ці дані використовуються при розрахунках очікуваного шуму в зоні житлової забудови. Рівень звуку, який створюється поїздом, рухається з певною швидкістю, може бути визначений за відомим еквівалентним рівнем звуку $L_{\text{екв}}$ (табл. 1.1) з урахуванням поправок $L_{\text{екв}}$, значення яких знаходять за графіком (рис. 1.4).

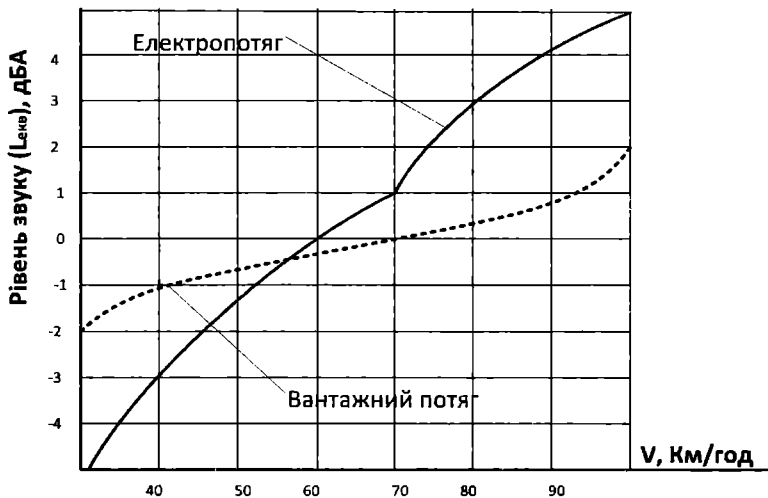


Рис. 1.4. Залежність рівня звуку від швидкості руху поїзда

На рис. 1.4. видно, що крива поправок для електропоїздів розбивається на дві ділянки з переломом на швидкості 70 км/год. Швидкість 60 км/год прийнята як опорна, тому за таких умов $L_{екв} = 0$ для всіх типів потягів.

Для пасажирського або вантажного потяга отримати поправку з графіка досить складно. Тому її слід розраховувати залежно від швидкості V (км/год) з такого виразу, який дає мізерно малу похибку:

$$L_{екв} = -13 + 0,441 V - 0,005 V^2 + 2,08 \cdot 10^{-5} V^3 \quad (1.1)$$

Таблиця 1.1

Еквівалентний рівень звуку за різної інтенсивності руху потягів

Тип потяга	Еквівалентний рівень звуку										
	1	2	3	4	5	8	10	15	20	25	30
Пасажирський	66	69	71	72	73	75	76	78	79	80	81
Електропоїзд	72	75	77	78	79	81	82	84	85	86	87
Вантажний	76	79	81	82	83	85	86	88	89	90	91

Одним з основних джерел шуму в рухомому потязі є локомотив. Шуми локомотива за місцем розташування джерела умовно можна розділити на три групи. До першої групи належить шум, що виникає у ходових частинах локомотива, друга група – шум від агрегатів, розташованих у кузові, а шум від апаратів, розташованих у кабіні, утворює третю групу. Зовнішній шум локомотива визначають джерела перших двох груп.

Шум від колісних пар викликається нерівностями бандажа й поверхні кочення рейок. Цей шум проявляється під час кочення, а також ковзання колеса у поздовжньому й поперечному напрямках. Миттєві значення динамічних сил у системі «колесо-рейка» різко зростають за хвилоподібного зносу рейок, на рейкових стиках, нерівностях гостряків стрілочних переводів, хрестовин. Динамічні сили взаємодії залежать від геометрії нерівностей колеса й рейки, динамічних і ходових властивостей рухомого складу, конструкції, властивостей та стану колії, неоднорідності пружних властивостей підрейкової основи, діаметра колеса, швидкості руху тощо. У результаті дії перерахованих факторів у контакті колеса й рейки виникають високоамплітудні ширококутові коливання з рівнем до 120 дБ.

Джерелом інтенсивного шуму на тепловозах є силове устаткування. Загальний шум дизельного двигуна на відстані 0,5 м від його корпусу при номінальній частоті обертання в аеродинамічний режимі на відстані 1 м від зрізу вихлопного патрубка досягає 120 дБ. Для прикладу в табл. 1.2 наведено рівні звуку основних агрегатів силової установки тепловоза. Значну групу джерел шуму на тепловозах становлять вентилятори систем охолодження двигуна, електричних машин й випрямних установок. Рівень звукового тиску, створюваний вентилятором, пов'язаний складною залежністю з його параметрами. Зі збільшенням окружної швидкості колеса аеродинамічний шум зростає швидше, ніж динамічний. При

цьому вентилятори охолодження дизеля створюють шум вищої інтенсивності, ніж вентилятори електричних машин. Крім цього, під час руху поїзда відбуваються зіткнення автозчіпних пристроїв у результаті відносних бічних, вертикальних та поздовжніх коливань локомотива й вагонів. Шум, що генерується роботою автозчіпних пристроїв, представляє собою нестационарний випадковий імпульсний процес і робить свій внесок у зовнішній шум тепловоза.

Таблиця 1.2

Рівні звуку основних агрегатів тепловоза

Агрегат	Режим роботи	Рівень звуку, дБА
Дизель 2Д100	$n = 820$ об/хв; $N = 1370$ кВт	115
Система випуску	Номинальний режим	123
Об'ємний нагнітач	Те саме	118
Тяговий генератор	$n = 850$ об/хв; $I = 2460$ А	99
Тяговий двигун	$n = 1900$ об/хв	99
Масляний насос	$n = 1500$ об/хв	100
Паливний насос	$n = 850$ об/хв; 75 % номіналу	97
Компресор	$n = 850$ об/хв	105

Сумарний зовнішній рівень звуку $L_{\text{звн}}$ (дБА) від тепловоза можна визначити залежністю

$$L_{\text{звн}} = 10 \lg (10^{0,1 L_{\text{куз}}} + 10^{0,1 L_{\text{вхп}}} + 10^{0,1 L_{\text{кон}}}), \quad (1.2)$$

де $L_{\text{куз}}$ – рівень звуку, що створюється кузовом; $L_{\text{вхп}}$ – рівень звуку вихлопу дизеля; $L_{\text{кон}}$ – рівень звуку, створюваний коченням коліс.

Зовнішній рівень звуку, створюваний електровозом, буде відрізнитися від розрахованого за формулою (1.3) відсутністю складової $L_{\text{вхп}}$. З допоміжних машин електровоза найбільш потужними джерелами шуму є вентилятори охолодження й повітряний компресор. Так, на електровозі серії ВЛ-10 рівень звуку вентилятора на відстані 0,5 м досягає 110, а компресора – 108 дБА.

Основними джерелами зовнішнього шуму вагонів є система «колесо- рейка», зчіпні пристрої та підвагонне обладнання вентиляції й кондиціонування. Останнє з названих джерел у незначній мірі впливає на зовнішній шум поїзда. У цілому зовнішній шум, створюваний рухомим складом, проникає на територію житлових районів з рівнем звуку

$$L_{\text{слж}} = L_{\text{звн}} - L_{\text{осн}} - L_{\text{екр}} - L_{\text{пос}} - L_{\text{пов}}, \quad (1.3)$$

де $L_{\text{осн}}$ – основне загасання, яке визначається відстанню від джерела шуму до РТ; $L_{\text{екр}}$ – ефективність екранувальних споруд (якщо вони є на шляху поширення звуку); $L_{\text{пос}}$ – зниження рівня звуку посадками зелених насаджень; $L_{\text{пов}}$ – загасання звуку, яке визначається типом поверхні землі.

Отримавши уявлення про рівень шуму вітчизняного залізничного транспорту, наведемо деякі дані дослідної експлуатації закордонних залізниць. Так, на японській магістралі Сінкансен при швидкості руху складу 200 км/год на відстані 100 м від осі колії рівень звуку становить 76 дБА, що не перевищує 80 дБА на відстані від осі 7,5 м. Відносно невисокий рівень звуку пояснюється тим, що конструкція колісної пари включає елементи, демпфіруючі коливання колісних центрів. Крім того, дослідження японських учених показали, що при таких швидкостях руху стає «помітним» шум, генерований струмоприймачем. Для обмеження його впливу на навколишнє середовище застосована екранувальна конструкція. На лінії Тохоку – Сінкансен згадані конструктивні рішення дозволили знизити рівень звуку на відстані 25 м від осі колії до 80 дБА.

З досвіду французьких залізниць відомо, що на лінії Ліон – Париж при швидкості 272 км/год на відстані 25 м від осі колії рівень звуку не перевищує 97 дБА. При збільшенні швидкості руху від 80 до 300 км/год рівень звуку зростає на 17 дБА.

На залізницях Німеччини спеціально досліджували шум рухомого складу. Було встановлено, що при швидкості руху 200 км/год на відстані 25 м від осі колії на висоті 3,5 м від поверхні землі рівень звуку склав 86 дБА. У разі збільшення швидкості до 300 км/год рівень звуку досягав 93 дБА. У середині салону пасажирського вагона рівень звуку при цьому не перевищував 75 дБА, що відповідає рівню звуку гучного мовлення.

У США державним стандартом регламентований граничний рівень звуку на відстані 30 м від осі колії величиною 90 дБА. Ця величина порівняння з шумом, створюваним вітчизняним рухомим складом.

За результатами проведених досліджень отримано залежність зовнішнього рівня звуку (дБА) від швидкості руху поїзда у вигляді

$$L_{звн} = 17,7 \lg V + 70,8. \quad (1.4)$$

Наведені дані показують, що розробка спеціальних конструктивних заходів, спрямованих на «заглушення» рухомого складу, дозволила залишити рівень зовнішнього шуму практично незмінним з одночасним підвищенням швидкісного режиму.

Французькі вчені встановили, що вплив швидкості на прогнозований рівень звуку можна подати логарифмічною залежністю

$$L_{звн} = 30 \lg (V_m/V_p), \quad (1.5)$$

де V_m – прогнозована максимальна швидкість руху поїзда; V_p – швидкість руху, при якій рівень звуку відомий.

Оцінка найбільшої величини рівня звуку $L_{звн}$ на швидкісних пасажирських лініях на відстані 30 м від осі колії може бути виконана за формулою (при коефіцієнті кореляції $r = 0,859$)

$$L_{звн} = 44 \lg V_p - 17,5. \quad (1.6)$$

Знаючи величину найбільшого очікуваного рівня звуку, кількість пар поїздів, інтервали їх руху і час проходження ділянки шляху, визначивши параметри шуму в розрахунковій точці, можна знайти усереднений за часом рівень зовнішнього шуму поїзда.

Враховуючи, що в Україні ведуться роботи з підвищення швидкості руху залізничного транспорту, необхідно детальне вивчення та оцінка параметрів швидкісного руху з позиції шумових і вібраційних характеристик. Істотне підвищення швидкостей зобов'язує вже сьогодні розробляти заходи щодо зниження шуму поблизу високошвидкісних магістралей.

Типи шумів, що утворюються на рухомому складі, різні за типом і акустичними характеристиками. Найчастіше утворюється шумове коливання «биття» в системі «колесо-рейка», а також скрегіт.

1.2 «Скрегіт» на рухомому складі

Під скреготом від рухомого складу під слід розуміти шум, що створюється залізничним рухомим складом під час проходження кривих малого радіуса і який не менш ніж на 10 дБА вищий, ніж звичайний шум від кочення коліс по рейках на прямолінійній ділянці за тих самих умов (наприклад, при однаковій шорсткості рейок одного й того самого типу). Наведене визначення можна було б, вважати достатнім, проте скрегіт має й інші характерні особливості:

- зазвичай в скреготинні переважають чисті тони або вузькосмугові шуми; частоти розміщені в типовому діапазоні від 500 Гц до 8 кГц, тобто у найбільш чутливому для людського слуху. У ряді досліджень ідеться про частотний діапазон скреготу 250 Гц - 10 кГц.

Скрегіт під час проходження кривих. Для дослідження цього режиму розглянемо моторну колісну пару візка. Переміщуючись у кривій, вона прагне до продовження прямолінійного руху. У результаті набігання на зовнішню рейку гребеня колеса колісна пара відтискається у середину кривої, що призводить до збільшення вигину внутрішнього колеса. Коли поворотне зусилля внутрішнього колеса стає більшим за силу тертя між ним і внутрішньою рейкою, колесо відхиляється у вихідне ненавантажене положення (або знову в таке положення, у якому воно перебуває в стані зчеплення з рейкою, оскільки сила тертя знову стає більшою за поворотну силу). Далі цей процес багаторазово повторюється, що викликає широкосмугове збудження колеса. Пригнічувані частоти швидко зникають, тоді як частоти власних коливань, що слабо демпфуються, – зростають. Колесо поводить як гонг і видає звук, у якому домінують один або кілька чистих тонів. Друга колісна пара рухомого складу або візка поводиться прямо протилежно стосовно першої, тобто виходить, що виникнення скреготу тут викликається колесом, що котиться по зовнішній рейці кривої.

Наведений аналіз процесу утворення скреготу показує, що шум в основному створюється колесом, яке коливається з власною частотою. Рейка практично не видає ніякого шуму. Крім того, рівень шуму майже не залежить від швидкості

руху. Оскільки скрегіт під час проходження кривих виникає на поверхні кочення колеса, то його називають «скреготом поверхні кочення».

Скрегіт від контакту гребеня бандажа. Як вже зазначалося, під час проходження кривих малого радіуса відбувається набігання гребеня колісного бандажа на зовнішню рейку. Оскільки колісна пара прагне й далі рухатися по прямій, то утворюється кут набігання між колісною парою та рейкою. Внаслідок цього виникає друга точка дотику між колесом і рейкою, у якій гребінь бандажа ковзає зверху вниз по кромці рейки. Тертя цього ковзного контакту призводить до порушення коливань як у колесі, так і рейки. У результаті виникає шум, що створюється і колесом, і рейкою. Його рівень зростає із збільшенням швидкості. Оскільки шум такого типу виникає в результаті контакту гребеня бандажа колеса з рейкою, то його називають «скрегіт від контакту гребеня бандажа». Обидва розглянутих типи скреготу залежно від факторів, що на нього впливають, можуть виникати як незалежно один від одного, так і спільно.

Для запобігання скреготу від контакту гребеня бандажа можуть використовуватися різні конструктивні рішення, які дозволяють колесам котитися в кривій так, щоб вони дотикалися до рейки тільки у своїй найнижчій точці спрямування. Цього можна досягти за допомогою системи спрямування колеса: вільно обертаються на осі або колісні пари встановлюються таким чином, щоб площина коліс завжди була паралельна рейкам. За рахунок зменшення сил зчеплення в контакті між колесом і зовнішньою рейкою зменшується амплітуда порушення коливань.

Порушення може бути також зменшено шляхом додаткового демпфірування колеса й рейки незалежно від того, є демпфіруючі пристрої складовою конструкції колеса або рейки, чи вони встановлені на колесі або рейці у вигляді додаткових пристроїв.

Скрегіт поверхні катання. Для запобігання скреготу поверхні катання можуть використовуватися різні конструктивні рішення, які дозволяють колісним парам або колесам вільно котитися по рейках у кривій, а саме:

застосування коліс, що вільно обертаються на осі, замість класичних колісних пар. Такий захід допоможе запобігти або істотно знизити скрегіт у кривих будь-якого прохідного радіуса. У цьому випадку проблеми часто виникають при вході в криву і при виході з неї, якщо система керування не в змозі встановити колеса точно паралельно рейкам;

- використання колісних пар з радіальною установкою. Це дозволить ще на певну величину зменшити мінімальний радіус кривої, у якій забезпечується вільне кочення колісної пари. За рахунок зменшення напруженого стану колеса зменшується амплітуда збудження. Зменшена амплітуда режиму переривчастого контакту вже не в змозі порушувати власні коливання колеса. Такого зменшення можна досягти за рахунок зниження сил зчеплення в точці контакту.

Для гасіння власних коливань колеса можуть також використовуватися демпфіруючі пристрої, які або можуть бути складовою конструкції колеса, або встановлюватися на ньому у вигляді додаткових пристроїв. Таким чином, будь-які заходи, спрямовані на зниження інтенсивності коливань колеса, ведуть до зниження рівня випромінюваного ним шуму.

1.3 Джерела вібрації

Вібрація як чинник екологічного дискомфорту проявляється у вигляді безпосереднього впливу, викликаючи резонансні явища в конструкціях у вигляді створюваного цими конструкціями шуму, що має назву структурний звук або звукова вібрація. Прикладом такого прояву вібрації є збудження резонансних коливань елементів житлових будинків та їх внутрішнього неглибокого облаштування. Джерелами збудження в містах є наземний транспорт, метро (особливо мілкого закладення), сантехнічне та ліфтове устаткування, а також опалювальні, вентиляційні та інші системи життєзабезпечення (рис. 1.5).

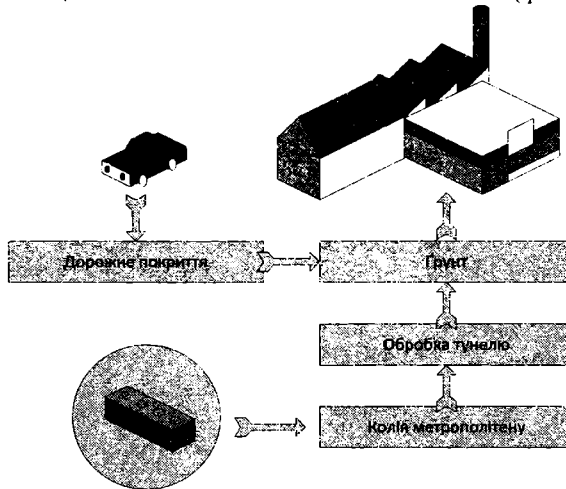


Рис. 1.5. Шляхи поширення вібрації від наземного транспорту й метро

Вібраційний вплив автомобільного транспорту на прилеглі до магістралі будинки залежить як від стану дорожнього покриття, так і від інтенсивності транспортного потоку й типу машин у ньому. Найбільший вплив роблять великовантажні автомашини. Висока жорсткість ресорного підвішування призводить до ударних процесів при переїзді нерівностей типу «вибоїна», що генерують вібрації широкого частотного спектра, які залежно від типу ґрунту загасають з різною інтенсивністю. Захистити від вібрації будівлі в обстановці, що склалася, практично не можливо за винятком укладання на дорозі більш масивної подушки, що можна здійснити лише під час реконструкції траси.

Нові будівлі слід зводити на відстані, що забезпечує загасання енергії коливань у ґрунті до вимоги норм. Одночасно слід зазначити, що крім вібрації транспортні потоки створюють інтенсивний шум, рівень якого також ефективно знижується зі збільшенням відстані між трасою й житловою забудовою.

Інтенсивним джерелом вібрації є метро мілкого закладення, будівництво якого є економічно ефективним, але абсолютно не виправдано з точки зору

впливу на навколишнє середовище. Для виключення вібраційного впливу на житлові будинки вони мають зводитися на відстані не менше 40 м від осі найближчої колії. Для цього необхідна смуга відведення шириною близько 100 м. Зрозуміло, що при існуючій ціні на землю цією вимогою нехтують. Взаємодія системи «колесо-рейка» передається через основу колії на обробку тунелю, коливання якого досягають значних величин (рис. 1.6)

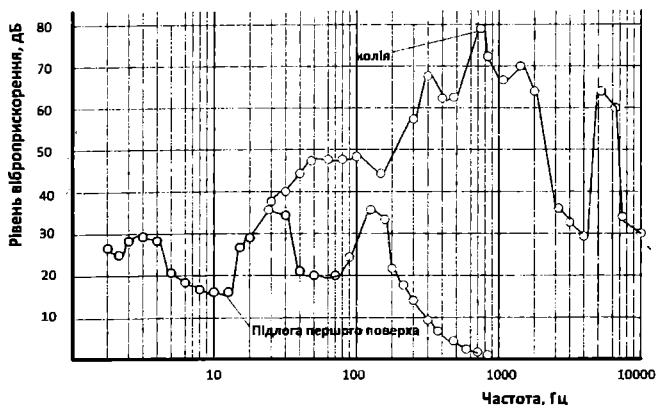


Рис. 1.6. Спектри віброприскорення основи колії метрополітену та першого поверху житлового будинку

Розділ 2.

Міжнародні принципи нормування параметричних забруднень

На сучасному рівні розвитку та інтенсифікації виробництва проблема боротьби з негативними фізичними факторами стала однією з найактуальніших. Впровадження в промисловість нових технологічних процесів, зростання потужностей й швидкодії машин і механізмів, збільшення кількості транспортних засобів призводить до того, що людина на виробництві та в побуті постійно піддається впливу шуму все більш високої інтенсивності, вібрацій та електромагнітних випромінювань. У технічній літературі навіть з'явився термін "фізичне (параметричне) забруднення навколишнього середовища".

Витрати на заходи щодо зменшення шкідливих наслідків від транспортних шумів зростають. До боротьби з ними зараз залучені більшість галузей промисловості. Однак значних успіхів у цьому досягти поки не вдалося. Весь ефект від введення організаційно-технічних заходів щодо зниження транспортного шуму нівелюється практично пропорційним його зростанням за рахунок збільшення швидкості перевезень і зростання агрегатної потужності транспортних засобів, що об'єктивно відповідає генеральному напрямку розвитку сучасного суспільства – інтенсифікації виробництва та зростанню продуктивності праці.

За таких умов вирішальних успіхів у боротьбі з шумом транспортних потоків неможливо домогтися без різкого зниження рівня акустичної потужності окремих транспортних одиниць, які необхідно розглядати поелементно.

Фоном усіх цих проблем є невідмінна вимога підвищення ефективності роботи залізничного транспорту, що припускає в технічному аспекті скорочення витрат на виробництво й експлуатацію. Для промисловості це означає зменшення металоємності рухомого складу з одночасним збільшенням його надійності й довговічності за мінімальних витрат експлуатаційних матеріалів. Основним напрямком вирішення цього завдання є розробка та освоєння виробництвом легких, малогабаритних, довговічних силових установок, які витрачають мінімум паливно-мастильних матеріалів на виробництво одиниці роботи.

Проблема зниження шуму на рухомому складі займає особливе місце серед найважливіших проблем, підтвердженням чому служить той факт, що на сьогодні в більшості промислово розвинених країн введені обмеження граничних рівнів шуму на законодавчому рівні, зокрема Правила ЄЕК ООН, Директиви ЄС, стандарти серії ISO і т.д. При цьому відомо, що рівень більшості потужних, економічних й масогабаритних показників двигуна, в основному визначається кон'юнктурними міркуваннями. Тенденція посилення вимог до акустичних якостей рухомого складу, а також необхідність відповідати вимогам обмежувальних норм висунули віброакустичні характеристики до числа основних показників, які зумовлюють конкурентоспроможність на світовому ринку.

Слід зазначити, що реальне зниження шуму можливе тільки за умови спеціального контролю експлуатованих трансплутуємих засобів за їх акустичними показниками. Такий контроль може бути здійснений під час річних технічних оглядів автомобілів і вибіркової інспекції, які проводяться уповноваженими органами.

Ця монографія є першим кроком до комплексного дослідження поширення шуму на залізничному транспорті, основними цілями якого є:

вивчення існуючих математичних моделей з прогнозування поширення шуму на залізничному транспорті;

- оцінка можливості застосування таких моделей в умовах Укрзалізниці;
розробка рекомендацій з доопрацювання існуючих моделей з метою адаптації до умов українських залізниць;

- напрацювання матеріалів і вивчення передового світового досвіду для розробки адаптованої математичної моделі з прогнозування поширення шуму на українських залізницях;

- експериментальні дослідження рівнів акустичного випромінювання на українських залізницях і в її зонах (особливо в густонаселених районах);

- побудова шумової карти Укрзалізниці;
розробка рекомендацій щодо зниження рівнів впливу акустичного випромінювання на населення, яке проживає в зонах залізничних магістралей.

Дослідженнями гігієністів встановлено, що шум підвищеної інтенсивності несприятливо впливає на організм людини, викликає серйозні захворювання, призводить до втрати працездатності, знижує продуктивність праці на 10 – 15 %, одночасно значно погіршуючи її якість.

Звуковий тиск та інтенсивність звуку є характеристиками звукового поля в певній точці простору і не описують безпосередньо джерело шуму. Вони залежать від місця розташування точки вимірювання, спрямованості випромінювання, умов поширення звукових хвиль. Для того щоб порівнювати шум різних джерел один з одним, розраховувати рівні звукового тиску на проєктованих ділянках, необхідно знати об'єктивні характеристики джерела шуму.

Нормування шуму виконується з метою встановлення науково-обґрунтованих гранично допустимих значень рівнів шуму на робочих місцях, які за щоденного систематичного впливу протягом восьмигодинного робочого дня не можуть викликати захворювань людини.

Для орієнтовної оцінки (наприклад, під час перевірки органами нагляду, виявлення необхідності впровадження заходів щодо зниження шуму та ін). Як характеристику постійного широкосмугового шуму прийнятий допустимий рівень звуку (в дБА), вимірюваний шумоміром з використанням частотної характеристики А., яка імітує криву чутливості органу слуху людини.

Нормованою характеристикою непостійного шуму на робочих місцях є інтегральний критерій – еквівалентний (за енергетичним показником) рівень звуку (в дБА), для вимірювання якого використовуються спеціальні інтегруючі шумовимірювачі. Допустимі значення еквівалентних рівнів звуку непостійних широкосмугових шумів наведені в цілому спектрі нормативних документів – галузевих, національних, і міжнародних.

Хоча дослідженнями шумів від залізничного транспорту займаються досить давно, але й зараз ця проблема продовжує бути досить актуальною через різке зростання рівнів шуму, що значно перевищує допустимі безпечні норми. Таким чином, шумовий смог, у якому проживає значна частина населення Європи, вийшов на рівень шкідливого впливу на життя і здоров'я людей.

Тому останнім часом Євросоюз звернув серйозну увагу на дослідження шумів та вібрацій від залізничного транспорту, створення шумових карт, розробку методів зменшення рівнів вібрацій та шумів.

Зараз в багатьох країнах ЄС вже розроблені й застосовуються власні математичні моделі із запобігання поширенню шуму на залізничному транспорті, зокрема RMR, SRM II (Netherlands, EC-Interim); Schall03, Schall Transrapid, VBUSch (Germany); ;Schall03 new (Germany);DIN 18005 (Germany);ONR 305011 (Austria);Semibel (Switzerland);NMPB-Fer (France);CRN (United Kingdom);TemaNord 1996:524 (Scandinavia);FTA/FRA (USA);Nordic (Norway);Harmonise (Europe);Imagine (Europe).

Наведемо деякі вимоги директиви ЕК 2001/16 у сфері нормування шуму від залізничного рухомого складу, розробленої Європейським парламентом і Радою Європейського Союзу й опублікованої в офіційному бюлетені Європейських держав.

В транспортну політику Ради Європейського Союзу включені сучасні стратегії визначення питань довкілля та сталого розвитку, де на перший план висунуто необхідність активно діяти в напрямку зменшення негативного впливу транспорту на навколишнє середовище.

Комерційна експлуатація поїздів всієї транс'європейської залізничної мережі потребує, зокрема, бездоганної сумісності характеристик інфраструктури й рухомого складу, ефективного взаємозв'язку між системами інформації та зв'язку різних керуючих і операторів інфраструктури. Від цього залежатимуть рівні інтенсивності руху, безпека, якість обслуговування, вартість.

Першим кроком Ради для досягнення цих цілей є прийняття Директиви 96/48/ЕС щодо експлуатаційної взаємодії на транс'європейській високошвидкісній залізничній системі.

Відповідно до Директиви 91/440/ЄЕС Ради від 29.07.1991р. щодо розвитку залізниць залізничні компанії повинні отримати доступ до залізничних мереж держав-членів. Це, у свою чергу, передбачає експлуатаційну взаємодію інфраструктури, обладнання, рухомого складу й систем управління та експлуатації, включаючи кваліфікацію персоналу та санітарно-гігієнічні умови та умови безпеки на робочому місці, необхідні для експлуатації та обслуговування розглянутих підсистем і для реалізації технічних умов на експлуатаційну сумісність (TSIs). Однак безпосереднього або опосередкованою метою цієї Директиви не є гармонізація умов праці в секторі залізничного транспорту.

Держави-члени Організації Співдружності залізниць (ОСЖД) відповідають за дотримання вимог загальних правил безпеки, санітарії та захисту споживача, що поширюються на залізничні мережі під час їх проектування, будівництва, введення у експлуатацію та рід час експлуатації.

Є великі відмінності в національних постановах і внутрішніх правилах й технічних умовах, застосованих на залізницях, оскільки вони містять методи, які є специфічними для національних галузей промисловості, і регламентують специфічні розміри, пристрої та характеристики. Така ситуація не дозволяє поїздам курсувати без перешкод по всій залізничній мережі Співдружності.

Назвемо основні вимоги директиви.

Розділ «Безпека»:

- проектування, виготовлення або складання, технічне обслуговування та поточний моніторинг мають вирішальне значення для безпеки компонентів і особливо компонентів, задіяних під час руху поїздів, повинні гарантувати безпеку на рівні, відповідному цілям, встановленим для мережі, включаючи особливі несприятливі ситуації;

- параметри контакту колесо-рейка повинні відповідати вимогам до стійкості, необхідної для гарантії безпечного руху за максимально допустимою швидкості;

- використовувані компоненти повинні витримати будь-які звичайні або небезпечні динамічні навантаження, які були встановлені під час їх експлуатації. Негативні наслідки для безпеки за будь-яких випадкових відмов повинні бути обмежені відповідними засобами;

- проектування стаціонарних установок та рухомого складу й вибір використовуваних матеріалів повинно бути націлено на обмеження виникнення, поширення й вплив вогню та диму в разі пожежі;

Розділ «Захист навколишнього середовища»:

- вплив на навколишнє середовище внаслідок створення й експлуатації звичайної транс'європейської залізничної системи має оцінюватися і

враховуватися на етапі проектування цієї системи відповідно до чинних положень Співтовариства;

- під час розробки та виготовлення рухомого складу та систем енергопостачання має бути забезпечена електромагнітна сумісність з апаратурою, обладнанням та державними чи приватними залізничними мережами, на яких вони можуть викликати перешкоди;

- під час експлуатації звичайної транс'європейської залізничної системи повинні дотримуватися існуючі правила на зашумленість;

- експлуатація звичайної транс'європейської залізничної системи не повинна викликати недопустимий рівень наземних коливань для споруд та ділянок, близько розташованих до залізничної інфраструктури;

- функціонування систем забезпечення електричною або тепловою енергією не повинно завдавати шкоди навколишньому середовищу понад встановлені обмеження;

- повинні бути вжиті відповідні кроки для обмеження небезпеки, якій піддаються люди, особливо під час проходження поїздів через станції;

- інфраструктура, до якої населення має доступ, повинна бути спроектована й зведена так, щоб обмежити будь-яку небезпеку для людського життя (стійкість, пожежна безпека, доступність, евакуація, допомога й т.д.);

- повинні бути розроблені відповідні положення, щоб врахувати специфічні умови безпеки в тунелях дуже великої протяжності.

Розділ «Технічна сумісність»:

Системи, що використовуються для забезпечення електричною та тепловою енергією повинні:

- дозволяти рухомому складу досягати певних рівнів експлуатаційних параметрів;

- у випадку систем постачання електрикою бути сумісними із встановленими на поїздах струмоприймачами.

Технічне оснащення й технології, використовувані центрами з технічного обслуговування та ремонту, повинні гарантувати безпечну роботу підсистеми і не повинні становити загрози для здоров'я й безпеки.

2.1. Пошук рішень у директивах і стандартах

Апробування протягом останніх десятиліть сучасних методів обробки та аналізу даних, організації контролю та моніторингу технічного стану енергомеханічного обладнання, подання та передача інформації тощо сприяло розробці рекомендацій з діагностування, що добре зарекомендували себе у світовій практиці. ISO/TC 108 «Механічна вібрація та удар» розроблено міжнародні стандарти, спрямовані на забезпечення порядку, технології виміру і контролю стану обертових машин.

Діагностування машинного обладнання здійснюється за рахунок реєстрації та аналізу цілого комплексу параметрів, що найбільш повно відображають технічний стан конкретного типу машини. У загальному випадку рекомендується фіксувати такі характеристики: температура, тиск і ступінь стиснення, витік робочого середовища, сила струму й напруга, опір, вхідна й вихідна потужності, шум і

вібрація, тиск і витрата масла, його трибологічні властивості, ведучий момент, швидкість, подовження деталей, кутове положення, ККД. Аналіз вищевказаних характеристик необхідно виконувати спільно, оскільки між ними існує взаємозв'язок. Загальні вимоги на збір і аналіз цих даних, методи контролю, критерії та межі зон станів та інші важливі фактори регламентовані в стандарті ISO 17359:2003.

На продовження викладеного, в стандарті ISO 13380:2002 для 9 основних типів машин (електродвигуни, парові, авіаційні та промислові газові турбіни, насоси, компресори, електрогенератори, вентилятори, двигуни внутрішнього згоряння) вказані найбільш типові несправності та їх симптоми, які згодом призводять до параметричних забруднень навколишнього середовища. У табл. 2.1 на прикладі компресора наведено рекомендовану діагностичну матрицю. З неї видно, що 8 з 10 типових дефектів компресора можуть бути виявлені за допомогою вимірювань рівня вібрації.

Контроль цих та інших основних діагностичних параметрів, розглянутих у стандарті ISO 13380:2002, передбачає комплексне використання параметричної, трибологічної, вібраційної та інших методів діагностики.

Таблиця 2.1

Таблиця контролю технічного стану компресора

Несправність	Симптом або зміна параметра								
	Витік газу / рідини	Лінійний розмір	Потужність	Тиск або вакуум	Швидкість	Вібрація	Температура	Забруднення масла	Витік масла
Попшкодження робочого колеса	–	+	+	+	+	+	–	–	–
Попшкодження ущільнення	+	+	–	+	+	–	–	+	–
Похибка форми робочого колеса	–	–	+	+	+	+	+	–	–
Попшкодження підшипників	–	+	+	–	+	+	+	+	+
Знос підшипників	–	+	–	–	–	+	+	+	–
Несправність системи охолодження	+	–	–	+	–	–	+	+	–
Несправності клапанів	+	–	–	+	–	+	+	–	–
Похибка монтажу	–	–	–	–	–	+	–	–	–
Дисбаланс	–	–	–	–	–	+	–	–	–
Неспіввісність валів	–	+	–	–	–	+	–	–	–

Особливу увагу в ході діагностування необхідно приділяти забезпеченню необхідного рівня достовірності результатів контролю та прогнозування зміни стану. У стандарті ISO 13379:2003 за бальною шкалою регламентовані різні фактори, що відображають можливість виявлення несправності, точність діагностування та прогнозування, правильність використовуваного методу при контролі стану й ризик пошкодження машини від впливу несправності. Зазначені основні положення щодо визначення кількісних характеристик цих параметрів із застосуванням сучасної обчислювальної техніки дозволяють визначити також і ефективність системи діагностики.

Практичний досвід показав, що для контролю технічного стану вузлів машинного обладнання вібраційний метод є одним з найбільш інформативних. Основним і одночасно найпростішим способом оцінки стану машин є визначення їх відповідності нормам за інтегральним критерієм вібрації. Він базується на припущенні, що подібні за потужністю, висотою осі обертання, частотою обертання, способами установки, умовами монтажу та експлуатації агрегати мають приблизно однакові допустимі значення механічних коливань при досягненні граничного стану.

Питання нормування вібрації різних типів машин детально розглянуті в багатьох працях де проаналізовано основні національні стандарти: де встановлені норми на вібрацію як на необертових частинах, так і на обертових валах для великих стаціонарних парових турбін і генераторів, різних промислових машин, газотурбінних установок. У них зазначено, що на відміну від ISO 2372, VDI 2056 та інших стандартів, які діяли раніше в ISO 10816 та ISO 7919, крім оцінки стану машин за абсолютним значенням вібрації (що характеризують зони стану А, В, С, D), введено додатковий критерій у разі зміни цих значень. Він базується на порівнянні вимірюваної величини широкосмугової вібрації з еталонним (опорним) значенням кожного вузла агрегату в сталому режимі роботи (базовою лінією), яке визначається з досвіду експлуатації цієї машини. У більшості випадків вважається, що зміни рівня коливань у бік збільшення або зменшення на 25 % значення верхньої межі зони В слід розглядати як істотні, навіть коли ще не досягнута межа зони С за першим критерієм. Це передбачає виконання діагностичного обстеження з метою виявлення причин такої зміни і запобігання виникнення небезпечних ситуацій. Важливість цього підходу полягає в тому, що незалежно від початкового рівня вібрації, значущі зміни будуть помічені і використані для діагностування виниклих дефектів.

На додаток до питань нормування вібрації слід виділити основні положення щодо поршневих машин, розглянуті в міжнародному стандарті ISO 10816-6:1995. Оцінці піддаються середньоквадратичні значення (СКЗ) вібропереміщення, віброшвидкості й віброприскорення в смузі частот від 2 до 1000 Гц. При цьому регламентується розташування контрольних точок для машин з вертикальним, опозитним і V-подібним розташуванням циліндрів. На рис. 2.1 показане розташування точок контролю з боку привода. Як критерій використовується інтенсивність вібрації, яка визначається максимальним значенням з вимірних СКЗ зміщення, швидкості й прискорення.

У табл. 2.2 показані межі зон вібраційного стану машини:

- А. – вібрація знову введеної в експлуатацію машини;
 В. – машини з вібрацією в цій зоні зазвичай вважаються придатними для тривалої безперервної експлуатації.
 С. – машини з вібрацією в цій зоні зазвичай вважаються непридатними для тривалої експлуатації. Машини в такому стані можуть працювати протягом обмеженого часу.
 D. – значення вібрації в межах цієї зони зазвичай вважаються досить інтенсивними, щоб викликати пошкодження машини.

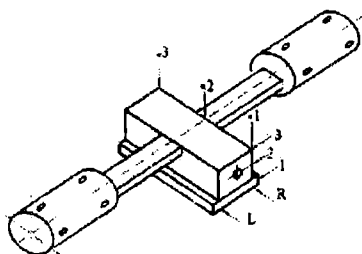


Рис. 2.1. Розташування точок вимірювання вібрації машини з опозитним розташуванням циліндрів (з боку приводу):

L – ліва сторона вимірювання; *R* – права сторона вимірювання;

*1**, *2**, *3** – контрольні точки.

Рівні виміру: *1* – підстава машини, *2* – рівень колінвалу; *3* – верхня кромка бази

Таблиця 2.2

Класифікаційні номери й оцінні норми інтенсивності вібрації машин з зворотно-поступальним рухом

Ступінь інтенсивності вібрації	Граничні значення загальної вібрації, за виміром на корпусі машини			Класифікаційний номер вібрації						
				1	2	3	4	5	6	7
	Зміщення (СКЗ), мкм	Швидкість (СКЗ), мм/с	Прискорення (СКЗ), м/с ²	Оціночі зони						
1,1	≤17,8	≤1,12	≤1,76	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	A/B	
1,8	≤28,3	≤1,78	≤2,79							
2,8	≤44,8	≤2,82	≤4,42							
4,5	≤71,0	≤4,46	≤7,01							
7,1	≤113,0	≤7,07	≤11,10	C	D	C	D	C	D	
11,0	≤178,0	≤11,20	≤17,60							
18,0	≤283,0	≤17,80	≤27,90							
28,0	≤448,0	≤28,20	≤44,20							
45,0	≤710,0	≤44,60	≤70,10							
71,0	≤1125,0	≤70,60	≤111,00							
112,0	≤1784,0	≤112,00	≤176,00							
180,0	≥1784,0	≥112,00	≥176,00							

Слід зазначити, на сьогодні узагальнені статистичні дані тільки за промисловими і судновими дизельними установками, які класифікуються номерами 5, 6, 7. Для інших типів машин, у тому числі газових поршневих компресорів, даних поки недостатньо.

У зв'язку з тим, що зараз розроблено і введено в дію досить багато стандартів з вібраційної діагностики, з метою їх систематизації в документі ISO 13373-1:2002 викладено загальні вимоги для віброконтролю машинного обладнання. Узагальнено основні положення щодо вибору апаратної частини: засобів вимірювання (on- або off-line), підсилювачів сигналів, перетворювачів, регламентовано положення умов кріплення і місць установки датчиків на частинах машини. Відповідно до стандартів ISO 10816 та ISO 7919, надано основні рекомендації коротко з проведення вимірювань абсолютної і відносної широкосмугової вібрації.

В якості додаткової корисної інформації, викладеної в документі ISO 13373-1:2002, слід виділити опис особливостей пристрою і застосування, типових робочих характеристик 3-х основних видів перетворювачів: акселерометрів, велосіметрів і датчиків переміщення.

Як довідковий матеріал для всіх основних промислових машин вказано контрольовані параметри вібрації, найкращі місця встановлення, орієнтація й типи датчиків. Більш конкретна інформація з контролю й норм кожного з цих типів машин наведена в зазначених посиланнях на відповідні частини стандартів ISO 10816 та ISO 7919.

Моніторинг стану машини потребує періодичного контролю вібрації в певних контрольних точках системами on- або off-line. Встановлені межі зон стану, рекомендовані в стандартах ISO 10816 та ISO 7919, необхідно використовувати, зокрема і для того, щоб визначити інтервал контролю, який змінюється залежно від величини спостережуваної вібрації та/або швидкості її зміни. На рис. 2.3 показано типовий тренд вібрації, де поточна величина перебуває в зоні . Залежно від закону зміни швидкості (лінійний, нелінійний) та її величини, тимчасові інтервали можуть залишатися колишніми або може бути запланований частіший контроль з подальшим виконанням діагностування. Якщо прогнозується перевищення максимально допустимої амплітуди до наміченого технічного обслуговування, необхідно підтвердити швидкість збільшення безперервним або більш частим контролем і перенести термін наступного обслуговування.

У сучасних стандартах наголошується, що метод визначення вібрації в широкій смузі частот у багатьох випадках не є достатнім для оцінки технічного стану машини. У них показано необхідність застосування аналізу частотних складових вібрації, їх фазових співвідношень, спектрального аналізу та інших поширених методів. Проте встановити відповідні критерії і норми оцінки технічного стану, враховуючи індивідуальні особливості конструкцій вузлів і машин в цілому поки не представляється можливим. Незважаючи на це, в стандартах ISO, що розробляються останнім часом, вказуються загальні рекомендації для застосування різних методів аналізу. Основні положення для проведення спектрального аналізу наведено в ISO 13373-1:2002, де відзначені основні дефекти і гармоніки вібрації (1x, 2x і т.д.), на яких вони проявляються.

Найбільш характерні несправності машин і відповідні частотні складові показані в табл. 2.3. Ступінь розвитку цих та інших дефектів визначається шляхом порівняння поточних спектрів з опорними, виміряними при введенні машини в експлуатацію або після капітального ремонту.

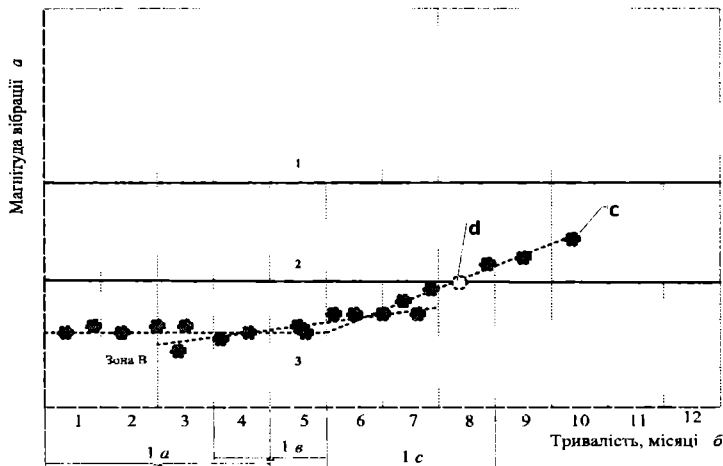


Рис. 2.3. Тренд широкосмугової вібрації, виміряної на обертовому валу або опорі машини. Величина вібрації перебуває в зоні (B):

1 - потрібне втручання; 2 - тривога; 3 - нормально, a - пік - пік переміщення (мкм) або СКЗ швидкості (мм / с); b - для визначення кордону вібрації, див. ISO 7919 або ISO 10816; c - прогнозована координата необхідного втручання; d - потрібна додаткова точка через 48 годин.

З огляду на те, що більшість діагностичних систем розроблялося незалежно одна від одної, стає актуальним питання про їх сумісність. У стандарті ISO 13374-1:2003 вказані основні вимоги до відкритих систем, які дозволяють збирати, обробляти, передавати й подавати інформацію за допомогою різних пакетів програмного забезпечення та комп'ютерних платформ. Крім того, ці системи повинні містити інформацію про тип і місце установки перетворювачів, джерела даних вимірювання, порог спрацьовування попереджувальної сигналізації. У рамках угоди MIMOSA правила ідентифікації місця розташування датчика, його типу, орієнтація для установки на частинах машини у вигляді алфавітно-цифрових символів описані в стандарті ISO 13373-1:2002. Головною його метою є встановлення рекомендацій для уніфікації даних діагностичних систем, комп'ютерних систем управління експлуатацією, експлуатаційних журналів для забезпечення можливості створення загальної інформаційної системи управління машинного обладнання ISO 13374-1:2003. Принципова схема такої системи діагностики й управління машинним обладнанням, отримана з Інтернет-сайту MIMOSA, показана на рис. 2.4.

Деякі дефекти вузлів машин та їх вібраційні характеристики

Причина	Частотні характеристик и вібрації	Примітка (Вимірювання фази може надати додаткову інформацію)
Дисбаланс	1x	Дисбаланс дає зміни вектора на 1x гармоніці. Вібрація буде найбільшою, коли швидкість обертання буде збігатися з критичною швидкістю ротора. Істотна зміна фази вібрації відбудеться при проходженні через критичні швидкості
Неспіввісність валів	1x, 2x або гармоніки вищих порядків	Кутова/паралельна неспіввісність виникає через геометричні неточності з'єднання валів. Це призводить до порушення вібрації за вигину вала. У деяких випадках осьова складова вібрації може мати приблизно ту саму амплітуду, що й радіальні складові
Цапфа вала підшипника – при експлуатації. Стан геометрія	Субгармонік або 1x, 2x, 3x	Зміни експлуатаційного стану підшипника або його геометрії можуть бути причиною зміни усталеної вібрації в 1x і гармонік вищих порядків або нестабільності субгармонік (вихрова змазка або сухий вихор). В останньому випадку вібрація зазвичай нестійка і може збільшитися в часі, причому досить швидко
Шийки вала з похибками форми	1x і для некруглих шийок валів – гармоніки оборотної швидкості обертання	Значення вібрації можуть бути аномальними при низьких швидкостях ротора, як і при проходженні ротора через критичні швидкості. За встановленої швидкості ротора величини вібрації постійні
Ослаблення вузлів ротора	1x і гармоніки швидкості обертання	Значення вібрації можуть бути безладні й непослідовні між наступними циклами пуску зупинки. Іноді можуть спостерігатися субгармонік
Теплова асиметрія	1x	Вона може бути викликана нерівномірною вентиляцією ротора, короткозамкненими електричними обмотки або нерівномірною посадкою вузлів. Характеристики вібрації при згині ротора ті самі, що і при дисбалансі, але не стабільні.
Дефекти зубчастих передач	в вищі частоти відповідають гармонікам зубцеві частоти / частоти обертання	Виявлення цих дефектів потребує застосування високочастотних датчиків. При дефекті одного зуба: 1x і кратні гармоніки. Для зношених зубів: зубцеві частоти з бічними смугами (модуляціями) і кратними гармоніками

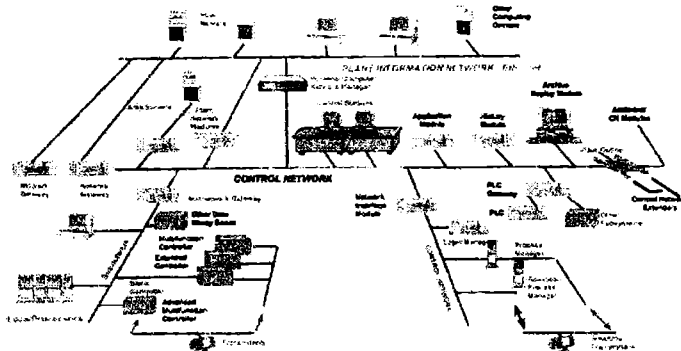


Рис. 2.4. Схема відкритої діагностичної системи підприємства

Для передачі даних можуть використовуватися різні методи. Віддалений доступ до баз даних на сервері за допомогою мови програмування SQL може здійснюватися через мережу за допомогою протоколу зв'язку RDA. Стандарт XML забезпечує передачу даних по мережах Інтернет/Інтранет для різних комп'ютерних платформ. Також можуть використовуватися формат MMS та об'єктно-орієнтований метод передачі даних CORBA. При цьому файли мають двійкову систему кодування або ASCII, які можуть бути експортовані/імпортовані комп'ютерними системами.

Відкриті інформаційні системи повинні підтримувати формати для передачі числових архівних даних, спектральних даних БПФ і з постійною відносною шириною смуги, тимчасової реалізації сигналу, температурних полів і робочих параметрів машини. Аналіз вібрації повинен здійснюватися за допомогою різних методів. Крім розглянутих, рекомендується досліджувати орбіту вала, вібрації на розбігу-вибігу, вейвлет - аналіз та інші.

Зона 5	Опис		
Тип, номер Двигун поз. «В» обладнання:			
Зона 4	Рекомендацій до дій		
1. Замінити підшипник 2. Замінити мастило			
Зона 3	Прогноз		
А. Очікуваний ресурс 188 год В. Збільшення ресурсу може бути досягнуто заміною мастила			
Зона 2	Оцінка безпеки		
Показник безпеки Діагноз 2 (ідеал = 10) 1. Розтріскування підшипника			
Зона 1	Оцінка стану		

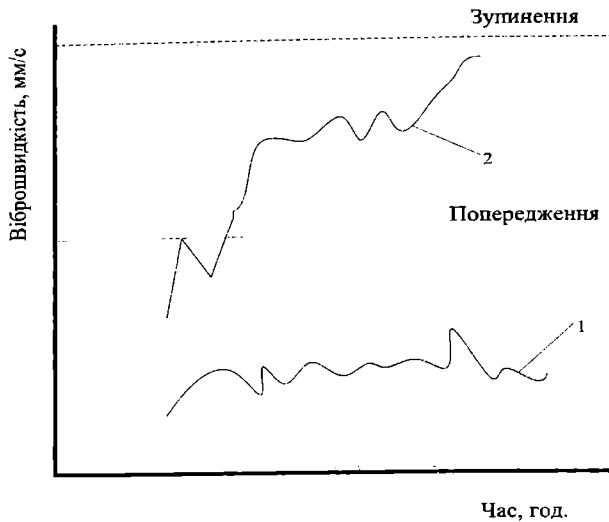


Рис. 2.5. Приклад відображення діагностичної інформації при контролі стану двигуна

1 – передній підшипник шестерні; 2 – підшипник вала

Відображення отриманої та обробленої інформації на моніторі здійснюється в 5-й зоні екрану (рис. 2.5), що дозволяє швидко оцінити поточний технічний стан вузлів машини, їх залишковий ресурс і вчасно підготуватися до подальших можливих дій (заміна, ремонт, зміна оливи і т. ін.).

На закінчення слід зазначити, що вимоги, встановлені в сучасних міжнародних і більшості російських стандартів, враховують індивідуальні особливості машин за їхніми динамічними, жорсткісними, віброакустичними властивостями. Це забезпечує більш гнучку систему технічного діагностування та обслуговування, спрямовану на підвищення безпеки експлуатації та ефективності виробництва.

2.2 Принципи вибору ефективних рекомендацій

В ідеалі найефективнішим засобом зниження рівня шуму є ізоляція джерела шуму, щоб звук із самого початку не поширювався у навколишнє середовище виробництва. Ефективною в цьому плані є програма "Buy silence", за допомогою якої робоче місце забезпечується обладнанням з низьким рівнем шуму. Для виконання такої програми необхідно чітко, добре написане положення за технічними умовами, які обмежують шумові характеристики нового заводського обладнання, засоби обслуговування й процеси повинні бути розроблені з урахуванням шкідливості шумових навантажень. Програма також передбачає контроль та підтримку зниження рівня шуму.

Якщо обладнано вже встановлене й вимірами визначено надлишок шуму, проблема зниження рівня шуму стає більш складною. Однак доступним є

технічне рішення, яке може бути застосовано на існуючому обладнанні. Крім того, для кожної проблеми існує не одне технічне рішення. Тому для індивідуального управління програмою контролю шуму стає важливим визначення найбільш здійсненних і економічних засобів, що підходять для зменшення шуму в кожній конкретній ситуації.

2.2.1 Здійснення контролю шуму на виробництві під час проектування

Використання письмових технічних умов для визначення вимог до обладнання, його встановлення і прийняття – стандартна практика в сьогоденнішніх умовах. Однією з кращих можливостей у сфері зниження рівня шуму для проектувальника виробництва – це його вплив на вибір, закупівлю й розташування нового обладнання. Коли чітко прописана й здійснюється програма з виконання "Buy silence" в специфікації закупівель, це може бути ефективним засобом зниження рівня шуму.

Найбільш активний підхід до зниження рівня шуму на стадії проекту і придбання устаткування існує у Європі. У 1985 р. дванадцять країн-членів Європейського Економічного Співтовариства (ЕС) – тепер Європейського Союзу (EU) ухвалили Директиви "New Approach", розроблені для більш широкого класу обладнання та механізмів, ніж індивідуальні стандарти для кожного типу обладнання. До кінця 1994 року було випущено три директиви "New Approach", які містять вимоги щодо шуму:

- 1) Директива 89/392/ЕЕС з двома поправками 91/368/ЕЕ і 93 /44 / ЕЕС;
- 2) Директива 89/106/ЕЕС;
- 3) Директива 89/686/ЕЕС, з однією поправкою 93/95/ЕЕС.

Першу директиву (89/392/ЕЕС) називають Директива для механізмів. Ця Директива змушує виробників обладнання включати заходи щодо зниження рівня шуму як невід'ємну частину безпеки механізму. Основна мета цих заходів полягає в тому, що механізми або обладнання, які продаються в межах Європейського Союзу, повинні задовольняти основним вимогам щодо шуму. У результаті виробники, зацікавлені в європейському ринку збуту, зробили головний акцент на проектуванні низькошумового обладнання з кінця вісімдесятих років.

Для компаній поза Європейським Союзом, що намагаються здійснити програму "Buy silence", ступінь досягнутого успіху значно залежить від часу й зобов'язання в загальній ієрархії управління. Першим кроком у програмі є встановлення прийнятних критеріїв шуму для нового заводу, розширення існуючих можливостей і закупівля нового обладнання. Щоб програма була ефективною, зазначені шумові межі приймаються і покупцем і продавцем як абсолютна вимога. Якщо виріб не відповідає якимось іншим проектним параметрам (наприклад, розмірами, швидкістю потоку, тиском, температурою нагріву тощо), керівництво компанією вважає це недопустимим. Це ті ж зобов'язання, яких треба дотримуватися і щодо рівнів шуму, щоб успішно впроваджувати програму "Buy silence".

Що стосується аспекту часу, згаданого вище: чим раніше розглядають аспект шуму в проекті або під час закупівлі обладнання, тим більш ймовірний успіх. У багатьох випадках проектувальник або покупець буде мати вибір різних типів

обладнання. Знання шумових характеристик подібного обладнання дозволить визначитися і вибрати більш тихі.

Крім вибору обладнання істотним є його продумане розташування в межах виробництва. На стадії проекту, адже беззаперечно набагато легше пересувати обладнання на папері, ніж фізично, особливо якщо воно вже діє. Необхідно дотримуватися простого правила: розташовувати разом механізми, процеси й роботи приблизно однакового рівня шуму; розділяти дуже галасливі й особливо тихі роботи, а як буферні зони використовувати зони з середнім рівнем шуму.

Значення критеріїв шуму є абсолютною вимогою, для її виконання необхідні спільні зусилля персоналу всіх відділів компанії: юридичного, відділу закупівель, відділу гігієни праці та екологічного відділу. Наприклад, відділ гігієни праці та безпеки персоналу може визначати бажані рівні шуму для обладнання, а також виконувати заміри шуму для оцінки обладнання. Потім інженери компанії можуть написати технічні умови на закупівлю й вибирати тихе обладнання. Агент із закупівель, контролюючи контракт як адміністратор, покладається на представників юридичного відділу у здійсненні покупок. Причетність всіх цих служб повинна починатися з початку проекту і тривати через запити фінансування, планування, проекту, пропозиції ціни, до установки і введення в дію обладнання.

Навіть найретельніший і короткий документ технічних умов не має значення, якщо з ним не згоден постачальник або виробник. Необхідно ясна мова контрактів, щоб визначитися з деякими поступками. Компанія розробляє документацію для того, щоб діяли положення контракту, які необхідно наслідувати й погоджувати дії. За недотримання контракту бажано стягувати штрафи. Основним є зобов'язання покупця відповідати за дотримання вимог. Компроміс за критеріями шуму в обмін на зменшення вартості, дати поставки, монтажу або інших поступок повинен бути винятком, а не правилом.

У США ANSI видано стандарт ANSI S12.16: Настанова зі специфікації нового обладнання з шуму. Цей стандарт дуже корисний для написання внутрішніх норм щодо шуму. Крім того, цей стандарт забезпечує можливість направлення запиту щодо рівня шуму у виробників устаткування. Отримані від виробника дані можуть використовуватися проектувальниками виробництва під час планування розташування обладнання. Оскільки даний стандарт був підготовлений для різного типу обладнання та інструменту, у ньому немає єдиного стандарту (протоколу) прийнятного для вимірювання даних за рівнем шуму. Цей документ містить рекомендації щодо прийнятним процедурам вимірювання звуку для випробування різного стаціонарного обладнання. Ці процедури замірів були підготовлені відповідними торговими або професійними організаціями Сполучених Штатів, відповідальних за конкретний тип або клас устаткування.

2.2.2. Методи перерозподілу обладнання

Перш ніж вирішити, що має бути зроблено для зменшення рівня шуму, необхідно визначити причину його виникнення. Для цього потрібно зрозуміти, що є джерелом шуму. Як правило, шум створюється механічними впливами: високошвидкісним повітряним або рідким потоком, вібрацією поверхонь

Зміст

Вступ.....	3
Розділ 1. Характеристики параметричних забруднень на залізничному транспорті.....	5
1.1. Типи шуму та вібрацій, що утворюються на залізничному транспорті.....	5
1.2. «Скрегіт» на рухомому складі.....	12
1.3. Джерела вібрації.....	14
Розділ 2. Міжнародні принципи нормування параметричних забруднень.....	15
2.1. Пошук рішень у директивах і стандартах.....	19
2.2. Принципи вибору ефективних рекомендацій.....	27
Розділ 3. Акустична екологія. Шумове та вібраційне забруднення.....	39
3.1. Особливості впливу коливань.....	39
3.2. Принципи нормування шуму та вібрації.....	49
3.3. Методи вимірювання шуму та вібрації.....	61
3.4. Прогнозування та моделювання шумового навантаження	
Сучасні підходи до створення шумових карт залізниць.....	71
3.5. Заходи щодо захисту об'єктів навколишнього середовища від шуму та вібрації.....	88
3.6. Перспективні напрямки зниження шуму та вібрації на рухомому складі залізниць.....	112
Розділ 4. Основні параметри впливу електромагнітного випромінювання на навколишнє середовище.....	158
4.1. Вплив електростатичних полів на навколишнє середовище та людину.....	158
4.2. Нормування рівня електромагнітного випромінювання.....	162
4.3. Сучасні методи вимірювання електромагнітного випромінювання...	171
4.4. Методи захисту від електромагнітного випромінювання.....	173
Бібліографія.....	184

Підписано до друку 10.04.2014. Формат 210х148.
Папір офсетний. Друк різнографічний.
Гарнітура Times. Ум. друк. арк. 6,28. Обл.-вид. арк. 7,65.
Тираж 300 прим. Зам. № 426

Видавництво «Літограф»
Ідентифікатор видавця у системі ISBN: 2267
Адреса видавництва та друкарні:
49000, Дніпропетровськ, вул. Паторжинського, 29/6
тел. : (066) 369-21-55, (056) 713-57-25
E-mail: Litograf.dp@gmail.com