

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до практичних занять

### **«РОЗРАХУНКИ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ У ГАЛУЗІ МАШИНОБУДУВАННЯ»**

з дисципліни «Безпека виробничих процесів і устаткування»

для студентів спеціальності 263 «Цивільна безпека»

денної і заочної форми навчання

Харків 2022

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
“ХАРКІВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ”

## **МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ**

до практичних занять

### **«РОЗРАХУНКИ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ У ГАЛУЗІ МАШИНОБУДУВАННЯ»**

з дисципліни «Безпека виробничих процесів і устаткування»  
для студентів спеціальності 263 «Цивільна безпека»  
денної і заочної форми навчання

Затверджено  
редакційно-видавничою  
радою університету,  
протокол № 3 від 06.10.2021р.

Харків  
НТУ «ХП»

2022

Методичні вказівки до практичних занять «Розрахунки віброізоляції у галузі машинобудування» з дисципліни «Безпека виробничих процесів і устаткування» для студентів спеціальності 263 «Цивільна безпека» денної і заочної форми навчання /уклад. І. О. Мезенцева, Н. Є. Мовмига, О.В. Османова. – Харків: НТУ „ХПІ”, 2022. – 36 с.

Укладачі: І. О. Мезенцева  
Н. Є. Мовмига  
О. В. Османова

Рецензент Л. А. Васьковець

Кафедра безпеки праці та навколишнього середовища

## ВСТУП

**Вібрація** – механічні коливання, що виникають у пружних тілах та передаються на тіло людини.

Людина може відчувати вібрацію у діапазоні частот від частки герця до 8000 Гц. Вібрація з ще вищою частотою сприймається як теплове відчуття. При підвищенні частоти коливань понад 16 Гц вібрація супроводжується появою шуму.

**За способом передавання на людину** розрізняють *загальну* та *локальну* вібрації.

*Загальна вібрація* передається через опорні поверхні (ступні ніг або сідниці) на тіло сидячої або стоячої людини.

*Локальна вібрація* передається через руки людини.

Організм людини є особливо чутливим до вертикальних струсів, коли людина стоїть і коливання поширюються від ніг до голови.

Загальну вібрацію за джерелом її виникнення і можливістю регулювання її інтенсивності оператором поділяють на такі категорії відповідно до ДСН 3.3.6.038-99 [1]:

*Категорія 1* – транспортна вібрація, що впливає на оператора на робочих місцях самохідних та причіпних машин і транспортних засобів під час руху по місцевості, агрофону і дорогах, в тому числі при їх будівництві; при цьому оператор може активно, в певних межах, регулювати вплив вібрації.

*Категорія 2* – транспортно-технологічна вібрація, що впливає на людину-оператора на робочих місцях машин з обмеженою рухливістю при переміщенні

їх по спеціально підготовленим поверхням виробничих приміщень, промислових майданчиків і гірничих виробок; при цьому оператор може лише іноді регулювати вплив вібрації.

Категорія 3а – технологічна вібрація, яка діє на оператора на робочих місцях стаціонарних машин чи передається на робочі місця, які не мають джерел вібрації.

Категорія 3б – вібрація на робочих місцях працівників розумової праці і персоналу, яка не займається фізичною працею. До неї відносяться робочі місця на промислових кранах, у метало- і деревообробних верстатів, ковальсько-пресового устаткування, ливарних машин та іншого стаціонарного технологічного устаткування.

Локальна вібрація викликає спазми судин, які починаються з кінцевих фаланг пальців рук і поширюються на всю кисть, передпліччя, захоплюють судини серця. Діапазон частот 35 ... 250 Гц є найбільш критичним для розвитку вібраційної хвороби.

Локальна вібрація за джерелом виникнення поділяється на таку, що:

- передається від ручних машин (з двигунами), органів ручного управління машин і обладнання;
- передається від ручних інструментів (без двигунів) і оброблюваних деталей.

При гігієнічній оцінці двох видів вібрації слід мати на увазі, що санітарно-гігієнічні вимоги і правила в першому випадку включаються в технічну документацію на машини і устаткування, а в другому – у документацію на технологію проведення робіт.

Вібрація робочих місць операторів транспортних засобів і устаткування носить переважно низькочастотний характер з високими рівнями в октавах 1 ... 8 Гц і залежить від технологічної операції, швидкості пересування, типу сидіння, віброзахисту, ступеня зносу машини, профілю доріг і т.д. Характер спектрів – широкополосний, при цьому максимум енергії лежить в діапазоні 1 ... 2 Гц; 4 ... 8 Гц. На операторів транспортних засобів зазвичай впливає змінна

за рівнями і спектрами вібрація, що включає мікро- і макропаузи, причому оператори мають можливість (в певних межах) регулювати вібраційну експозицію. Спектри вібрацій робочих місць технологічного обладнання носять низько- і середньочастотний характер з максимумом енергії в октавах 4 ... 16 Гц.

Для санітарного нормування і контролю вібрацій згідно з ДСН 3.3.6.039-99 [1] використовуються середньоквадратичні значення віброприскорення і віброшвидкості, а також їх логарифмічні рівні в децибелах у третьоктавних і октавних смугах з середньгеометричними частотами.

Логарифмічні рівні віброприскорення і та віброшвидкості, дБ:

$$L_a = 20 \lg \frac{a}{a_0}, \quad L_v = 10 \lg \frac{V}{V_0},$$

де  $a_0$ ,  $V_0$  – опорні значення віброприскорення і віброшвидкості ( $a_0 = 10^{-6} \text{ м/с}^2$ ,  $V_0 = 5 \cdot 10^{-8} \text{ м/с}$ ).

$a$ ,  $V$  – середньоквадратичне значення віброприскорення та віброшвидкості відповідно.

Критичний діапазон частот встановлюється:

- а) для локальної вібрації: у вигляді октавних смуг зі середньгеометричними частотами: 1; 2; 4; 8; 16; 31,5; 63; 125; 250; 500; 1000 Гц.
- б) для загальної вібрації: у вигляді третьоктавних смуг зі середньгеометричними частотами: 0,8; 1; 1,25; 1,6; ... .50; 63; 80 Гц.

Зниження впливу вібруючих машин і обладнання на організм людини можливе шляхом:

- заміни інструменту або обладнання з вібруючими робочими органами на ті, що не вібрують, в процесах, де це можливо (наприклад, заміна електромеханічних касових машин на електронні);
- застосування віброізоляції вібруючих машин щодо підставки (наприклад, застосування ресор, гумових прокладок, пружин, амортизаторів);

- використання дистанційного керування в технологічних процесах (наприклад, використання телекомунікацій для управління вібротранспортером з сусіднього приміщення);
- використання автоматики в технологічних процесах, де працюють віброуючі машини (наприклад, управління по заданій програмі);
- використання ручного інструменту з віброзахисними рукоятками, спеціального взуття та рукавичок.

## Практична робота 1

### РОЗРАХУНОК ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ ВЕРСТАТІВ

**Мета роботи** – набуття навичок розрахунку віброізоляторів, а саме їх пружності і геометричних параметрів: висоти, площі і числа гумових прокладок або діаметра, числа витків і радіуса дроту пружин.

**Віброізоляція** – один з найбільш поширених методів захисту від вібрацій. Він реалізується шляхом введення додаткового пружного зв'язку (віброізоляторів) між джерелом вібрації і об'єктом, що захищається.

Стосовно металорізальних верстатів віброізоляція здійснюється як з метою захисту верстата від вібрацій основи (фундаменту), так і з метою захисту робочого місця верстатника від вібрацій самого верстата. Перший тип віброізоляції використовується при монтажі прецизійних верстатів. Другий застосовується в разі, коли вібрації робочого місця за своїм рівнем перевищують значення, встановлене діючими санітарними нормами. При влаштуванні віброізоляції стаціонарного технологічного устаткування з метою поліпшення умов праці як віброізолятори практично завжди використовують пружини або гумові прокладки.

Розрахунок віброізоляторів полягає у визначення їх пружності і геометричних параметрів: висоти, площі і кількості гумових прокладок або діаметра, кількості витків і радіуса дроту пружин.

Вихідною передумовою для розрахунку є необхідність виконання умови

$$f/f_0 = 3 \div 4,$$

де  $f$  – частота коливань сили, що впливає;

$f_0$  – відповідна власна частота коливань верстата на віброізоляторах.

Це відповідає, як відомо, оптимальному значенню коефіцієнта передачі:

$$KП = \frac{1}{(f/f_0)^2 - 1} \quad (1.1)$$

і експлуатаційним характеристикам віброізоляції.

Частота коливань збудливої сили  $f = n/60$ .

При наявності декількох приводних електродвигунів у розрахунок закладається найменше з отриманих значень. За відомим значенням  $f$  визначається

$$f_0 = f/3 \div 4.$$

Далі ведеться розрахунок залежно від виду віброізоляторів. При низькочастотних вібраціях, а також несприятливих умовах експлуатації (наявність високих температур, масел, парів кислот, лугів) рекомендується використання пружин, при високочастотній вібрації – гумових прокладок. При цьому слід мати на увазі, що пружини довше зберігають пружні властивості протягом терміну.

### ***Гумові віброізолятори***

Розрахунок віброізоляторів типу гумових прокладок ведеться в такій послідовності.

1. При знайденому значенні  $f_0$  необхідна статична осадка віброізольованої системи визначається за формулою

$$x_{ст} = \frac{g}{(2\pi f_0)^2}, \quad (1.2)$$

де  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

Формула впливає із співвідношення

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{q}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{q \cdot g}{m \cdot g}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{q \cdot g}{l}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{x_{\text{ст}}}},$$

де  $q$  і  $m$  – відповідно жорсткість (Н/м) та маса (кг) віброізолюваної системи,  $P$  – її вага,  $H$ ,  $g$  – прискорення вільного падіння, м/с<sup>2</sup>.

2. Для обраного матеріалу прокладки розраховується висота прокладки

$$h = x_{\text{ст}} \frac{E}{\sigma_{\text{ст}}}, \quad (1.3)$$

де  $E$  – динамічний модуль пружності матеріалу гумових прокладок, Н/м<sup>2</sup>;

$\sigma_{\text{ст}}$  – допустиме навантаження на стиск матеріалу гумових прокладок, Н/м<sup>2</sup>.

Значення динамічного модуля пружності та допустиме навантаження на стиск для найбільш поширених прокладок подано в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - Характеристика гумових прокладок

Матеріал	Динамічний модуль пружності, $E \times 10^5$ , Н/м <sup>2</sup>	Допустиме навантаження на стиск, $\sigma \times 10^5$ , Н/м <sup>2</sup>
Гума середньої жорсткості	200.....250	3....4
Гума ребриста	40.....50	0,8....1,0
Гума м'яка	50	0,8
Гума губчата	30	0,3

3. Товщина віброізолюючої прокладки повинна відповідати умовам:

$$h \neq \frac{\lambda \cdot n}{2}, \quad (1.4)$$

де  $\lambda$  – довжина хвилі ізолюваних коливань,  $n = 1, 2, 3, \dots$

(при  $\frac{\lambda \cdot n}{2} = h$  в прокладці виникають резонансні коливання);

$$h < \frac{a}{4} \quad (1.5)$$

де  $a$  – менша сторона (діаметр) прокладки (при  $h \geq a/4$  прокладки починають давати зрушення в горизонтальній площині).

#### 4. Площа віброізолюючої прокладки

$$S = \frac{P}{\sigma_{ст} \cdot N} \quad (1.6)$$

де  $P$  – маса агрегату, Н;  $N$  – число прокладок.

Якщо габарити прокладок виявляються неприйнятними, проводиться розрахунок другого наближення, в якому задається менше значення  $h$  або вибирається матеріал з меншою жорсткістю. Можливо також збільшення числа віброізоляторів.

Ослаблення вібрацій розраховується за формулою:

$$\Delta L_v = 20lg \frac{1}{KП} \quad (1.7)$$

**Завдання 1.** Розрахувати віброізолятори для агрегату вагою  $P$ , Н, з числом обертів  $n$ , об/хв.

Варіанти завдань для розрахунку віброізоляторів наведені у таблиці 1.2.

Таблиця 1.2 – **Варіанти завдань**

№	Число обертів $n$ , об/хв	Вага агрегата $P$ , Н	Матеріал
1	2000	9300	Гума середньої жорсткості
2	2100	9400	Гума ребриста
3	2200	9500	Гума м'яка
4	2300	9600	Гума губчата
5	2400	9700	Гума середньої жорсткості
6	2500	9800	Гума ребриста
7	2600	9350	Гума м'яка
8	2700	9450	Гума губчата
9	2800	9550	Гума середньої жорсткості
10	2900	9650	Гума ребриста

**Приклад.** Розрахувати віброізолятори для агрегату вагою  $P = 9800$  Н, з числом обертів  $n = 2400$  об/хв.

### Розв'язання

Частота коливань вимушеної сили  $f = \frac{n}{60} = 40$  Гц.

Власну частоту агрегату вибираємо в чотири рази меншою частоти вимушеної сили:  $f_n = \frac{f}{4} = 10$  Гц.

За формулою (1.2) визначаємо  $x_{ст} = 0,0025$  м.

З табл. 1.1 вибираємо як прокладку гуму ребристу з відповідними значеннями допустимого навантаження на стиск та динамічного модуля пружності  $\sigma_{ст} = 0,9 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>,  $E = 40 \cdot 10^5$  Н/м<sup>2</sup>.

Товщина прокладки відповідно до залежності (1.3) буде становити  $h = 0,1$  м.

Прокладка надмірно товста. Йдемо на погіршення ефективності віброізоляторів, приймаючи  $f_0 = \frac{f}{2} = 20$  Гц, що відповідає  $x_{ст} = 0,000625$ .

Висота прокладки при цьому  $h = 0,025$  м.

Перевірка умови (1.4) показує відсутність резонансних явищ в прокладці: дійсно, при  $f = 40$  Гц довжина відповідної хвилі становить:  $\lambda = \frac{c}{f} = 10$  м, де  $c$  – швидкість поширення поздовжніх коливань в матеріалі прокладки (3,8 м/с).

Загальна площа прокладок, що укладаються під плиту, на якій встановлений агрегат, розраховуємо за формулою (1.6):

$$S = \frac{9800}{0,9 \cdot 10^5} = 0,1 \text{ м}^2.$$

Число прокладок можна взяти рівним чотирьом, площа кожної з них буде

$$S_1 = \frac{0,1}{4} = 0,025 \text{ м}^2$$

При квадратній формі прокладки її сторона становить 0,158 м, тобто виконується умова (1.5).  $h < \frac{a}{4} \Rightarrow 0,025 < \frac{0,158}{4} = 0,0395$ .

Ослаблення вібрацій відповідно до формули (1.7) становить

$$\Delta L_v = 20 \lg \left[ \left( \frac{f}{f_0} \right)^2 - 1 \right] = 20 \lg \left[ \left( \frac{40}{20} \right)^2 - 1 \right] = 10 \text{ дБ.}$$

Із виконаних розрахунків можна зробити висновок, що прокладки із ребристої гуми у кількості 4 шт і висотою 2,5 см зможуть знизити рівень віброшвидкості агрегату вагою 9800 Н на 10 дБ, що необхідно буде враховувати при підборі віброізолятора.

### ***Пружинні віброізолятори***

Вихідними даними при розрахунку пружини, призначеної для віброізоляції, є:

#### 1. Статичне навантаження

$$P_{ст1} = \frac{P}{N}, \quad (1.8)$$

де  $P$  – загальна вага ізольованої установки, Н;  $N$  – число однотипних пружин у віброізольованій установці;

2. Жорсткість пружин у віброізольованій установці у вертикальному напрямку

$$q_{1z} = \frac{qz\Sigma}{N} = \frac{P}{gN} (2\pi f_0)^2$$

(1.9)

де  $q_{z\Sigma}$  – сумарна жорсткість віброізоляції у вертикальному напрямку, Н/м;

3. Амплітуда вертикальних коливань об'єкта при робочу числі оборотів у хвилину  $n$ , яка для гармонійної збудливої сили може бути розрахована за формулою

$$z_m = \frac{P}{m\omega^2 - q_{z\Sigma}} \quad (1.10)$$

де:

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = 2\pi f \quad (1.11)$$

Марки сталей для пружин наведені в таблиці 1.3.

Діаметр дроту пружини

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K \cdot P_1 \cdot C}{\tau_{кр}}}, \quad (1.12)$$

він може змінюватися в широких межах (від 3 до 40 мм);

у формулі (1.12)  $\tau_{кр}$  - допустиме напруження зсуву при крученні матеріалу пружин;

$$C = \frac{D}{d} \quad (1.13)$$

$C$  – індекс пружини, значення  $C$  рекомендується приймати від 4 до 10;

$D$  – середній діаметр пружини.

Коефіцієнт стисливості пружини  $K$ , який визначається за графіком рис. 1.1 залежно від індексу пружини  $C$ .

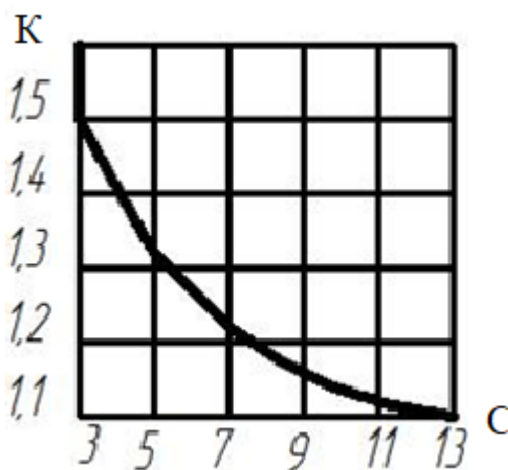


Рисунок 1.1 Визначення коефіцієнта деформації пружини  $K$

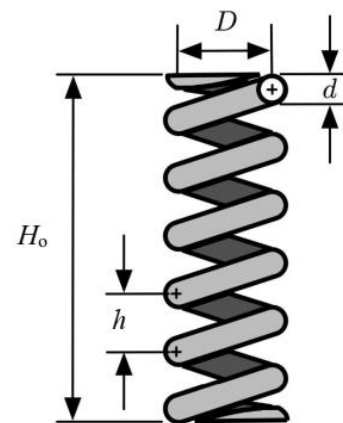


Рис. 1.2 Креслення пружини

Розрахункове навантаження на одну пружину

$$P_1 = P_{CT1} + 1,5P_{дин} \quad (1.14)$$

$P_{дин}$  – динамічне навантаження на одну пружину в робочому режимі ізолюваного об'єкта

$$P_{дин} = Z_m \cdot q_{1Z}, \quad (1.15)$$

1,5 – коефіцієнт, що враховує втому матеріалу пружини.

Число робочих витків

$$i_p = \frac{G \cdot d}{8c^3 \cdot q_{1Z}}, \quad (1.16)$$

де  $G$  – модуль зсуву матеріалу пружини.

Повне число витків

$$i = i_p + i_m, \quad (1.17)$$

де  $i_m$  – число мертвих витків, прийняте рівним 1,5 на обидва торця

пружини, якщо  $i < 7$  і 2,5, якщо  $i > 7$ . (1.18)

Таблиця 1.3 – Допустимі напруження для пружинних сталей

Сталь		Модуль зсуву, Н/м <sup>2</sup> ·10 <sup>10</sup>	Допустимі напруження		Призначення
			Режим роботи	Н/м <sup>2</sup> ·10 <sup>8</sup>	
Вуглецева	70	7,83	Легкий	4,11	Для пружин з відносно низьким напруженням при діаметрі дроту менше 8 мм
			Середній	3,73	
			Важкий	2,74	
Хромо-ванадієва, закалена у маслі	50ХФА	7,7	Легкий	5,49	Для пружин, що сприймають динамічне навантаження, при діаметрі прутка не менше 12,5 мм
			Середній	4,9	
			Важкий	3,92	
Кремниста	55С2	7,45	Легкий	5,49	Для пружин, що сприймають динамічне навантаження, при діаметрі прутка більше 10 мм, а також ресор
	60С2		Середній	4,41	
	63С2А		Важкий	3,43	

**Завдання 2.** Розрахувати віброізолятори типу пружин під нагнетательну установку з числом обертів приводу  $n$ , об/хв. Вага установки,  $P$ , Н.

Варіанти завдань для розрахунку віброізоляторів типу пружин наведені у таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 – Варіанти завдань

№ пп	Число обертів приводу $n$ , об/хв.	Вага установки $P$ , Н	Сталь, режим роботи
1	1200	3625	Хромованадієва, легкий
2	1250	3650	Хромованадієва, середній
3	1300	3700	Вуглецева, важкий
4	1350	3750	Вуглецева, легкий
5	1400	3800	Вуглецева, середній
6	1450	3825	Вуглецева, важкий
7	1500	3850	Кремниста, легкий
8	1550	3900	Кремниста, середній
9	1600	3925	Кремниста, важкий
10	1400	3950	Хромованадієва, важкий

**Приклад.** Розрахувати віброізолятори типу пружин під нагнетальну установку з числом обертів приводу  $n = 1440$  об/хв. Вага установки  $P = 3925$  Н.

#### **Розв'язання**

Приймаємо значення коефіцієнта передачі віброізоляції  $KП = \frac{1}{8}$ .

З формули (1.1) для коефіцієнта передачі,  $KП$  знаходимо відношення

$$\frac{f}{f_0} = \sqrt{\frac{1}{KП} + 1} = \sqrt{8 + 1} = 3,$$

де  $f_0$  – власна частота системи, включаючи віброізоляцію, Гц.

Частота коливань вимушеної сили

$$f = \frac{n}{60} = \frac{1440}{60} = 24 \text{ Гц} .$$

Значення власної частоти системи складає

$$f_0 = \frac{f}{3} = \frac{24}{3} = 8.$$

Необхідна загальна жорсткість системи віброізоляції у вертикальному напрямку визначається відповідно до відомого співвідношення

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{q}{m}}$$

за формулою (1.9):

$$q_{z\Sigma} = m(2\pi f_0)^2 = \frac{P}{g} (2 \cdot 3,14 \cdot 8)^2 = 1,008 \cdot 10^6 \text{ Н/м}.$$

Визначаємо жорсткість одного віброізолятора. Якщо число віброізоляторів вибрати рівним 8, то необхідна жорсткість однієї пружини

$$q_{1z} = \frac{q_{z\Sigma}}{N} = 1,26 \cdot 10^5 \text{ Н/м}.$$

Розрахункове навантаження на одну пружину відповідно до формул (1.8), (1.14), (1.15), (1.10), (1.11) становитиме

$$P_1 = P_{CT} + 1,5 \cdot P_{дин} = \frac{P}{N} + 1,5 \frac{P \cdot q_{1z}}{\frac{P}{g} \omega^2 - q_{zz}} = \frac{3925}{8} + 1,5 \frac{3925 \cdot 1,26 \cdot 10^5}{\frac{3925}{9,8} (2 \cdot 3,14 \cdot 24)^2 - 1,008 \cdot 10^6} = 582,2 \text{ Н}$$

За формулою (1.12) діаметр дроту пружини

$$d = 1,6 \sqrt{\frac{K \cdot P_1 \cdot C}{\tau_{кр}}} = 1,6 \sqrt{\frac{1,27 \cdot 582,2 \cdot 6}{3,92 \cdot 10^8}} = 5,4 \cdot 10^{-2} \text{ м}$$

При розрахунку беремо  $\tau_{кр} = 3,92 \cdot 10^8 \text{ Н/м}^2$  для хромованадієвої сталі при важкому режимі роботи (см. табл. 1.3);

$K$  – для розрахунку за формулою (1.12) визначаємо за графіком рис. 1.1. Приймаємо  $C = 6$ , тоді  $K = 1,27$ .

Приймаємо  $d = 6 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , згідно з таблицею 1.5. Середній діаметр пружини становить

$$D = C \cdot d = 6 \cdot 6 \cdot 10^{-3} = 36 \cdot 10^{-3} \text{ м}.$$

Число робочих витків пружини відповідно до формули (1.16)

$$i_p = \frac{Gd}{8q_{1z}C^3} = \frac{7,7 \cdot 10^{10} \cdot 6,0 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 1,26 \cdot 10^5 \cdot 6^3} = 2,1,$$

де  $G = 7,7 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$  – модуль пружності пружинної сталі при зсуві (значення  $G$  визначаємо за табл. 1.3).

Приймаємо  $i_p = 3,0$ .

Відповідно до умови (1.18) для  $i_p = 3$  приймаємо  $i_m = 1,5$

За формулою (1.17) повне число витків пружини

$$i = i_p + i_m = 3,0 + 1,5 = 4,5$$

Із виконаних розрахунків можна зробити висновок, що для установки вагою 3925 Н необхідно застосовувати віброізолятор у вигляді 8 пружин із хромванадієвої сталі з повним числом витків 4,5.

Таблиця 1.5 – Діаметри сталюого пружинного дроту

Дріт	Діаметр, мм
Легований	3; 3,5; 4; 4,5; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12
Хромванадієвий	3; 3,2; 3,5; 3,8; 4; 4,2; 4,5; 4,8; 5; 5,5; 6; 6,5; 7; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 11; 12; 13; 14

## Практична робота 2

### ВІБРОІЗОЛЯЦІЯ РОБОЧИХ МІСЦЬ ОПЕРАТОРІВ ПУЛЬТІВ УПРАВЛІННЯ

**Мета розрахунку** – визначення числа віброізоляторів і їх геометричних характеристик, що забезпечують значення коефіцієнта передачі вібрацій (КП), при якому вібрація робочого місця оператора знижується до допустимої величини.

Одне із завдань охорони праці на ділянках проведення вібраційних випробувань машин і устаткування – захист від впливу вібрацій обслуговуючого персоналу, перш за все операторів вібростендів. При

відсутності систем дистанційного керування вібростендів зниження коливань робочого місця досягається їх віброізоляцією – найбільш поширеним методом захисту від вібрацій, який реалізується введенням додаткового пружного зв'язку (віброізоляторів) між джерелом вібрацій і об'єктом, що захищається. У системах віброізоляції робочих місць операторів вібростенду, враховуючи наявність інтенсивних складових в низькочастотній частині спектра вібрацій, зазвичай використовують пружинні віброізолятори. Розташування віброізоляторів залежить від напрямку дії обурюючих сил. Принципові схеми розташування віброізоляторів відкритих майданчиків, на яких розташовуються оператори, представлені на рис. 1.1. Віброізоляція робочих місць може застосовуватися при гармонійних і негармонійних коливаннях основи.

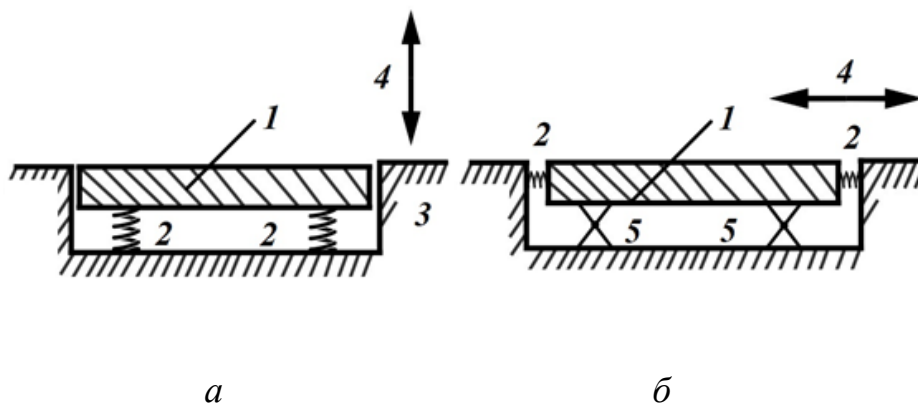


Рис. 2.1. Принципові схеми віброізоляції майданчиків:

а) при вертикальних коливаннях основи;

б) при горизонтальних коливаннях основи (опорний варіант);

1 – віброізолювана плита; 2 – віброізолятори; 3 – нестійка основа (фундамент);  
4 – напрямки коливань; 5 – опорні стрижні (каток)

Вихідні дані при проектуванні віброізоляції робочого місця в разі гармонійних вібрацій основи: частота  $f$  коливань, на якій проводяться випробування; амплітуда зсуву  $A_{\text{осн}}$  вимушених коливань віброізолюючої плити основи; нормативні значення амплітуди зміщення основи  $A_{\text{норм}}$  відповідно до нормативних документів; габарити плити  $a \cdot b$ ; маси опорної плити  $M$ , оператора  $m$ , обладнання тобто (маса обладнання приймається до

уваги в тому випадку, коли вона розташовується на опорній плиті робочого місця).

При розрахунку використовується співвідношення

$$КП = \frac{A_{норм}}{A_{осн}} = \frac{1}{(f/f_0)^2 - 1}; \quad (2.1)$$

де  $f_0$  – власна частота віброізолюючого робочого місця, включаючи оператора, опорну плиту і віброізолятори.

Розрахунок віброізоляції робочого місця в разі вертикальних вібрацій, які найчастіше найбільш виражені, ведеться в такій послідовності:

1. Знаходимо допустиме значення амплітуди швидкості коливань робочого місця з табл. 2.1.

2. За формулою (2.1) визначаємо потрібне значення коефіцієнта передачі віброізоляції.

3. Знаходимо потрібне значення власної частоти віброізолюваного робочого місця:

$$f_0 = \frac{F}{\sqrt{\frac{1}{КП} + 1}}. \quad (2.2)$$

4. За знайденим значенням  $f_0$  знаходимо потрібну статичну осадку:

$$x_{ст} = \frac{g}{(2\pi f_0)^2}. \quad (2.3)$$

5. Розраховуємо (або задаємо) масу опорної плити  $M$ , яка повинна в 2–3 рази перевищувати масу оператора і устаткування, наявного на плиті.

6. При заданих габаритах опорної плити визначаємо товщину опорної плити:

$$\delta = \frac{M}{ab\rho}; \quad (2.4)$$

де  $\rho$  – щільність матеріалу плити.

7. Обчислюємо сумарну жорсткість віброізоляторів  $q_z$  у вертикальному напрямку:

$$q_{z\Sigma} = \frac{M_{\Sigma}g}{X_{ст}}, \quad \text{де } M_{\Sigma} = M + m + m_{об} \quad (2.5)$$

8. Визначаємо вертикальну жорсткість  $q_{z1}$  одного віброізолятора:

$$q_{z1} = \frac{q_{z\Sigma}}{N}; \quad (2.6)$$

де  $N$  – кількість віброізоляторів (вибираємо, виходячи з вимоги забезпечення стійкості опорної плити).

Таблиця 2.1 – Допустимі значення амплітуди переміщення

Параметри	Значення параметрів								
Частота, Гц	1,4	1,6	2	2,5	2,8	3,2	4,0	5,0	5,6
Амплітуда переміщення	3,11	2,22	1,28	0,7	0,61	0,44	0,28	0,16	0,13
Частота, Гц	6,3	8,0	10	11,2	12,5	18	20		
Амплітуда переміщення	0,09	0,056	0,045	0,041	0,036	0,028	0,0225		
Частота, Гц	22,4	25	31,5	40	45	50	63	80	90
Амплітуда переміщення	0,02	0,018	0,014	0,013	0,0102	0,009	0,0072	0,0058	0,005

*Примітка:* значення амплітуд переміщення дані для випадку гармонійних коливань.

9. Знаходимо розрахункове навантаження на одну пружину з урахуванням можливості нерівномірного розподілу навантаження на пружини при переміщенні оператора:

$$P_1 = \frac{Mg}{N} + 1.5 \frac{mg}{n}, \quad (2.7)$$

де  $n$  – мінімальна кількість пружин, що сприймають вагу оператора при роботі.

10. Визначаємо геометричні розміри пружинних віброізоляторів:

а) діаметр прутка пружини:  $d = 1.6 \sqrt{\frac{KP_1C}{[\tau]}}$ , (2.8)

де  $C = \frac{D}{d}$  приймаємо рівним від 4 до 10;  $D$  – діаметр пружини;

$\tau = 4,41 \cdot 10^8$  Н/м<sup>2</sup> – допустиме напруження матеріалу пружини на кручення;

$K$  - коефіцієнт деформації пружини (визначається з рис. 1.1);

б) діаметр пружини:  $D = cd$ ; (2.9)

в) число робочих витків:  $i_1 = \frac{Gd}{8 \cdot q_z \cdot C^3}$ ; (2.10)

$G = 7,85 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$  – модуль зсуву для сталі;

$$\text{г) повне число витків пружини: } i_{\Sigma} = i_1 + i_2, \quad (2.11)$$

де неробоче число витків пружини  $i_2 = 1,5$  при  $i_1 < 7$  й  $i_2 = 2$  при  $i_1 \geq 7$  ;

$$\text{д) шаг витка } h = 0,25D ;$$

$$\text{е) висота ненавантаженої пружини } H_0 = i_2 h (i_2 - 0,5) d. \quad (2.12)$$

При розрахунку пружин, що працюють на стиск, відношення висоти ненавантаженої пружини  $H_0$ , м до її діаметра  $D$ , м повинно бути не більше двох. В іншому випадку виникає небезпека втрати стійкості віброізолюваної системи.

$$H_0 \leq 2D \quad (2.13)$$

**Завдання.** Розрахувати віброізоляцію залізобетонної віброгасильної плити з розташованим на ній робочим місцем оператора потужного вібростенда. Випробування проводяться при гармонійних коливаннях, що мають частоту  $f$ , Гц, та амплітуду  $A$ , м. Маса плити  $M$ , кг.

Варіанти завдань для розрахунку залізобетонної віброгасильної плити приведені у таблиці 2.2.

Таблиця 2.2 – Варіанти завдань

№	Частота $f$ , Гц	Маса плити $M$ , кг	Маса оператора $m$ , кг	Маса обладнання $m_{об}$ , кг	Амплітуда зміщення $A_{осн}$ , $10^{-3}$ м
1	18	200	75	7	0,190
2	20	210	77	–	0,195
3	25	220	70	–	0,198
4	40	230	78	10	0,192
5	45	240	80	8	0,193
6	50	200	82	–	0,194
7	63	210	90	9	0,196
8	80	220	81	–	0,195
9	90	230	95	11	0,198
10	10	240	98	–	0,192

**Приклад.** Розрахувати віброізоляцію залізобетонної віброгасильної плити з розташованим на ній робочим місцем оператора потужного вібростенда. Випробування проводяться при гармонійних коливаннях, що мають частоту  $f = 50$  Гц, и амплітуду  $A = 0,195 \cdot 10^{-3}$  м. Маса плити  $M$  становить 220 кг.

**Розв'язання.**

За табл. 2.1 знаходимо допустиме значення амплітуди переміщення при гармонійних коливаннях з частотою 50 Гц. Воно становить  $0,009 \cdot 10^{-3}$  м. Беручи коефіцієнт запасу, який дорівнює 3, отримаємо допустиме значення амплітуди зміщення  $0,003 \cdot 10^{-3}$  м.

1. З формули (2.1) визначаємо значення коефіцієнта передачі вібрацій

$$КП = \frac{0,003 \cdot 10^{-3}}{0,195 \cdot 10^{-3}} = \frac{1}{65}$$

2. Відповідне значення власних вертикальних коливань опорної плити:

$$f_0 = \frac{50}{\sqrt{65+1}} = 6,15 \text{ Гц.}$$

3. Сумарну жорсткість пружин, на яких встановлюється плата, з урахуванням ваги маси плити і оператора на ній (масу оператора приймаємо рівною 80 кг, а масою робочого місця нехтуємо), обчислюємо за формулою (2.5)

$$q_{z\Sigma} = \frac{(220+80) \cdot 9,8 \cdot (2\pi \cdot 6,15)^2}{9,8} = 447 \cdot 10^3 \text{ Н/м.}$$

4. Статичний осад всіх пружин  $x_{ст}$  становить:

$$x_{ст} = \frac{300 \cdot 9,8}{447 \cdot 10^3} = 0,66 \cdot 10^{-2} \text{ м.}$$

5. Беручи загальне число пружин  $N$ , рівне 8 (по 2 на кожен кут опорної плити), з формули (2.8) визначимо жорсткість одного віброізолятора:

$$q_{z1} = \frac{447 \cdot 10^3}{8} = 56 \cdot 10^3 \text{ Н/м.}$$

6. Навантаження на одну пружину відповідно до формули (2.7) становить:

$$P_1 = \frac{220 \cdot 9,8}{8} + 1,5 \frac{80 \cdot 9,8}{2} = 857,5 \text{ Н.}$$

(Вага людини в гіршому випадку розподіляється в процесі роботи на 2 пружини.)

7. За формулою (2.8) визначимо діаметр прутка пружини, приймаючи  $C = 8$ . Відповідне значення коефіцієнта  $K$  складе 1.18. Допустима напруга  $[\tau]$  на зріз для пружинних сталей становить  $44.1 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2$ . Звідси

$$d = 1.6 \sqrt{\frac{KPC}{[\tau]}} = 1.6 \sqrt{\frac{1,18 \cdot 857,5 \cdot 8}{44,1 \cdot 10^7}} = 6,85 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Конструктивно приймаємо  $d = 10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

В цьому випадку  $D = cd = 8 \cdot 10 \cdot 10^{-3} = 80 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Напруга на кручення

$$\tau = \frac{1.6^2 \cdot K \cdot P \cdot C}{d^2} = \frac{2.56 \cdot 1.18 \cdot 857.5 \cdot 8}{[10 \cdot 10^{-3}]^2} = 20,7 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2;$$

$$20.7 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2 < 44.1 \cdot 10^7 \text{ Н/м}^2.$$

Умова міцності виконується.

За формулою (2.10) визначаємо число робочих витків пружини

$$i_1 = \frac{G \cdot d}{8q_z \cdot C^3} = \frac{7,8 \cdot 10^{10} \cdot 10 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 56 \cdot 10^3 \cdot 8^3} = 3.4.$$

( $G$  для пружинних сталей становить  $7,8 \cdot 10^{10} \text{ Н/м}^2$ .)

У відповідності до розділу (2.11) повне число витків пружини

$$i_\Sigma = i_1 + i_2 = 3.4 + 1.5 = 4.9 \approx 5.0,$$

оскільки  $i_1 < 7$ .

Розраховуємо крок витка  $h = 0,25D = 0.25 \cdot 80 \cdot 10^{-3} = 20 \cdot 10^{-3}$ .

За формулою (2.12) визначаємо висоту ненавантаженої пружини:

$$H_0 = i_\Sigma \cdot h + (i_2 - 0.5)d = 5 \cdot 20 \cdot 10^{-3} + (1.5 - 0.5) \cdot 10 \cdot 10^{-3} =$$

$$= 110 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

Перевіряємо виконання вимоги (2.13)

$$\frac{H_0}{D} = \frac{110 \cdot 10^{-3}}{80 \cdot 10^{-3}} = 1,375 < 2,0$$

Робимо висновок, що умови виконуються.

### Практична робота 3

## РОЗРАХУНОК ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ КОМПРЕСОРІВ

**Мета роботи** – набуття навичок самостійного розв’язання інженерної задачі: розробка колективних засобів захисту від вібрації на виробництві, вибір оптимального варіанту.

### Теоретичні дані

Установка машин і агрегатів на віброізолюючі опори призводить до ослаблення передачі вібрацій від цих машин до основи (фундаменту), що в свою чергу призводить до зниження рівня вібрацій робочих місць, які регламентуються нормами. Віброізоляція – один з найбільш поширених методів захисту від вібрацій – реалізується шляхом введення додаткового пружного зв'язку (віброізоляторів) між джерелами вібрації і об'єктом, що захищається.

При влаштуванні віброізоляції стаціонарного технологічного устаткування з метою поліпшення умов праці в якості віброізоляторів практично завжди використовують пружини або гумові прокладки.

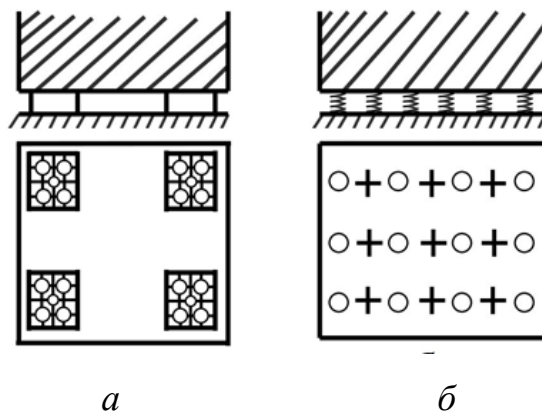


Рис. 3.1. Схеми комбінованих віброізоляторів:

*а* – куцове розташування пружин і гумових елементів (куцові комбіновані віброізолятори);

*б* – роздільне розташування пружин і гумових елементів; + – пружини; о – гумові елементи

При низькочастотних вібраціях, а також несприятливих умовах експлуатації (наявність високих температур, масел, парів, кислот, лугів, конструктивних обмежень по висоті віброізоляторів) рекомендується використання пружин, при високочастотній вібрації і нормальних умовах експлуатації – гумових прокладок. При цьому слід мати на увазі, що пружини довше зберігають пружні властивості в часі. Однак у ряді випадків, зокрема у компресорів, у спектрі вібрацій є значні за величиною складові як в низько-, так і в високочастотному діапазоні частот. Це робить необхідним використання комбінованої віброізоляції. Вона може бути виконана за схемою з кушовим розташуванням пружин і гумових елементів (рис. 3.1, а) і за схемою з роздільним розташуванням пружин і гумових елементів (рис. 3.1, б). Нижче розглянута методика їх проектного розрахунку.

Розрахунок віброізоляторів зводиться до визначення їх пружності і геометричних параметрів: висоти, площі і числа гумових прокладок або діаметра, числа витків і радіуса дроту пружини. Вихідною передумовою для розрахунку є необхідність виконання умови  $f/f_0 = 3 \div 4$ , де  $f$  – частота коливань збудливої сили;  $f_0$  – власна частота коливань машини, яка встановлена на віброізоляцію. Це відповідає, як відомо, оптимальній, з точки

зору коефіцієнта, передачі

$$KП = \frac{1}{\left(\frac{f}{f_0}\right)^2 - 1} \quad \text{і експлуатаційним}$$

характеристикам віброізоляції. За відомим значенням  $f$  визначають  $f_0 = \frac{f}{3 \div 4}$ .

Далі розрахунок ведеться залежно від виду віброізоляторів.

Стосовно комбінованої віброізоляції розрахунок зазвичай зводиться до визначення потрібних значень параметрів гумових прокладок виходячи з відомої сумарної жорсткості пружин, в якості яких приймаються типові пружини заводського виготовлення зі стандартними геометричними і жорсткістними характеристиками (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 – Характеристики типових пружин

Величина	Марка пружини						
	ДО38	ДО39	ДО40	ДО41	ДО43	ДО44	ДО45
$P_{\text{доп}}, \text{Н}$	117,6	215,6	333,2	539	940,8	1646,4	3724
$f_0, \text{Гц}$	3	2,7	2,5	2,4	2,1	1,5	1,8
$q_z \cdot 10^3, \text{Н/м}$	4,6	6,2	8,3	12,6	30	36,4	45
$d \cdot 10^{-3}, \text{м}$	3	4	5	6	10	12	15
$D \cdot 10^{-3}, \text{м}$	30	40	50	54	80	96	120
$i$ (число робочих витків)	6,5	6,5	6	6,5	6,5	6,5	6,5
$H \cdot 10^{-3}, \text{м}$	65	84	102	114	171	202	245
$H_0 \cdot 10^{-3}, \text{м}$	68	88	107	123	186	220	275
$h \cdot 10^{-3}, \text{м}$	10	13	17	18	27	32	40
$l \cdot 10^{-3} \text{ м}$	752	1015	1185	1370	2020	2424	3032

де  $P_{\text{доп}}$  – допустиме робоче навантаження на пружину, Н;

$f_0$  – власна частота вертикальних коливань установки при навантаженні

$P_{\text{макс}}$ , Гц;

$q_z$  – жорсткість пружини у вертикальному напрямку, Н/м;

$D$  – діаметр пружини, м;

$H$  – висота пружини у навантаженому стані, м;

$H_0$  – повна висота пружини у ненавантаженому стані, м;

$h$  – крок ненавантаженої пружини, м;

$l_k$  – повна довжина дроту (без урахування технологічного припуску), м;

$d$  – діаметр дроту пружин, м; для всіх пружин  $H_0 / D \leq 2$ .

У більшості випадків стосовно стаціонарного технологічного устаткування, і зокрема компресорів, віброізолятори розраховуються на дію сил, що збурюють вертикально.

Розрахунок комбінованих віброізоляторів компресорів ведеться в такій послідовності:

1. Визначається основна частота вимушених коливань, Гц:

$$f = \frac{n \cdot z}{60} \quad (3.1)$$

де  $n$  – число оборотів компресора,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $z$  – число робочих циліндрів.

2. Знаходиться потрібна власна частота компресора при установці на віброізолюючі опори, Гц:

$$f_0 = \frac{f}{3 \div 4}, \quad (3.2)$$

3. Розраховується значення потрібної сумарної жорсткості системи віброізоляції, Н/м:

$$q_{\Sigma} = m \cdot \omega_0^2, \quad (3.3)$$

де  $m$  – маса компресора (в разі установки компресора на опорні плити і підстави);  $m$  – сумарна маса компресора основи, тобто маса віброізольованої системи);

$\omega_0 = 2 \cdot \pi \cdot f_0$  – власна кругова частота віброізольованої системи,  $\text{с}^{-1}$ .

4. Визначається амплітуда коливань віброізольованого компресора, м:

$$A = \frac{F_z}{m \cdot \omega^2}, \quad (3.4)$$

де  $F_z$  – вертикальна складова неврівноважених сил інерції, Н;

$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f$  – кругова частота віброізольованої системи,  $\text{с}^{-1}$ .

5. З умов міцності знаходиться потрібне число пружин:

$$N_{np} = \frac{P}{P_{\text{доп}}}, \quad (3.5)$$

де  $P$  – вага віброізольованої системи, Н;  $P_{\text{доп}}$  – допустиме навантаження на пружину, Н (визначається з табл. 3.1 для обраного типу пружин).

6. Визначається сумарна жорсткість пружинних віброізоляторів, Н/м:

$$q_{np\Sigma} = q_{np} \cdot N, \quad (3.6)$$

де  $q_{np}$  – жорсткість однієї пружини (визначається з табл. 3.1 для обраного типу пружин).

7. Знаходиться сумарна жорсткість гумових прокладок, Н/м::

$$q_{гум\Sigma} = q_{\Sigma} - q_{np\Sigma}. \quad (3.7)$$

8. Розраховується вага віброізолюваної системи, що припадає на гумові прокладки, Н:

$$P_{гум} = A \cdot q_{гум\Sigma}. \quad (3.8)$$

9. Знаходиться вага віброізолюваної установки, що припадає на пружинні віброізолятори, Н:

$$P_{пр} = P - P_{гум\Sigma}. \quad (3.9)$$

10. Визначається статична осадка пружини, м:

$$x_{ст} = \frac{P_{пр}}{q_{np\Sigma}}. \quad (3.10)$$

11. Обчислюється сумарна площа поперечного перерізу гумових віброізоляторів, м<sup>2</sup>:

$$S_{гум\Sigma} = \frac{P_{гум}}{\sigma_{доп}}, \quad (3.11)$$

де  $\sigma_{доп}$  – допустима напруга стиснення (визначається з табл. 3.2 для обраного матеріалу прокладки).

Таблиця 3.2 – Характеристика гумових прокладок

Матеріал	Допустиме навантаження на стиск, $\sigma \times 10^4, \text{ Н/м}^2$	Динамічний модуль пружності, $E \times 10^5, \text{ Н/м}^2$
Гума:		
губчаста	2,34	30
м'яка	7,85	50
у вигляді ребристих плит з отворами	7,85-9,81	40
Гума спеціальних сортів	29,4-39,2	100
Пробка натуральна	14,7-19,62	30
Плити з пробкової крихти	5,89-9,81	60
Повсть жорстка пресована	13,7	90
Повсть з прошарком пробки	19,62	80

12. Розраховується робоча висота гумових прокладок, м:

$$H = \frac{E \cdot S_{\text{гум}\Sigma}}{q_{\text{гум}\Sigma}}, \quad (3.12)$$

де  $E$  – динамічний модуль пружності матеріалу прокладки (визначається з табл. 3. 2 для обраного матеріалу прокладок).

13. Знаходиться повна висота гумових прокладок, м:

$$H_0 = H + \frac{B}{8}, \quad (3.13)$$

де  $H \leq B \leq 8 \cdot H$ ;

$B$  – ширина квадратної прокладки.

14. Визначається число гумових прокладок:

$$N_{\text{гум}} = \frac{S_{\text{гум}\Sigma}}{B^2}. \quad (3.14)$$

**Завдання.** Зробити розрахунок комбінованої віброізоляції вертикального двоциліндрового компресора. Число оборотів компресора  $n$ ,  $\text{хв}^{-1}$ , вертикальна складова неврівноважених сил інерції  $F_z$ , Н, маса компресора  $m$ , кг. Марка пружини і матеріал прокладок наведені в таблиці 3.3 відповідно до варіанта.

Варіанти завдань для розрахунку віброізоляції вертикального двоциліндрового компресора приведені у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Варіанти завдань

№ п/п	Число обертів компресора, $n$ , $\text{хв}^{-1}$	Маса компресора $m$ , кг	Сила інерції $F_z$ , кН	Марка пружини	Матеріал прокладок
1	390	8500	66,50	ДО38	гума губчата
2	400	8600	66,53	ДО39	гума м'яка
3	410	8700	66,59	ДО40	гума спеціальних сортів
4	420	8800	66,62	ДО41	гума губчата
5	430	8900	66,64	ДО43	гума м'яка
6	450	9000	66,50	ДО44	гума спеціальних сортів
7	460	9100	66,53	ДО45	гума губчата
8	470	9200	66,59	ДО38	гума м'яка
9	480	9300	66,62	ДО39	гума спеціальних сортів
10	490	9400	66,64	ДО40	гума губчата

**Приклад.** Зробити розрахунок комбінованої віброізоляції вертикального двоциліндрового компресора. Число обертів компресора  $n = 450 \text{ хв}^{-1}$ , вертикальна складова неврівноважених сил інерції  $F_z = 66640 \text{ Н}$ , маса компресора  $8800 \text{ кг}$ . Комбіновані віброізолятори складаються зі стандартних пружин типу ДО44 і гумових прокладок зі спеціального сорту гуми.

### **Розв'язання.**

За формулами (3.1) і (3.2) визначаємо відповідно потрібні значення основної частоти віброізолюваного компресора:

$$f = \frac{450}{60} \cdot 2 = 15 \text{ Гц};$$

$$f_0 = \frac{f}{3} = \frac{15}{3} = 5 \text{ Гц}$$

За формулою (3.3) розраховуємо потрібну жорсткість системи комбінованої віброізоляції:

$$q_{\Sigma} = m \cdot \omega_0^2 = 8800 (2 \cdot 3,14 \cdot 5)^2 = 8,68 \cdot 10^6 \text{ Н/м.}$$

За формулою (3.4) знаходимо амплітуду коливань компресора, м:

$$A = \frac{F_z}{m \cdot \omega^2} = \frac{66640}{8800 \cdot (2 \cdot \pi \cdot 15)^2} = 8,5 \cdot 10^{-4}.$$

Відповідно до формул (3.5), (3.6) і (3.7) розрахуємо потрібну кількість пружин і їх сумарну жорсткість, а також потрібну сумарну жорсткість гумових прокладок (характеристики пружини ДО44 визначаємо з табл. 3.1):

$$N_{\text{пр}} = \frac{P}{P_{\text{доп}}} = \frac{8800 \cdot 9,81}{1646,4} = 52,4 \text{ (приймаємо } N = 54);$$

$$q_{\text{пр}\Sigma} = q_{\text{пр}} \cdot N = 36,4 \cdot 10^3 \cdot 54 = 1,9 \cdot 10^6 \approx 2 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$$

$$q_{\text{гум}\Sigma} = q_{\Sigma} - q_{\text{пр}\Sigma} = 8,68 \cdot 10^6 - 2 \cdot 10^6 = 6,68 \cdot 10^6 \text{ Н/м}$$

За формулами (3.8) і (3.9) знаходимо вагу віброізолюваної установки, що припадає відповідно на гумові прокладки і пружини:

$$P_{\text{гум}} = A \cdot q_{\text{гум}\Sigma} = 8,5 \cdot 10^{-4} \cdot 6,68 \cdot 10^6 = 5678 \text{ Н}$$

$$P_{\text{пр}} = P - P_{\text{гум}\Sigma} = 8800 \cdot 9,81 - 5678 = 80650 \text{ Н}$$

Відповідно до залежності (3.10) визначаємо статичну осадку пружини:

$$x_{\text{ст}} = \frac{P_{\text{пр}}}{q_{\text{пр}\Sigma}} = \frac{80650}{2 \cdot 10^6} = 0,040 \text{ м.}$$

За формулами (3.11), (3.12), (3.13) знаходимо потрібні розміри гумових прокладок (характеристики обраного матеріалу прокладок визначаємо з табл. (3.2)):

$$S_{\text{гум}\Sigma} = \frac{P_{\text{гум}}}{\sigma_{\text{дон}}} = \frac{5678}{294000} = 0,0193\text{м}^2$$

$$H = \frac{E \cdot S_{\text{гум}\Sigma}}{q_{\text{гум}\Sigma}} = \frac{100 \cdot 10^5 \cdot 0,0193}{6,68 \cdot 10^6} = 0,029\text{м}$$

$$H_0 = H + \frac{B}{8} = 0,029 + \frac{2 \cdot 0,029}{8} = 0,036\text{м}$$

За формулою (3.14) знаходимо число гумових прокладок

$$N_{\text{гум}} = \frac{S_{\text{гум}\Sigma}}{B^2} = \frac{0,0193}{(2 \cdot 0,029)^2} = 5,7$$

і приймаємо його рівним 6.

### Контрольні запитання

1. Визначення вібрації.
2. Види вібрації за способом передавання на людину.
3. Категорії загальної вібрації за джерелом її виникнення і можливості регулювання її інтенсивності оператором.
4. Локальна вібрація за джерелом виникнення.
5. Параметри, які є основними для контролю та санітарного нормування вібрації.
6. Логарифмічні рівні віброприскорення і та віброшвидкості.
7. Зниження впливу віброуючих машин і обладнання на організм людини.
8. Поняття віброізоляції.
9. Типи віброізоляторів.
10. Визначення коефіцієнта передачі.

### **Список джерел інформації**

1. ДСН 3.3.6.039-99. Державні санітарні норми виробничої загальної та локальної вібрації: Постанова МОЗ України від 01.12.99р. № 39.
2. ДСТУ ISO 2631-1:2004 Вібрація та удар механічні. Оцінка впливу загальної вібрації на людину. Частина 1. Загальні вимоги.
3. ДБН В.1.2-10:2021 Захист від шуму та вібрації.

## Зміст

Вступ.....	4
1. Розрахунок віброізоляції верстатів.....	7
2. Віброізоляція робочих місць операторів пультів управління .....	17
3. Розрахунок віброізоляції компресорів .....	24
Контрольні запитання.....	32
Список джерел інформації.....	33

Місце для нотаток

Навчальне видання

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до практичних занять

«РОЗРАХУНКИ ВІБРОІЗОЛЯЦІЇ У ГАЛУЗІ МАШИНОБУДУВАННЯ»

з дисципліни «Безпека виробничих процесів і устаткування»

для студентів спеціальності 263 «Цивільна безпека»

денної і заочної форми навчання

Укладачі: МЕЗЕНЦЕВА Ірина Олександрівна  
МОВМИГА Наталія Євгеніївна  
ОСМАНОВА Ольга Вікторівна

Відповідальний

за випуск

проф. Березуцький В. В.

Роботу до видання рекомендувала

проф. Райко В. Ф.

У авторській редакції

План 2020 р., поз. 255

Гарнітура Таймс. Обсяг –1,6 друк. арк.

---

Видавничий центр НТУ «ХП»

Свідоцтво суб'єкта видавничої справи ДК № 5478 від 21.08.2017 р.

---