

**ФАКУЛЬТЕТ УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСАМИ ПЕРЕВЕЗЕНЬ**

**Кафедра охорони праці та навколишнього середовища**

**ЗАХИСТ ВІД ШУМУ ТА ВІБРАЦІЇ  
ПРАЦІВНИКІВ ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

**до дипломного проектування**

**Харків – 2013**

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Охорона праці та

навколишнього середовища» 27 лютого 2012 року, протокол № 2.

Рекомендовано для студентів усіх спеціальностей та форм навчання.

Укладач

доц. Д.С. Козодой

Рецензент

проф. Б.М. Коржик

ЗАХИСТ ВІД ШУМУ ТА ВІБРАЦІЙ ПРАЦІВНИКІВ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до дипломного проектування

Відповідальний за випуск Козодой Д.С.

Редактор Решетилова В.В.

---

Підписано до друку 26.04.12 р.

Формат паперу 60x84 1/16. Папір писальний.

Умовн.-друк.арк. 0,75. Тираж 100. Замовлення №

Видавець та виготовлювач Українська державна академія залізничного транспорту,  
61050, Харків-50, майдан Фейербаха, 7.

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 2874 від 12.06.2007 р.

**УКРАЇНСЬКА ДЕРЖАВНА АКАДЕМІЯ ЗАЛІЗНИЧНОГО  
ТРАНСПОРТУ**

**ФАКУЛЬТЕТ УПРАВЛІННЯ ПРОЦЕСАМИ ПЕРЕВЕЗЕНЬ**

**Кафедра «Охорона праці та навколишнього середовища»**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до дипломного проектування

**«ЗАХИСТ ВІД ШУМУ ТА ВІБРАЦІЇ ПРАЦІВНИКІВ  
ЗАЛІЗНИЧНОГО ТРАНСПОРТУ»**

Харків 2013

Методичні вказівки розглянуто та рекомендовано до друку на засіданні кафедри «Охорона праці та навколишнього середовища» 27 лютого 2012 року, протокол № 2.

Рекомендовано для студентів усіх спеціальностей та форм навчання.

Укладач

доц. Д.С. Козодой

Рецензент

проф. Б.М. Коржик

## ЗМІСТ

	Вступ .....	4
1	Визначення рівня звукового тиску на робочому місці .....	5
2	Розрахунок звукоізолюючої спроможності кабін спостереження та звукоізолюючих укриттів .....	6
3	Розрахунок ефективності звукоізолюючого кожуха .....	7
4	Розрахунок ефективності застосування шумопоглинаючого облицювання приміщення .....	7
5	Розрахунок зниження шуму на відкритому повітрі при використанні зелених насаджень .....	9
6	Розрахунок пружинних амортизаторів .....	10
7	Розрахунок гумових амортизаторів .....	13
	Список літератури .....	16
	Додаток А .....	17
	Додаток Б .....	19
	Додаток В .....	21
	Додаток Г .....	22
	Додаток Д .....	24
	Додаток Е .....	25
	Додаток Ж .....	26

## ВСТУП

Людина, як на виробництві, так і в побуті, постійно підпадає під вплив техногенного віброакустичного випромінювання, яке дуже часто досягає високих і шкідливих для здоров'я рівнів. Це також знижує продуктивність праці, творчу діяльність і ефективність відпочинку. Відомо, що при підвищенні рівня шуму на 15-20 дБ продуктивність людини знижується на 10-20 %. За офіційними даними Міжнародної організації праці (МОП), вібрація та шум серед причин, які викликають професійні захворювання, займають відповідно 2 та 3 місце у світі.

Шум та вібрація позбавляють людину нормального сну і відпочинку, знижують працездатність і погіршують здоров'я. Перше місце серед порушників віброакустичного благополуччя (понад 80 % всіх зовнішніх джерел сучасного урбанізованого середовища) зберігає транспорт.

Боротьба із вібрацією та шумом у світовій практиці ведеться за чотирма основними напрямками:

1) конструктивно-технічним - зниження віброакустичної активності в джерелі, тобто створення і застосування агрегатів з низьким рівнем віброакустичного випромінювання за рахунок досягнень технічного прогресу;

2) адміністративно-організаційним - зниження шуму та вібрації шляхом чіткої регламентації за місцем, часом і якісним складом руху транспорту;

3) архітектурно-планувальним - зниження шуму та вібрацій на шляху їх поширення;

4) будівельним (об'ємно-конструктивним) - зниження вібрації та шуму на об'єкті захисту шляхом збільшення звукоізолюючої здатності зовнішніх огорожень, зміни об'ємно-планувальних рішень самого об'єкта й ін.

Нормування шуму та вібрації в Україні у теперішній час виконується за стандартами ДСН 3.3.6.037-99 «Санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку», ДСН 3.3.6.039-99 «Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації», СНиП II-12-77 «Защита от шума».

# 1 ВИЗНАЧЕННЯ РІВНЯ ЗВУКОВОГО ТИСКУ НА РОБОЧОМУ МІСЦІ

Перед тим як перейти до розрахунків заходу захисту працівників від виробничого шуму, необхідно отримати інформацію про рівні звукового тиску на відповідних робочих місцях. Це, як правило, виконується двома способами: отриманням таких даних з документації за атестацією робочого місця або виконанням орієнтовного розрахунку рівнів звукового тиску в приміщенні.

У першому випадку необхідно, у разі, якщо на об'єкті дипломування проводилась атестація робочих місць за умовами праці, визначити в результатах атестації значення рівнів звукового тиску на робочому місці, яке має відношення до розрахунку. Якщо, з певних причин, отримати значення рівнів звукового тиску неможливо, необхідно виконати розрахунок.

Розрахунок рівнів звукового тиску на робочому місці, розташованому в приміщенні, виконується за формулою, що має вигляд:

$$L = \sum_i L_{pi} - 10 \lg B + 10 \lg \psi + 6, \quad (1)$$

де  $L_{pi}$  - рівень звукової потужності відповідного джерела шуму (визначається за паспортними характеристиками обладнання або за додатком А);

$\sum_i L_{pi}$  - сумарний рівень звукового тиску декількох джерел шуму, визначається за додатком Б;

$B$  - постійна приміщення,  $\text{м}^2$ , визначається за формулою

$$B = B_{1000} \cdot \mu, \quad (2)$$

де  $B_{1000}$  - постійна приміщення на середньгеометричній частоті 1000 Гц;

$$B_{1000} = V / 20, \quad (3)$$

$V$  - об'єм приміщення,  $\text{м}^3$ ;

$\mu$  - частотний множник (додаток Б);

$\psi$  - коефіцієнт, що враховує порушення дифузності звукового поля в приміщенні (додаток Б).

Після того, як будуть отримані рівні звукового тиску на робочих місцях, виконується їх порівняння з нормативними значеннями за ДСН 3.3.6.039-99 – для робочих приміщень, за СНиП II-12-77 – для житлових територій та приміщень (додаток В).

## **2 РОЗРАХУНОК ЗВУКОІЗОЛЮЮЧОЇ СПРОМОЖНОСТІ КАБІН СПОСТЕРЕЖЕННЯ ТА ЗВУКОІЗОЛЮЮЧИХ УКРИТТІВ**

На ділянках з гучними технологічними процесами або особливо гучним устаткуванням повинні облаштовуватися кабінні спостереження або звукоізолюючі укриття.

Кабіни являють собою ізольовані приміщення зі звичайних будівельних матеріалів, а укриття можуть мати полегшену конструкцію і виготовлятися зі збірних металевих панелей. Вони повинні бути герметизовані гумовими прокладками, а з внутрішнього боку мати звукопоглинаюче облицювання товщиною не менш 50 мм.

Акустичний розрахунок звукоізолюючих кабін і укриттів виконують за методикою, зазначеною нижче.

$$\Delta L = \frac{10 \lg \sum_i S_i}{\sum_i (S_i \cdot 10^{0,1 \Delta L_i})}, \text{ дБ}, \quad (4)$$

де  $S_i$  - площа окремого елемента складного огородження (стіни, вікна, двері та ін.), м<sup>2</sup>;

$\Delta L$  - звукоізолююча спроможність окремого елемента (додаток В).

## **3 РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ЗВУКОІЗОЛЮЮЧОГО КОЖУХА**

Простим і дешевим способом зниження шуму у виробничих



приміщеннях є облаштування звукоізолюючих кожухів, що закривають гучні агрегати. При проектуванні кожуха визначається його акустична ефективність за формулою

$$\Delta L_k = \Delta L - 10 \lg \frac{S_k}{S_{дж}}, \text{ дБ} \quad (5)$$

де  $\Delta L$  - звукоізолююча спроможність стінки кожуха, дБ (додаток В);  
 $S_k$  - площа поверхні кожуха, м<sup>2</sup>;  
 $S_{дж}$  - площа поверхні джерела шуму, м<sup>2</sup>. Визначається, як площа поверхонь геометричної фігури, яка описує обладнання, що розглядається.

#### **4 РОЗРАХУНОК ЕФЕКТИВНОСТІ ЗАСТОСУВАННЯ ШУМОПОГЛИНАЮЧОГО ОБЛИЦЮВАННЯ ПРИМІЩЕННЯ**

Величину максимального зниження рівня звукового тиску у кожній октавній смузі при застосуванні звукопоглинаючого облицювання приміщення визначають за формулою

$$\Delta L = 10 \lg \frac{B_1 \psi}{B \psi_1}, \text{ дБ}, \quad (6)$$

де  $B$  - постійна приміщення в октавних смугах частот, м<sup>2</sup> (див. п.1);  
 $B_1$  - постійна приміщення після установа в ньому звукопоглинаючих конструкцій, м<sup>2</sup>.

$$B_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{1 - \alpha_1}, \quad (7)$$

де  $A_1$  - величина звукопоглинання конструкцій, що огорожують приміщення, на яких немає звукопоглинаючого облицювання, м<sup>2</sup>;

$$A_1 = \alpha(S_{заг} - S_{обл}), \quad (8)$$

де  $\alpha$  – середній коефіцієнт звукопоглинання приміщення до облаштування звукопоглинаючого облицювання:

$$\alpha = \frac{V}{B + S_{заг}}, \quad (9)$$

$S_{заг}$  – загальна площа конструкцій, що огороджують приміщення, м<sup>2</sup>;

$S_{обл}$  – площа звукопоглинаючого облицювання, м<sup>2</sup>;

$A$  – величина звукопоглинання звукопоглинаючими конструкціями, м<sup>2</sup>;

$$\Delta A = a_{обл} \cdot S_{обл}, \quad (10)$$

$a_{обл}$  – ревербераційний коефіцієнт звукопоглинання вибраної конструкції облицювання в октавних смугах частот (додаток Г);

$\alpha_1$  – середній коефіцієнт звукопоглинання приміщення із звукопоглинаючими конструкціями

$$\alpha_1 = \frac{A_1 + \Delta A}{S_{заг}}, \quad (11)$$

$\psi$  і  $\psi_1$  – коефіцієнти, які визначаються за додатком Б відповідно до і після улаштування звукопоглинаючих конструкцій для кожної октавної смуги.

## **5 РОЗРАХУНОК ЗНИЖЕННЯ ШУМУ НА ВІДКРИТОМУ ПОВІТРІ ПРИ ВИКОРИСТАННІ ЗЕЛЕНИХ НАСАДЖЕНЬ**

При поширенні звуку на відкритому повітрі на зниження його рівня впливають відстань між розрахунковою точкою та джерелом, а також наявність зелених насаджень на шляху поширення.

Формула для визначення рівня звукового тиску в заданій точці має вигляд

$$L = L_{r1} - 20\lg(r_2 / r_1) - \Delta L_a - \Delta L_{зел}, \quad (12)$$

де  $L_{r1}$  – рівень звукового тиску на відстані 1 м від джерела, дБ,

$$L_{r1} = L_p + 10\lg\Phi - 20\lg r_1 - 10\lg 4\pi, \quad (13)$$

$L_p$  – рівень звукової потужності джерела шуму (додаток А);

$\Phi$  – фактор спрямованості джерела (приймається  $\Phi=1$ );

$r_1=1$  м;

$r_2$  – відстань від джерела шуму до розрахункової точки, м;

$\Delta L_a$  – величина зниження рівня звукового тиску за рахунок поглинання в повітрі:

$$\Delta L_a = \beta_a (r_2 / 1000), \quad (14)$$

$\beta_a$  - коефіцієнт поглинання звуку в повітрі, дБ/км (додаток Д);

$\Delta L_{зел}$  – величина зниження рівня звукового тиску за рахунок поглинання зеленими насадженнями, дБ:

$$\Delta L_{зел} = \beta_{зел} r_{зел} \frac{\sqrt[3]{f}}{8}, \quad (15)$$

$\beta_{зел}$  – коефіцієнт поглинання звуку зеленими насадженнями,

$\beta_{зел}=0,08$  дБ/м;

$r_{зел}$  – ширина смуги зелених насаджень, м;

$f$  – середньгеометрична частота октавної смуги, для якої ведеться розрахунок, Гц.

## 6 РОЗРАХУНОК ПРУЖИННИХ АМОРТИЗАТОРІВ

Пружинні амортизатори доцільно використовувати для віброізоляції при порівняно низькій частоті менше  $33\text{Гц}$  і значній амплітуді коливань системи, а також при наявності високих температур, мастил, парів лугів і кислот. Як пружинні амортизатори найчастіше застосовуються сталеві кручені пружини, виготовлені з прутка круглого перетину.

Для розрахунку пружини, призначеної для віброізоляції необхідні такі вихідні дані:

- а) статичне навантаження  $P_{cm1}$ , яке припадає на один амортизатор,  $H$ ;
- б) амплітуда коливального зміщення верхнього торця пружини при робочому режимі машини  $\xi_{z1}$ ,  $m$ ;
- в) пружність пружини у вертикальному напрямку  $k_{z1}$ ,  $H/m$ ;
- г) напруга, що допускається, на крутіння матеріалу пружини  $[\tau]$ ,  $H/m^2$ ; (таблиця Ж.1);
- д) модуль пружності на зсув  $G$ ,  $H/m^2$ ; (таблиця Ж.1).

Розрахункове навантаження  $P_1$  на одну пружину знаходять з виразу

$$P_1 = P_{cm1} + 1.5 \cdot P_{дин1}, H \quad (16)$$

де  $P_{cm1}$  - статичне навантаження, яке припадає на одну пружину;

$$P_{cm1} = \frac{P}{n}, H \quad (17)$$

де  $P$  - вага машини,  $H$ ;

$n$  - число пружин;

$P_{дин1}$  - динамічне навантаження, яке припадає на одну пружину,  $H$ ;

$$P_{дин1} = \xi_z \cdot k_{z1}, \quad (18)$$

де  $\xi_z$  - амплітуда вертикальних коливань об'єкта на робочій частоті,  $m$ ;

$k_{z1}$  - жорсткість одного амортизатора в вертикальному напрямку,  $H/m$ ;

$$\xi_z = \frac{P}{(P/g) \cdot \omega^2 - k_z}, \quad (19)$$

де  $g$  - прискорення вільного падіння,  $m/c^2$ ;

$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$  - кутова частота коливань системи,  $рад/с$ ; ( $f$  - частота,  $Гц$ );

$k_z$  - загальна жорсткість всіх амортизаторів у вертикальному напрямку:

$$k_z = m \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{0z})^2, \quad (20)$$

де  $m$  – маса механізму, який підлягає віброізоляції (включаючи масу основи), кг  $\left(m = \frac{P}{g}\right)$ ;

$f_{0z}$  – частота власних коливань системи, Гц:

$$f_{0z} = \frac{f_s}{\psi_z} = \frac{f_s}{(3 \div 4)}, \quad (21)$$

де  $f_s$  – частота сили збурення, Гц;

$\psi_z$  – коефіцієнт відношення частоти сили збурення до частоти власних коливань (рекомендується  $\psi_z = 3 \div 4$ ).

$$k_{z1} = \frac{k_z}{n} = \frac{m}{n} \cdot (2 \cdot \pi \cdot f_{0z})^2 \quad (22)$$

Множник 1,5 на який збільшується  $P_{дин}$  (формула 16), забезпечує необхідний запас втомної міцності пружини.

Діаметр сталевого прутка пружини визначається за формулою

$$\alpha = 1.6 \cdot \sqrt{\frac{k \cdot P_1 \cdot \varepsilon}{[\tau]}}, \text{ м}, \quad (23)$$

де  $k$  – коефіцієнт, який враховує додаткове напруження зсуву (рисунок 1), що виникає в точках перетину прутка, розташованих ближче всього до осі пружини;

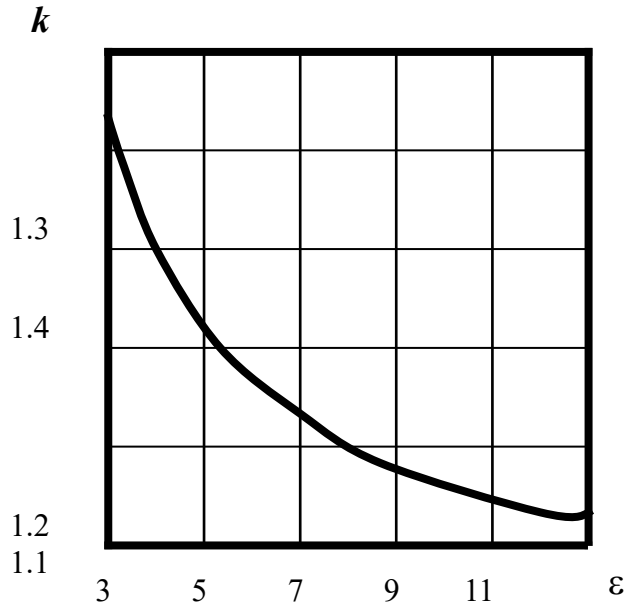


Рисунок 1 – Діаграма для визначення коефіцієнта  $k$

$\varepsilon$  - індекс пружини:

$$\varepsilon = \frac{D}{d} \cong 4 \div 10, \quad (24)$$

де  $D$  - середній діаметр пружини,  $m$ ;

$d$  - діаметр дроту,  $m$ ;

$[\tau]$  – допустиме напруження зсуву при крученні,  $H/m^2$  (таблиця Ж.1).

Число робочих витків пружини:

$$i_1 = \frac{G \cdot d}{8 \cdot k_{z1} \cdot \varepsilon^3}, \quad (25)$$

де  $G$  - модуль зсуву матеріалу пружини,  $H/m^2$  (таблиця Ж.1).

Загальна кількість витків пружини:

$$i = i_1 + i_2, \quad (26)$$

де  $i_2$  - число неробочих витків пружини (при  $i_1 > 7 \rightarrow i_2 = 2,5$ , при  $i_1 < 7$

→  $i_2 = 1,5$ ).

Висота ненавантаженої пружини

$$H_0 \leq 2 \cdot D \quad (27)$$

Ефективність віброізоляції:

$$\Delta L = 40 \cdot \lg \frac{f_g}{f_{0z}}, \text{ дБ.} \quad (28)$$

Установлення машин на пружинні амортизатори більш ефективне, ніж на гумові, тому що забезпечує більш низькі власні частоти коливань віброуючого механізму.

Варто розташовувати центр твердості віброізоляторів на одній вертикалі з центром ваги маси машини, установленної на спеціальну основу.

## 7 РОЗРАХУНОК ГУМОВИХ АМОРТИЗАТОРІВ

Недоліком гумових амортизаторів є їх недовговічність, тому що вони згодом стають жорсткіше і через 5-7 років їх необхідно замінити. Крім того, з їх допомогою не можна одержати дуже низькі власні частоти коливань системи, що необхідні для тихохідних агрегатів, через неминучі в цьому випадку перевантаження прокладок, що значно скорочують термін їх служби.

Вибирається гума з динамічним модулем пружності  $E_{дин}$  (таблиця Ж.2).

Виходячи з конструктивних особливостей машини, задаються числом амортизаторів  $n$ .

Поперечний розмір  $A$  віброізолятора квадратного перетину знаходиться з формули

$$A = \sqrt{\frac{Q}{n \cdot [\sigma]_{сж}}}, \text{ М,} \quad (29)$$

де  $Q$  - маса машини,  $H$ ;

$[\sigma]_{сж}$  – розрахункове напруження стискання в гумі,  $H/m^2$  (таблиця Ж.2)

Повна висота гумового амортизатора визначається за умови:

$$H \geq \frac{A}{4}. \quad (30)$$

Варто пам'ятати, що широкі амортизатори з малою висотою  $H$  небажані, тому що вони мають надмірну жорсткість. Тому гумові килими, що часто підстилаються під віброуючі механізми, практично неефективні. Якщо ж з конструктивних міркувань усе-таки доведеться вибирати широкі листи амортизаторів, останні необхідно робити перфорованими або рифленими.

Визначається робоча висота амортизатора

$$H_1 = H - \frac{A}{8} \quad (31)$$

Розраховується жорсткість одного гумового амортизатора у вертикальному напрямку:

$$k_{z1} = \frac{E_{дин} \cdot S_1}{H_1}, \quad (32)$$

де  $E_{дин}$  - динамічний модуль зсуву,  $H/m^2$ ;

$S_1$  - площа поперечного перетину одного віброізолятора,  $m^2$ .

Визначається частота власних вертикальних коливань машини, яка віброізолюється:

$$f_{0z} = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot \beta^2 \cdot g^2 \cdot E_{дин} \cdot n^2}{(8 - \beta)^2 \cdot Q \cdot [\sigma]_{сж}}}, \quad (33)$$

де  $\beta = \frac{A}{H}$  - відношення поперечного перетину амортизатора до повної її висоти;

$g$  - прискорення вільного падіння,  $m/c^2$

Одержану величину  $f_{0z}$  порівнюють з її стандартним значенням:



$$f_{0z} = \frac{f_0}{\psi_z}, \quad (34)$$

де  $f_0$  - частота сили збурення, Гц;

$\psi_z$  - коефіцієнт відношення частоти сили збурення до частоти власних коливань (величина, що рекомендується,  $\psi_z \geq 3$ ).

Якщо ці значення не збігаються, то в розрахунок гумових амортизаторів вносять відповідні зміни:

- а) вибирають тип гуми з меншим динамічним модулем пружності;
- б) у припустимих межах збільшують статичну напругу в гумі;
- в) збільшують вагу машини приєднанням до неї бетонної основи;
- г) переходять на інші види амортизаторів, наприклад, сталеві або комбіновані.

Дана методика застосовується не тільки до гумових, але й до інших пружних матеріалів, у яких так само, як і в гуми, коефіцієнт Пуассона близький до 0,5. Для матеріалів, у яких  $\mu < 0,5$ , у розрахунку необхідно приймати замість робочої висоти  $H_1$  повну висоту амортизатора  $H$ .

Визначається гранична частота

$$f_{ep} = 1.41 \cdot f_{0z} \quad (35)$$

На резонансній частоті знижується віброізолююча здатність амортизаторів. Чим вище частота в порівнянні з  $f_{ep}$ , тим ефективніше вплив прокладок.

Визначається ефективність прокладок або зниження рівня вібрації.

На частотах вище граничної ефективність  $\Delta L$  визначається

$$\Delta L = 40 \cdot \lg \frac{f_n}{f_{ep}}, \quad (36)$$

де  $f_n$  - поточна частота, Гц.

## СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

- 1 Борьба с шумом на производстве: Справочник / Е.Я. Юдин, Л.А. Борисов, И.В. Горенштейн и др.; Под общ. ред. Е.Я. Юдина – М.: Машиностроение, 1985. – 400 с., ил.
- 2 ДСН 3.3.6.037 – 99 Державні санітарні норми виробничого шуму, ультразвуку та інфразвуку.
- 3 СНиП II-12-77. Защита от шума. Нормы проектирования.
- 4 ГОСТ 12.1.003 - 83\* ССБТ. Шум. Общие требования безопасности.
- 5 ГОСТ 12.1.029 – 80 ССБТ. Средства и методы защиты от шума.
- 6 Классификация.
- 7 ГОСТ 12.1.050 – 86 ССБТ. Методы измерения шума на рабочих местах.



## ДОДАТОК Б

Таблиця Б.1 - Значення поправки  $\Delta L$  при підсумовуванні рівнів  
ЗВУКОВОГО тиску від декількох джерел

Різниця двох рівнів, що сумуються	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	15	20
Добавка до більш високого рівня	3	2,5	2	1,8	1,5	1,2	1	0,8	0,5	0,5	0,4	0,1	0

Примітка - При підсумовуванні рівнів звукового тиску необхідно послідовно складати рівні, починаючи з найвищого. Якщо джерел шуму більше трьох, то поправку  $\Delta L$  слід додавати до більшого рівня. Отриманий рівень додають до наступного і т.д.

Таблиця Б.2 - Значення частотного множника  $\mu$

Середньо-геометричні частоти октавних смуг, Гц	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Об'єм приміщення, $V < 200 \text{ м}^3$	0,82	0,8	0,75	0,7	0,8	1	1,4	1,8	2,5
$V = 200 - 1000 \text{ м}^3$	0,67	0,65	0,62	0,64	0,75	1	1,5	2,4	4,2
$V > 1000 \text{ м}^3$	0,5	0,5	0,5	0,55	0,7	1	1,6	3,0	6,0

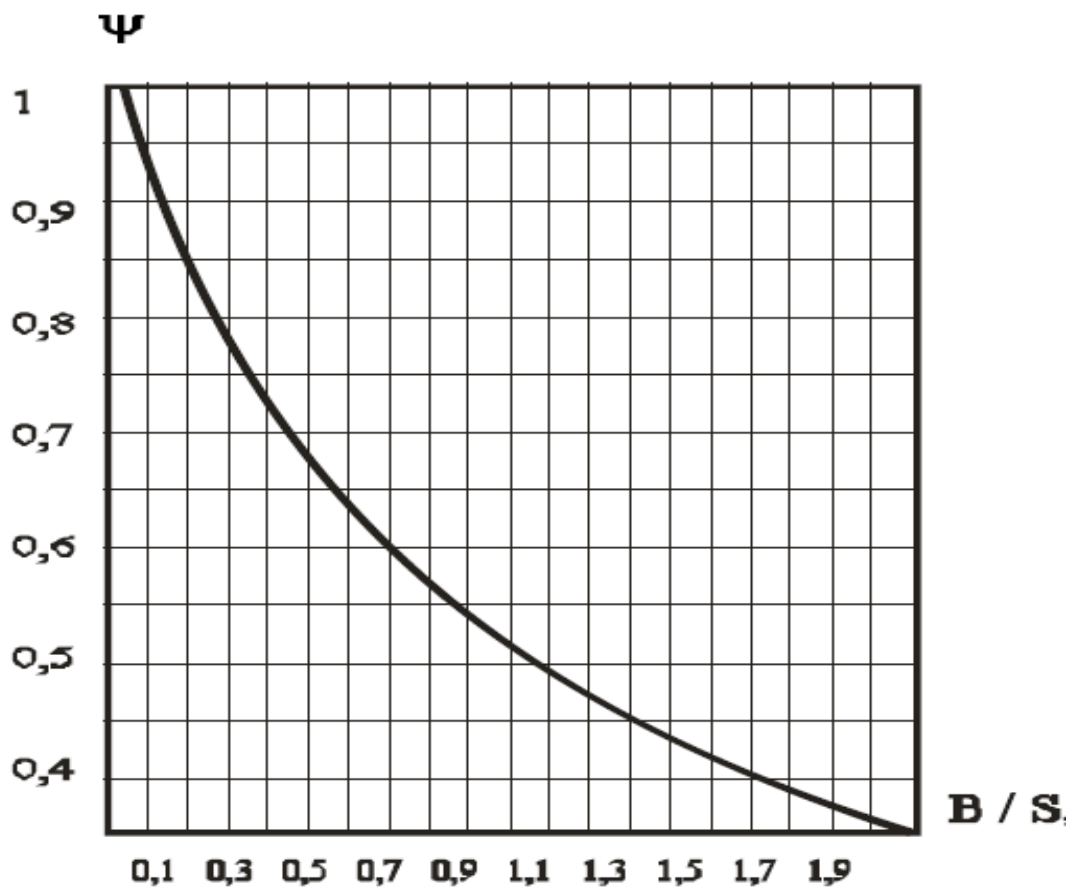


Рисунок Б.1 – Графік для визначення  $\psi$  в залежності від відношення постійної приміщення  $B$  до площі поверхонь приміщення  $S$

Таблиця В.1 - Допустимі рівні звукового тиску в октавних смугах, дБ  
(ДСН 3.3.6.037 - 99)

Робочі місця	Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц									Рівні звуку, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
Творча та наукова діяльність, конструювання, проектування	86	71	61	54	49	45	42	40	38	50
Робочі місця в приміщеннях контор, лабораторій	93	79	70	63	58	55	52	50	49	60
Постійні робочі місця у виробничих приміщеннях	107	95	87	82	78	75	73	71	69	80

Таблиця В.2 - Допустимі рівні звукового тиску на території житлової забудови, дБ

Робочі місця	Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц								Рівні звуку, дБА	
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
Територія нової житлової забудови:										
удень	77	67	59	54	50	47	45	43	55	
вночі	67	57	49	44	40	37	35	33	45	
Житлові кімнати квартир в будинках нової забудови:										
удень	65	54	45	39	35	32	30	28	40	
вночі	55	44	35	29	25	22	20	18	30	
Примітка - У сформованій житловій забудові до норм додається 5 дБ, а в курортних районах віднімається 5 дБ.										

### ДОДАТОК Г

Таблиця Г.1 - Звукоізолююча здатність огорожуючих конструкцій

Матеріали конструкцій	Товщи- на, мм	Середньогометричні частоти октавних смуг, Гц								
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Цегельна стіна	120	35	38	39	40	42	48	54	60	
	240	37	40	41	44	51	58	64	65	
	480	41	43	45	52	59	65	70	70	
Залізобетон- на плита	40	25	28	32	36	35	38	47	53	
	100	36	38	40	40	44	50	44	60	
	200	39	41	42	44	51	59	65	65	
	400	44	45	47	55	61	67	70	70	
Шлако- бетонна плита	140	22	25	30	41	45	49	51	51	
	250	27	29	30	45	52	59	64	64	
ДСП	20	20	21	23	26	26	26	26	26	
Фанера	3	4	8	11	14	19	23	26	27	
	10	13	16	17	21	25	28	25	29	
Склопластик	3	7	10	13	17	21	25	29	31	
	5	10	12	16	20	24	28	31	33	
	10	14	16	21	25	28	31	31	34	
Сталь	0,7	7	11	15	19	23	26	30	34	
	1	11	14	17	21	25	28	32	36	
	2	15	16	20	24	28	32	36	35	
	4	18	22	25	29	33	36	34	34	
	10	23	25	30	34	34	32	36	42	
Дюралюмі- ній	1	4	6	10	12	18	22	25	29	
	2	10	13	14	18	22	26	29	27	
	4	10	13	18	22	26	29	27	25	

Таблиця Г.2 - Звукоізолююча здатність дверей і воріт

Конструкція	Середньогометричні частоти октавних смуг, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Двері МДФ зі склом	8	9	12	14	16	22	22	20	
Двері МДФ глухі	14	16	18	19	23	30	33	32	
Двері з дерева (сосна)	19	21	22	23	24	24	24	23	
Щитові двері (40 мм)	20	24	27	27	32	35	34	35	



Типові двері П-327	17	20	23	23	31	33	34	36	
Те ж саме, але з ущільнювачем	22	26	29	30	33	36	39	41	
Двері звукоізолюючі одиночні	22	26	28	30	39	42	45	42	
Те ж саме, подвійні	19	22	25	42	55	58	60	60	
Двері і ворота звукоізолюючі важкі	16	20	24	36	45	51	50	49	

Таблиця Г.3 - Звукоізолююча здатність вікон

Конструкція	Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Одиночне скло, товщиною: 3 мм	10	13	17	17	22	28	31	32	
4 мм	13	15	18	23	26	31	32	32	
6 мм	17	19	22	22	26	30	27	25	
Віконний блок з подвійним плетінням: товщина скла 3 мм, повітряний зазор 57 мм	7	13	15	20	32	41	49	46	
те ж саме, зазор 90 мм	14	15	21	29	38	44	50	48	
скло 4 мм, зазор 57 мм	9	15	21	31	38	46	49	35	
те ж саме, зазор 90 мм	16	18	25	33	41	47	48	36	
Вікно з органічним склом товщиною: 4 мм	8	13	17	21	25	29	33	36	
10 мм	15	20	23	26	31	34	34	32	
Вітраж з силікатного скла 7мм	17	21	22	27	29	31	25	36	
Склоблоки	30	34	37	40	42	45	48	50	

## ДОДАТОК Д

Таблиця Д.1 - Значення коефіцієнта звукопоглинання  $\alpha_{обл}$  різних матеріалів

Звукопоглинаючий матеріал	Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц								
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Прошивні	0,06	0,11	0,35	0,75	1,00	0,45	0,90	0,92	0,95

мінераловатні мати									
Мат із супертонкого базальтового волокна	0,02	0,05	0,26	1,00	1,00	1,00	0,94	0,77	0,82
Войлок, товщиною 30 мм	0,02	0,05	0,10	0,25	0,50	0,50	0,60	0,65	0,70
Акустичні плити "Мелодія"	0,11	0,25	0,45	0,72	0,60	0,80	1,00	1,00	0,35

## ДОДАТОК Е

Таблиця Е.1 - Коефіцієнти поглинання звуку в повітрі  $\beta_a$ , дБ/км, при нормальному атмосферному тиску

Темпе- ратура, °С	Відносна вологість, %	Середньогометричні частоти октавних смуг, Гц								
		31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
30	10	0,09	0,3	0,9	1,9	3,5	8,2	26	88	255
	20	0,07	0,2	0,6	1,8	3,7	6,4	14	44	154

	40	0,05	0,1	0,3	1,2	3,6	7,2	12	27	83
	60	0,05	0,1	0,2	0,9	3,0	7,5	14	25	64
	80	0,03	0,1	0,2	0,7	2,5	7,2	15	25	57
20	10	0,2	0,4	0,8	1,5	3,8	12,1	40	109	196
	20	0,12	0,3	0,7	1,5	2,7	6,2	19	67	208
	40	0,05	0,15	0,4	1,3	2,8	4,9	11	34	120
	60	0,04	0,1	0,3	1,1	2,8	5,2	9,6	25	83
	80	0,03	0,1	0,2	0,9	2,7	5,5	9,7	21	66
10	10	0,2	0,4	0,7	1,9	6,1	19	45	70	87
	20	0,15	0,3	0,6	1,1	2,9	9,4	32	90	170
	40	0,1	0,25	0,5	1,1	2,0	4,8	15	54	170
	60	0,06	0,15	0,4	1,0	2,0	3,9	10	35	125
	80	0,04	0,1	0,3	1,0	2,1	3,7	8,5	27	96
0	10	0,25	0,5	1,0	3,0	8,9	18	23	26	34
	20	0,2	0,4	0,5	1,5	5,0	16	37	57	73
	40	0,15	0,2	0,4	0,9	2,3	7,7	26	74	141
	60	0,1	0,2	0,4	0,8	1,7	4,9	17	58	156
	80	0,1	0,2	0,4	0,8	1,5	3,8	12	44	141

## ДОДАТОК Ж

Таблиця Ж.1 - Напруження, що допускаються, для пружинних сталей

Сталь		Модуль зсуву $G$ , $H/m^2 \cdot 10^{10}$	Напруження зсуву, що допускаються		Призначення
Група	Мар-ка		Режим роботи	$\tau$ , $H/m^2 \cdot 10^8$	
Вуглецева	70	7.83	Легкий	4.11	Для пружин з відносно низькими напруженнями при діаметрі дроту менше 8 мм
			Середній	3.73	
			Важкий	2.47	
Хромо-	50ХФ	7.7	Легкий	5.49	Для пружин, що

ванадієва за гартова- на в маслі	А		Серед- ній	4.90	сприймають динамічне навантаження, при діаметрі прутка не менше 12.5 мм
			Важкий	3.92	
Кремніста	55 С 2	7.45	Легкий	5.49	Для пружин, що сприймають динамічне навантаження, при діаметрі прутка більше 10 мм, а також для ресор
	60 С 2		Серед- ній	4.41	
	60 С2А 63С 2А		Важкий	3.43	

Таблиця Ж.2 - Характеристики віброізолюючих матеріалів

Марка гуми	Динамічний модуль пружності $E_{дин} \times 10^5, Н/м^2$	Припустиме напруження на стискання $[\sigma]_{сж} \times 10^5, Н/м^2$
56	36	4.2
112А	43	1.71
93	59.5	2.4
КР-107	41	2.94
ИРП-1347	39.3	4.4
2566	24.5	0.98

## ДОДАТОК А

Таблиця А.1 - Рівні звукової потужності машин та механізмів

Найменування джерела шуму	Середньгеометричні частоти октавних смуг, Гц									Рівні звуку і еквівалентні рівні звуку, дБА
	31,5	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
<b>Компресорні установки</b>										
Продуктивністю,										
10	124	120	117	104	102	97	90	86	84	105
20	124	119	118	109	102	94	87	84	83	108
30	126	121	118	109	102	94	87	84	83	108
50	123	122	124	115	110	99	99	94	92	114
<b>Металообробні верстати</b>										
Колесотокарні	80	84	93	88	89	93	100	81	79	103
Фрезерні	68	64	60	62	70	79	79	86	84	188
Токарні	89	88	84	89	86	92	87	83	77	94
Шліфувальні	83	84	85	87	94	97	84	88	81	98
Свердлильні	80	81	82	87	88	86	85	91	85	92
<b>Зовнішній шум рухомого складу</b>										
При, км/год:										
40	89	90	89	95	93	88	84	77	67	95
80	98	99	98	99	105	99	94	90	77	106
140 і більш	104	103	104	104	104	105	101	95	80	110
Кабіни електровозів	90	91	92	91	90	90	78	57	56	98

## Продовження таблиці А.1

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Кабіни тепловозів	107	103	102	89	84	79	74	77	62	62
Ковальсько-пресувальне обладнання										
Пневматичні молоти	98	98	95	98	91	95	97	88	80	102
Нагрівальні печі										
На газу	89	88	87	87	86	77	68	65	62	89
На нафті	93	92	91	90	92	93	88	84	90	96
Пневматичний інструмент										
Гайковерти	69	70	73	74	91	85	87	97	98	102
Шліфувальні машини	76	80	85	104	86	109	95	92	86	108
Шкрамбмашинки	68	70	73	80	81	91	103	102	95	107
Перфоратори	95	97	101	93	88	80	86	88	77	99
Будівельні машини										
Екскаватори	107	105	99	97	95	87	79	78	70	104
Щебенедробарки	104	105	103	105	103	101	100	93	75	106
Віброгрохоти	117	116	107	106	106	108	104	94	86	111
Віброплощадки	98	99	108	106	98	91	83	83	81	108
Деревообробні верстати										
Стругальні	89	94	99	97	99	101	100	102	103	108
Фугувальні	74	78	101	97	96	91	84	84	86	100
Круглопилі	82	83	84	88	93	93	98	98	96	102
Шипорізьблярські	84	83	84	94	79	77	887	92	74	95
Шліфувальні	74	78	85	90	94	93	90	88	87	96

