

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ  
ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ  
ТЕХНОЛОГІЙ  
КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ**

**КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА**

першого (бакалаврського) рівня вищої освіти

на тему «**Розроблення і проектування вібраційного бункерного  
живильника**»

Виконав: студент групи Маш-22сп

Спеціальності 133 Галузеве машинобудування  
(шифр і назва)

Печонка Валентин Сергійович  
(Прізвище та ініціали)

Керівник: к.т.н., доцент Коруняк Петро Степанович  
(Прізвище та ініціали)

Дубляни 2023

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ**  
**ЛЬВІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**  
**ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ**  
**ФАКУЛЬТЕТ МЕХАНІКИ, ЕНЕРГЕТИКИ ТА ІНФОРМАЦІЙНИХ**  
**ТЕХНОЛОГІЙ**  
**КАФЕДРА МАШИНОБУДУВАННЯ**

«ЗАТВЕРДЖУЮ»

Зав. кафедри \_\_\_\_\_

(підпис)

д.т.н., професор Власовець В.М.

“ \_\_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2023 р.

**З А В Д А Н Н Я**

на кваліфікаційну роботу студенту  
**Печонці Валентину Сергійовичу**

1. Тема роботи: **“Розроблення і проектування вібраційного бункерного живильника”**

Керівник роботи: Коруняк Петро Степанович, к.т.н., доцент

Затверджена наказом по університету від 30.12.2022 року № 453/К-С

2. Строк здачі студентом закінченої роботи 23.06.2023 року

3. Вихідні дані: технічні характеристики бункерних живильників; патенти на корисні моделі та винаходи; літературні джерела за тематикою накопичення та дозування сипких матеріалів; методики розрахунку та проектування вібраційних живильних систем та бункерів-накопичувачів; методики визначення економічної ефективності конструктивного удосконалення машини.

4. Перелік питань, які необхідно розробити:

1. Літературний огляд та аналіз існуючих конструкцій вібраційних бункерних живильників

2. Проектування і розрахунок вбж на триелементній Пружній підвісці

3. Охорона праці.

4. Техніко-економічні показники проекту

Висновки і пропозиції;

Бібліографічний список.

5. Перелік ілюстраційного матеріалу

1. Класифікація вібраційних живильників - 1-ий аркуш.

2. Огляд конструктивних схем ВБЖ. - 2-ий аркуш.

3. Загальний вигляд вібраційного бункерного живильника – 3-ий аркуші.

4. Складальні одиниці та деталі ВБЖ – 4, 5-ий аркуші.

6. Консультанти розділів роботи

Розділ	Прізвище, ініціали та посада Консультанта	Підпис, дата		Відмітка про виконання
		завдання видав	завдання прийняв	
1,2,4	Коруняк П.С. к.т.н., доцент кафедри машинобудування			
3	Городецький І.М., к.т.н., доцент кафедри УПБВ			

7. Дата видачі завдання: 30.12.2022 р.

КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН

Пор. №	Назва етапів кваліфікаційної роботи	Строк виконання етапів роботи	Відмітка про виконання
1.	<i>Виконання першого розділу: «Літературний огляд та аналіз існуючих конструкцій вібраційних бункерних живильників»</i>	<i>23.01.23- 24.02.23</i>	
2.	<i>Виконання другого розділу: «Проектування і розрахунок ВБЖ на триелементній пружній підвісі»</i>	<i>27.02.23- 14.04.23</i>	
3.	<i>Виконання розділу: «Охорона праці»</i>	<i>17.04.23- 23.05.23</i>	
4.	<i>Виконання розділу: «Техніко-економічні показники проекту»</i>	<i>26.05.23- 16.06.23</i>	
5.	<i>Завершення оформлення розрахунково- пояснювальної записки. Завершення роботи в цілому</i>	<i>19.06.23- 23.06.23</i>	

Студент \_\_\_\_\_ Валентин ПЕЧОНКА  
(підпис)

Керівник роботи \_\_\_\_\_ Петро КОРУНЯК  
(підпис)

Печонка Валентин Сергійович “Розроблення і проектування вібраційного бункерного живильника” // Кваліфікаційна робота. – Дубляни: Львівський національний університет природокористування, 2023 р. 45 с.

Наведені результати аналізу існуючих конструкцій вібраційних бункерних завантажувальних пристроїв. Розглянуто особливості забезпечення відповідних параметрів режиму роботи пристроїв для вибраної динамічної системи.

Спроектовано і розроблено конструкцію вібраційного бункерного живильника на триелементній пружній підвісці з електромагнітним вібраційним приводом для подачі заготовок у робочу зону технологічного обладнання.

Проведено розрахунок конструктивно-технологічних параметрів запропонованого пристрою.

Проаналізовано вимоги техніки безпеки під час виконання технологічного процесу та вплив його на навколишнє середовище.

Розраховано техніко-економічні параметри від впровадження запропонованого обладнання.

Табл. 3; Рис. 15; Бібл. джерел 7; Дод. 1.

## ЗМІСТ

ВСТУП	6
1 ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ БУНКЕРНИХ ЖИВИЛЬНИКІВ	7
1.1 Загальні відомості про БЗП	7
1.2 Класифікація вібраційних бункерних завантажувальних пристроїв	8
1.3 Конструктивні особливості ВБЗП	9
1.4 ВБЖ з ґратчастим гіперболоїдним торс іоном	12
1.5 ВБЖ з прямолінійними траєкторіями гвинтових коливань	15
1.6 ВБЖ з незалежними коливаннями	16
2 ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ВБЖ НА ТРИЕЛЕМЕНТНІЙ ПРУЖНІЙ ПІДВІСЦІ	18
2.1 Будова ВБЖ на триелементній пружній підвісці	18
2.2 Визначення основних конструктивних параметрів віброживильника	20
2.3 Конструкція і розміри чаші ВБЖ	22
2.4 Кут нахилу пружних стрижнів ВБЖ	24
2.5 Визначення розмірів пружних стрижнів ВБЖ	27
2.6 Розміри плоских пружин ВБЖ	27
2.7. Розрахунок амортизаторів ВБЖ	29
2.8 Розрахунок електромагнітного вібратора ВБЖ	30
3 ОХОРОНА ПРАЦІ	33
3.1 Аналіз конструкції вібраційного бункерного живильника за умовами безпеки експлуатації.	33
3.2 Заходи по покращенню умов праці	33
3.2.1 Розрахунок штучного освітлення	33
3.2.2 Захист від шуму	35
3.3 Цивільна безпека	38
4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ПРОЕКТУ	41
ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ	45
БІБЛІОГРАФІЧНИЙ СПИСОК	46
ДОДАТОК	47

## ВСТУП

Машинобудування – одна з тих галузей, у яких майже вся маса продукції є дискретною. Тому автоматизація машинобудівних виробництв загалом почала дедалі більше входити у промислову практику лише з сорокових років минулого століття. В даний час існують численні види автоматичних виробництв, що випускають різнохарактерну машинобудівну продукцію з різним масштабом цих виробництв, різною комплексністю та універсальністю – від автоматичних ліній для обробки одного певного виду корпусних заготовок тільки стрижневими інструментами до комплексних автоматичних цехів і заводів, що переналагоджуються на випуск складних виробів, як вали, шестерні, поршні, підшипники кочення та ін.

Сучасне машинобудівне підприємство є складним комплексом, який повинен забезпечувати безперебійне функціонування всіх елементів виробничого процесу. Основний обсяг обробки виконується в механічних цехах, де заготовки, проходячи механічну обробку, набувають необхідної конфігурації, точності і чистоти. Процеси механічної обробки, починаючи від чорнових, обдирних операцій і закінчуючи чистовими, остаточними, дуже різноманітні і можуть виконуватися послідовно на багатьох верстатах в потокових або автоматичних лініях.

На початкових етапах автоматизація в машинобудуванні була спрямована автоматизація технологічних операцій, а саме створення верстатів-автоматів та напівавтоматів, автоматичних ліній з агрегатних верстатів тощо. Такий напрямок зрештою призводить до створення автоматизованих ділянок і цехів, що дозволяє скоротити кількість обслуговуючого персоналу і технологічного обладнання.

Автоматизація верстатів дозволяє підвищити їх продуктивність за рахунок скорочення часу холостого ходу. Тільки по завантаженню і розвантаженню деталей воно у ряді випадків складає 40 % від загального часу, потрібного на обробку деталі.

# 1 ЛІТЕРАТУРНИЙ ОГЛЯД ТА АНАЛІЗ ІСНУЮЧИХ КОНСТРУКЦІЙ ВІБРАЦІЙНИХ БУНКЕРНИХ ЖИВИЛЬНИКІВ

## 1.1 Загальні відомості про БЗП

Автоматизація виробничих процесів передбачає широке впровадження бункерних завантажувальних пристроїв (БЗП), які можна виділити в окрему групу механізмів, за допомогою яких вироби (заготовки), що знаходяться насипом у ємкості (бункері), чітко орієнтуються в просторі і часі та подаються у робочу зону технологічного обладнання.

Вібраційні бункерні завантажувальні пристрої (ВБЗП) або як їх ще називають вібраційні бункерні живильники (ВБЖ) в машинобудування впроваджені відносно недавно і є новим різновидом автоматичних завантажувальних пристроїв, що мають цілу низку переваг перед іншими типами БЗП. Ці пристрої порівняно прості за конструкцією. Відсутність у них рухомих деталей та захоплюючих орієнтуючих механізмів виключає можливість заклинювання заготовок, у зв'язку з чим відпадає необхідність у запобіжних пристроях. Крім того, у ВБЗП зі спіральною (гвинтовою) доріжкою можна запобігти пошкодженню поверхонь виробів, які надходять, наприклад, на операцію складання або контролю. Постійна рівномірна швидкість руху сприяє автоматичному орієнтуванню штучних виробів, що поступають з насипу. Їх накопичення і переміщення відбувається під час вібротранспортування по доріжках у ВБЖ, робочий орган якого здійснює кутові і осьові синфазні або зсунуті за фазою коливань.

Часто ВБЗП є єдиною можливим пристроєм для автоматичної подачі заготовок для подальшого оброблення у технологічне обладнання. Це відноситься, наприклад, годинникового і радіотехнічного виробництва, де заготовки характеризуються малою масою і міцністю та є схильними до взаємного зчеплення.

У машинобудуванні для заготовок з великими заусенцями одним із ефективних способів завантажування в автоматичного обладнання є використання ВБЗП.

Результати наукових досліджень і проектно-конструкторських розробок ВБЖ показали незаперечні переваги у порівнянні з механічними живильниками. Проте, недостатня обізнаність та практична підготовка не дозволили здійснити технічний прорив у цьому напрямку.

## 1.2. Класифікація вібраційних бункерних завантажувальних пристроїв

За типом привода ВБЗП можна розділити на живильники з електромагнітним, пневматичним, інерційним і ексцентриковим приводами. Вібраційний привід вібраційного живильника є однією із основних його частин і служить для збурення коливачь пружної системи. Найбільшого розповсюдження одержали вібробункери з електромагнітним приводом. ВБЗП такого типу класифікуються за наступними основними конструктивними ознаками.

### 1. За розташуванням і кількістю електромагнітних віброзбудників:

- з одним центральним електромагнітом;
- з кількома тангенціально розташованими електромагнітами.

### 2. За формою пружної підвіски:

- з кількома одинарними або набраними в пакети плоскими пружинами;
- з круглими циліндричними пружними стрижнями;
- з ґратчастим гіперболоїдним торсіоном.

### 3. За способом генерування коливачь:

- з направленими коливачьми;
- з незалежними коливачьми.

### 4. За способом зміни швидкості переміщення виробу (заготовки):

- шляхом зміни напруги за допомогою автотрансформатора;
- за рахунок зміни сили струму і спаду напруги за допомогою реостата;
- регулювання збурювачьного зусилля посередництвом зміни повітряного зазору електромагніта;
- регулюванням величини збурювачьного зусилля шляхом зміни кількості витків котушки електромагніта, через які протікає струм.

### 5. За способом регулювання резонансного налаштування:



- шляхом зміни товщини пакету плоских пружин;
- шляхом зміни жорсткості підвіски;
- шляхом зміни маси системи за допомогою додаткових вантажів.

6. За формою і способом кріплення чаші ВБЗУ:

- циліндрична (змінна і постійна);
- конічна (змінна і постійна).

Впроваджені у виробництво ВБЗП характеризуються широким діапазоном розмірів чаш та споживаної енергії. Діаметр чаш цих конструкцій може коливатись від 50 до 1000 мм, а споживана потужність обладнання – від 30 до 300 Вт, реалізуючи при цьому швидкість до 0,7 м/с.

### 1.3. Конструктивні особливості ВБЗП

Робочим органом вібраційних живильників є циліндрична або конічна чаша (бункер) 1 (рис. 1.1 *а, б*), розташованою в середині спіральною доріжкою 2 і конічне днище 3. Конструктивні параметри гвинтової доріжки повинні відповідати формі і розмірам технологічного завантаження. На верхніх витках може здійснюватись його орієнтування завдяки спеціальних пристроїв. Чаші надаються гвинтові коливання у вибраному режимі вібротранспортування. Під дією вібрації завдяки конічній формі днища завантажені у чашу насипом виробу поступають на спіральну доріжку, де під час вібропереміщення здійснюється орієнтування.

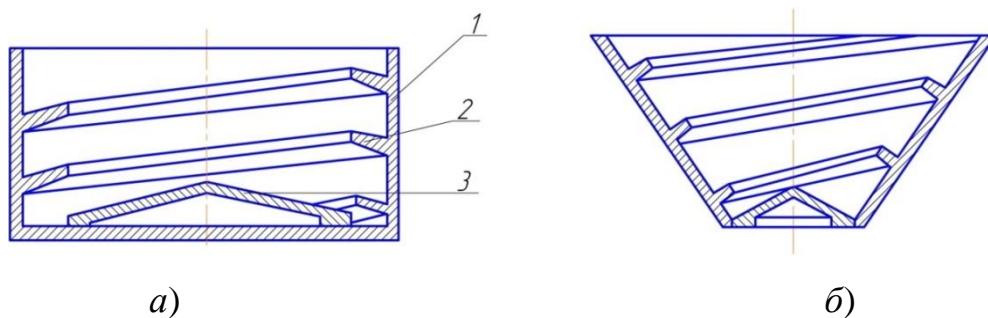


Рисунок 1.1. Конструктивні схеми чаш: *а)* – циліндрична; *б)* – конічна

Для ефективного вібротранспортування чаші бункера необхідно надати кругові коливальні рухи. Поверхню одного витка гвинтової доріжки чаші бункера, з достатньою точністю, можна розглядати як прямолінійну поверхню.

Існує два способи реалізації кругових коливань чаші: за допомогою направленої підвіски за довільного напрямку збудувального зусилля та за допомогою вільної підвіски і направленого збудувального зусилля. Завдяки обраного способу можна одержати прямолінійну або еліптичну траєкторію коливань.

Для реалізації гармонійних коливань за гвинтовою траєкторією чаша 1 і реактивна плита 2 з'єднуються плоскими або циліндричними нахилено встановленими стрижнями, які утворюють пружну систему 3 (рис.1.2, а). Напрямок коливань у резонансно налаштованих конструкціях характеризуються динамічними параметрами механічної системи і не залежить від напрямку дії збудувальної сили. До елементів механічної системи можуть бути прикладені збудувальні сили  $F$ , генеровані центральним віброзбудником в осьовому напрямку або збудувальні моменти  $M$  від дії тангенціальних вібраторів.

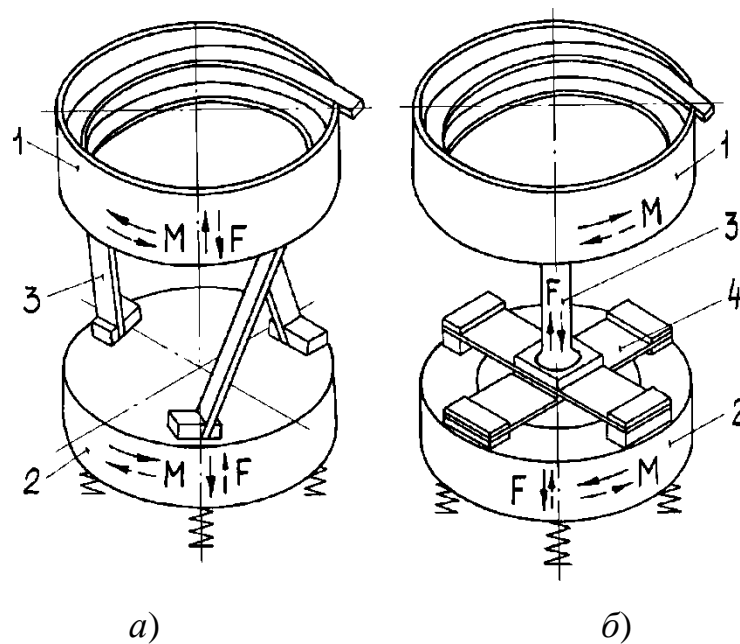


Рис.1.2. Конструктивні схеми ВБЖ: а) – з стрижневою пружною системою; б) – з комбінованою пружною системою

Під час коливань чаші за еліптичною траєкторією, її параметрами можна приймати відповідні параметри коливань у чаші з нахиленою під кутом прямолінійною поверхнею з незалежними повздовжніми та вертикальними коливаннями, зміщеними за фазою.

Для генерування еліптичних траєкторій чаша 1 поєднана з реактивною плитою 2 циліндричним або гратчастим торсіоном (пружна система 3) і плоскими пружинами або мембраною, які утворюють пружну систему 4 вертикальних коливань (рис. 1.2, б). Конструкції ВБЗП містять два незалежні приводи, які передають пружним елементам збудувальні моменти  $M$  і осьові зусилля  $F$ , зсунуті за фазою відносно моментів  $M$ .

Для невеликих і середніх ВБЗП з електромагнітним віброприводом, які працюють на частоті 50 - 100 Гц реалізація коливань за способом направленої підвіски найдоцільніша, оскільки за цих умов конструкція такого обладнання достатньо проста і надійна в експлуатації. Крім того, використовуючи білярезонансне налаштування, можна одержати економічний і стабільний режим роботи вібраційних бункерних живильників, а їх робота сумісно з іншим технологічним обладнанням забезпечує високу ефективність автоматизованого процесу в цілому.

У більшості конструкцій ВБЗП використовують три похило розташованих стрижні або три пакети плоских пружин (рис.1.3).

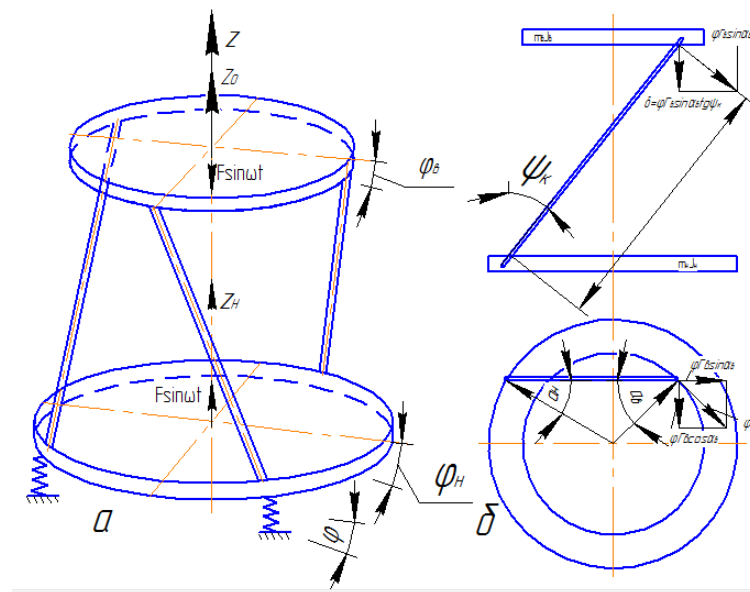


Рис. 1.3. Схема пружної підвіски ВБЗП

Кожний пружний елемент забезпечує рух у похилому напрямку, а розташування їх по колу забезпечує рух по спіралі. Завдяки тому, що циліндричні стрижні однаково згинаються в усіх напрямках, пружна система досить просто налаштовується. Проте, для забезпечення необхідної

довговічності та зменшення напружень згину доцільно зменшити товщину в напрямку найбільшої деформації, тобто перейти до плоских пружних елементів.

#### 1.4. ВБЖ з ґратчастим гіперболоїдним торс іоном

Як зазначалось вище, зменшення товщини плоских пружин у напрямку деформації забезпечує зниження в них напружень, хоча при цьому, жорсткість у поперечному напрямку зростає. Крім того, не дивлячись на простоту таких пружних систем, вони мають ряд недоліків, які пов'язані із способом кріплення пружних елементів. Пошуки шляхів підвищення продуктивності та надійності роботи бункерних живильників сприяли створенню пружної системи у вигляді ґратчастого торсіона (рис. 1.4)



Рис. 1.4. Ґратчастий гіперболоїдний торсіон: *а)* – монолітна конструкція; *б)* – виробничий взірець з виступами; *в)* – складальна набірна конструкція

Ґратчастий гіперболоїдний торсіон (рис. 1.4, *а*) являє собою монолітну конструкцію з двома фланцями 1 і 2, з'єднаних перами (пружними стрижнями прямокутного перерізу) 3. У одинарному виконанні, торсіон виготовлюється із суцільної заготовки шляхом токарної обробки зовнішньої та внутрішньої поверхонь у формі гіперболоїда обертання і апроксимуються циліндром і двома конусами. Гіперболоїд має лінійчату поверхню, а його пера мають форму плоских пружин однакової довжини та куту нахилу, забезпечених технологією виготовлення.

Прямолінійність пер та їх конструктивні параметри повністю усувають паразитні коливання чаші, а монолітне виготовлення разом із фланцями усуває фреттинг-корозію, конструкційний гістерезис у системі та забезпечує надійність роботи системи.

Гіперболоїдний торсіон виготовлений з виступами (рис. 1.4, б) в нерухомих зонах перів, уможливорює реалізувати високий рівень віброізоляції несучої конструкції. Проте, необхідно враховувати, що місце їх розташування залежить від співвідношення коливальних мас системи, а його зміна призведе до погіршення віброізоляції.

Одним із недоліків монолітного гратчастого торсіона є значна трудомісткість у виготовленні та великі витрати дорогої пружинної сталі. Усунення цього недоліку досягається шляхом впровадження складальної (набірної) конструкції гіперболоїдного торсіона зображеної на рис. 1.4, в. У цьому випадку пера 1 виготовляються із смуг пружинної сталі, розрахункова товщина  $b$  яких забезпечується шліфуванням. Пружні пера торсіона закріплені до фланців 3 посередництвом клинових затискачів та напресованих кілець 2.

У пружних системах типу гратчастих гіперболоїдних торсіонів відсутні різьбові з'єднання і відзначаються компактністю та надійністю. ВБЖ з гіперболоїдним торсіоном представлений на рис. 1.5.

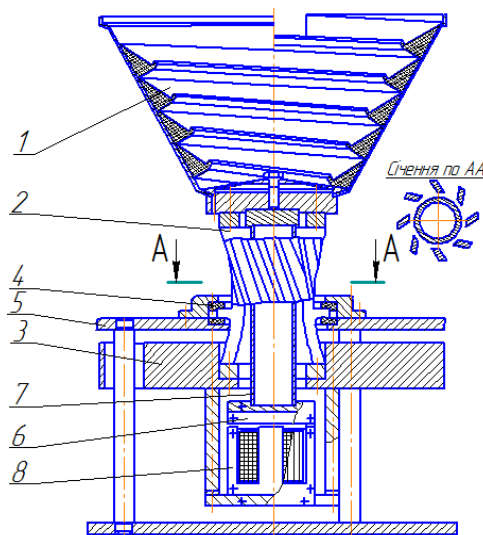


Рис. 1.5. ВБЖ з гіперболоїдним торсіоном

Чаша 1 з'єднується гіперболоїдним торсіоном 2 з реактивною плитою 3. Виступами торсіона у нерухомих точках пер через втулки 4 віброживильник

опирається на станину (основу) 5. Електромагнітний вібропривод 8 закріплений до реактивної маси 3, а яркір 6 – до труби 7 з'єднаною із чашою 1.

Інша конструкція віброживильника з ґратчастим гіперболоїдним торсіоном показана на рис. 1.6. Комбінування металевої пружної системи з додатковими гумовими пружними елементами уможливорює досягнути максимальної віброізоляції пристрою та прецизійне регулювання резонансного режиму роботи системи.

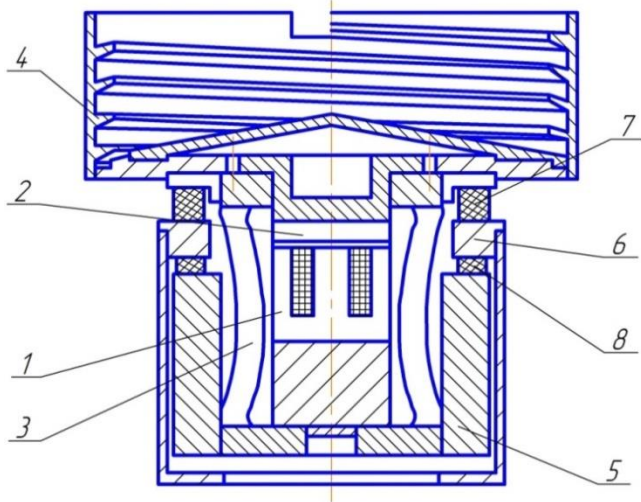


Рис. 6. Віброживильник з комбінованою пружною системою

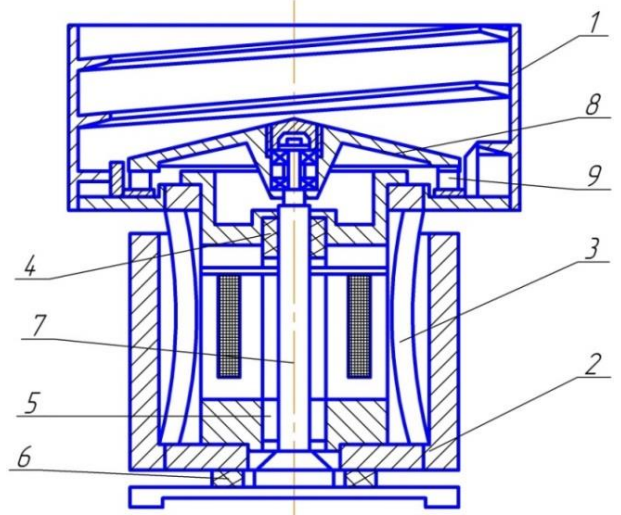


Рис. 1.7. ВБЖ з обертальним днищем

У ВБЖ з комбінованою пружною системою вібропривод складається з електромагніта 1 і ярка 2 і міститься всередині пружної системи, виконаної у вигляді ґратчастого гіперболоїдного торсіона 3. Зверху до торсіона закріплена чаша 4, а знизу нього - реактивна маса 5. Чаша 4 і маса 5 поєднані з опорою 6 завдяки гумових елементів 7, 8. Резонансне налаштування пристрою здійснюється числом гумових пружних елементів 7, 8. Повна віброізоляція досягається співвідношенням жорсткостей елементів 7, 8, за умови антифази динамічного зусилля і моменту, що передаються на основу та рівності їх за величиною і взаємного зрівноваження.

Підвищення стабільності роботи із зміною маси завантаження у чаші, зниження споживання електроенергії і шумності роботи досягається в конструкціях з рухомим днищем (рис. 1.7). Чаша 1 і маса 2, з'єднані торсіоном 3, за допомогою гумових елементів 4, 5, 6 і приєднуються до нерухомої стійки



7, на якій встановлено конічне днище 8. За допомогою механізму перетворення 9 кутові коливання чаші перетворюються в обертальний рух днища з виробами на ньому. Зниження споживання потужності досягається відсутністю затрат енергії на подолання моменту сухого тертя виробів відносно днища.

Оскільки пружна підвіска (система), що реалізує гармонійні прямолінійні коливання, може бути виготовлена з окремих пружних елементів (стрижнів) або у вигляді пружної складальної одиниці - гратчастого гіперболоїдного торсіона, то її розрахунок зводиться до розрахунку одинарного пружного елемента (циліндричного стрижня, плоскої пружини, пружного пера торсіона) .

### 1.5. ВБЖ з прямолінійними направленими коливаннями

Для автоматичного орієнтування виробів найбільшого розповсюдження одержали ВБЖ з електромагнітними віброприводом і прямолінійними направленими коливаннями. Такі пристрої рекомендовано виготовляти з чашою діаметром 80 ... 1000 мм і потужністю 5 ... 800 Вт.

Пружні елементи ВБЖ за формою можна умовно розділити на: системи з плоскими пружинами; з круглими циліндричними стрижнями; у вигляді гіперболоїдного гратчастого торсіона; комбіновані з гіперболоїдним і циліндричним торсіонами (рис. 1.8, 1.9).

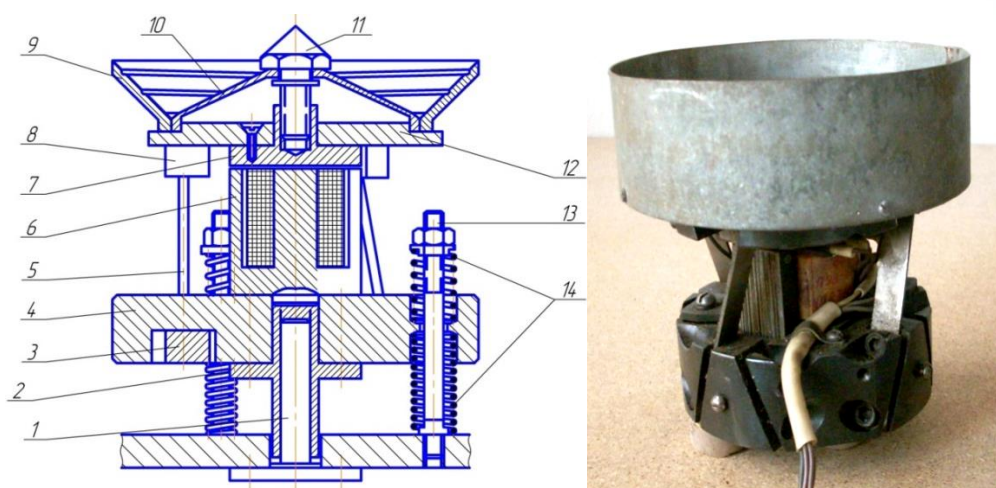


Рис. 1.8. Приклади виконання вібраційних бункерних живильників з пружними циліндричними (а) і плоскими (б) стрижнями

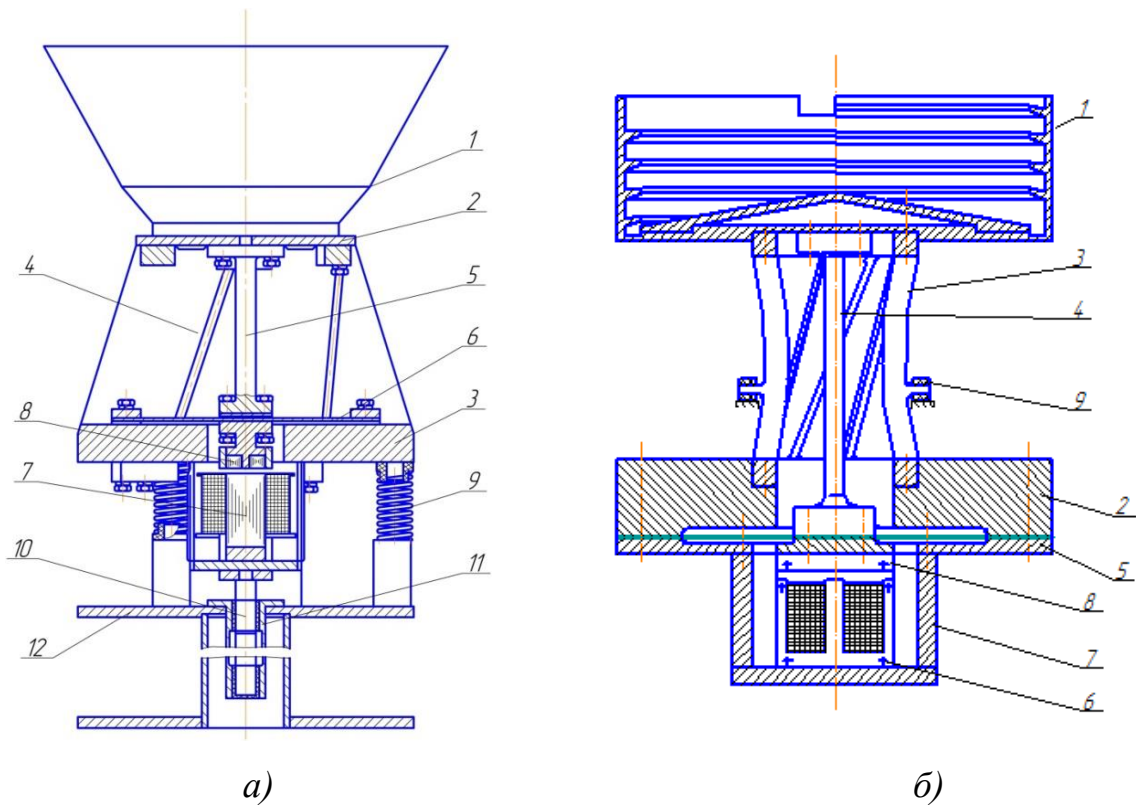


Рис. 1.9. Віброживильники з комбінованою пружною системою: *а)* – з круглими стрижнями і циліндричним торсіоном та навхрест розташованих плоских пружин; *б)* – з внутрішнім циліндричним і ґратчастим гіперболоїдним торсіонами та пружної мембрани

Описані вище схеми пружних систем дозволяють спроектувати найефективніші конструкції ВБЖ, які можуть забезпечити швидкість вібраційного транспортування  $\geq 100$  м/хв.

#### 1.6. ВБЖ з незалежними коливаннями

У тримасових віброживильниках з незалежними коливаннями реалізуються транспортування в безвідривних режимах, які входять до складу гнучких виробничих систем (ГВС). На рис. 1.10 показана конструкція віброживильника з незалежними коливаннями, в якій чаша 1 з'єднана з проміжним елементом 3 горизонтальними пружинами 2, утворюючими плоский торсіон.

Реактивний елемент 4 кутових коливань з'єднаний з проміжним елементом 3 плоскими пружинами 5, розміщеними вертикально. Пружини 5 формують ґратчастий торсіон, а реактивний елемент осьових коливань 6



зв'язаний з елементом 4 плоскими пружинами 7. Електромагніти віброзбудників кутових коливань 12 встановлені на реактивному елементі 4, а якори 13 - на проміжному елементі 3. Електромагніт 14 і якорь 15 віброзбудника осьових коливань закріплені відповідно на фланцях 6, 4. Рухомі елементи конструкції за допомогою віброізоляторів 8, 9, 10 закріплені до центральної опори 11.

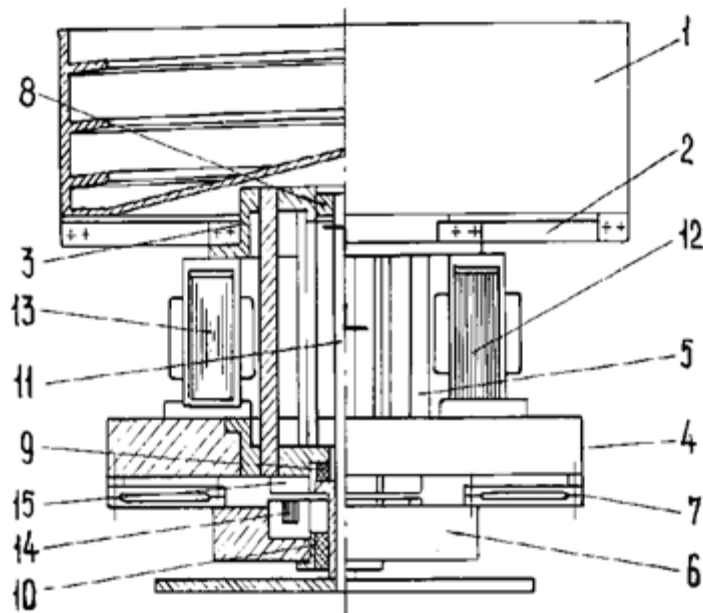


Рис. 1.10. Віброживильник з незалежними коливаннями, обладнаний плоским і ґратчастим торсіонами

У кутових коливаннях бере участь система, однією масою якої є чаша з моментом інерції  $I_1$ , а другою - сума всіх інших рухомих елементів з моментом інерції  $I_2$ ; тому значення параметрів  $\lambda = I_1/I_2$  практично знаходиться в межах  $\lambda = 0,3 \dots 0,5$ , що забезпечує чаші кутові амплітуди коливань більші від амплітуд реактивного елемента 4 з електромагнітами 12.

Розміщення якорів 13 на нерухомому у вузловій точці проміжному елементі 3 дозволяє суттєво зменшити зазор в електромагнітах і тим самим підвищити ККД віброзбудників. В осьових коливаннях бере участь двомасова система, однією масою  $M_2$ , якої є реактивний елемент 6, а другою –  $M_1$  є сума мас всіх інших елементів; тому значення параметра  $\lambda' = M_1/M_2$  практично знаходиться в межах  $\lambda' = 2 \dots 3$ , що сприяє реалізації умов самостабілізації системи.

## 2. ПРОЕКТУВАННЯ І РОЗРАХУНОК ВБЖ НА ТРИЕЛЕМЕНТНІЙ ПРУЖНІЙ ПІДВІСЦІ

### 2.1. Будова ВБЖ на триелементній пружній підвісці

Відповідно до описаної вище класифікації розглянемо будову та розрахунок найпростішої конструкції ВБЖ на триелементній пружній підвісці (рис. 2.1), яка може містити циліндричні стрижні або плоскі пружини (ресор). Така конструкція вібраційного бункерного живильника зображена на рис. 4 і 5. Вона складається з чаші 1; нижньої плити 8; віброприводу (5, 6); пружних стрижнів 11, що поєднують дно 2 чаші з нижньою плитою завдяки клемових затискачів 10 і 12 через розрізні втулки 15 і 16. У чаші на внутрішній поверхні розташована гвинтова доріжка 14. Для поліпшення захоплення заготовок дно 2 виконано конічним. Втулка 15 затискача оснащена різьєю, що дає змогу (завдяки гайці 13) під час налаштування її переміщати, а отже, і змінювати робочу довжину  $l_p$  стрижня 11 (за допомогою болта 17).

Коливання механічної системи генеруються електромагнітним віброприводом складається із статора 6 і якоря 5. Якір 5 і немагнітна прокладка 4 кріпиться до дна чаші, а статор електромагніта – до нижньої плити.

Для зменшення передачі вібрації на основу 20 ВБЖ встановлюють на амортизатори 9, виготовлені у вигляді спіральних пружин або еластичних втулок. Для уникнення радіальних коливань чаші нижня плита 8 центрується відносно напрямної 19 через втулку 18.

На виході гвинтової доріжки встановлено прямолінійний транспортувальний жолоб 22, який водночас служить накопичувачем заготовок. Коливання жолоба 22 передаються від чаші 1 через плоску пружину 21.

Під час роботи живильника завдяки похилених пружних стрижнів вертикальні збурюванні віброприводом коливання перетворюються у кругові коливання чаші. При цьому пришвидшення чаші передається транспортованій деталі і коли сила інерції деталі подолає силу тертя, вона починає самостійно рухатись відносно транспортувальної поверхні.

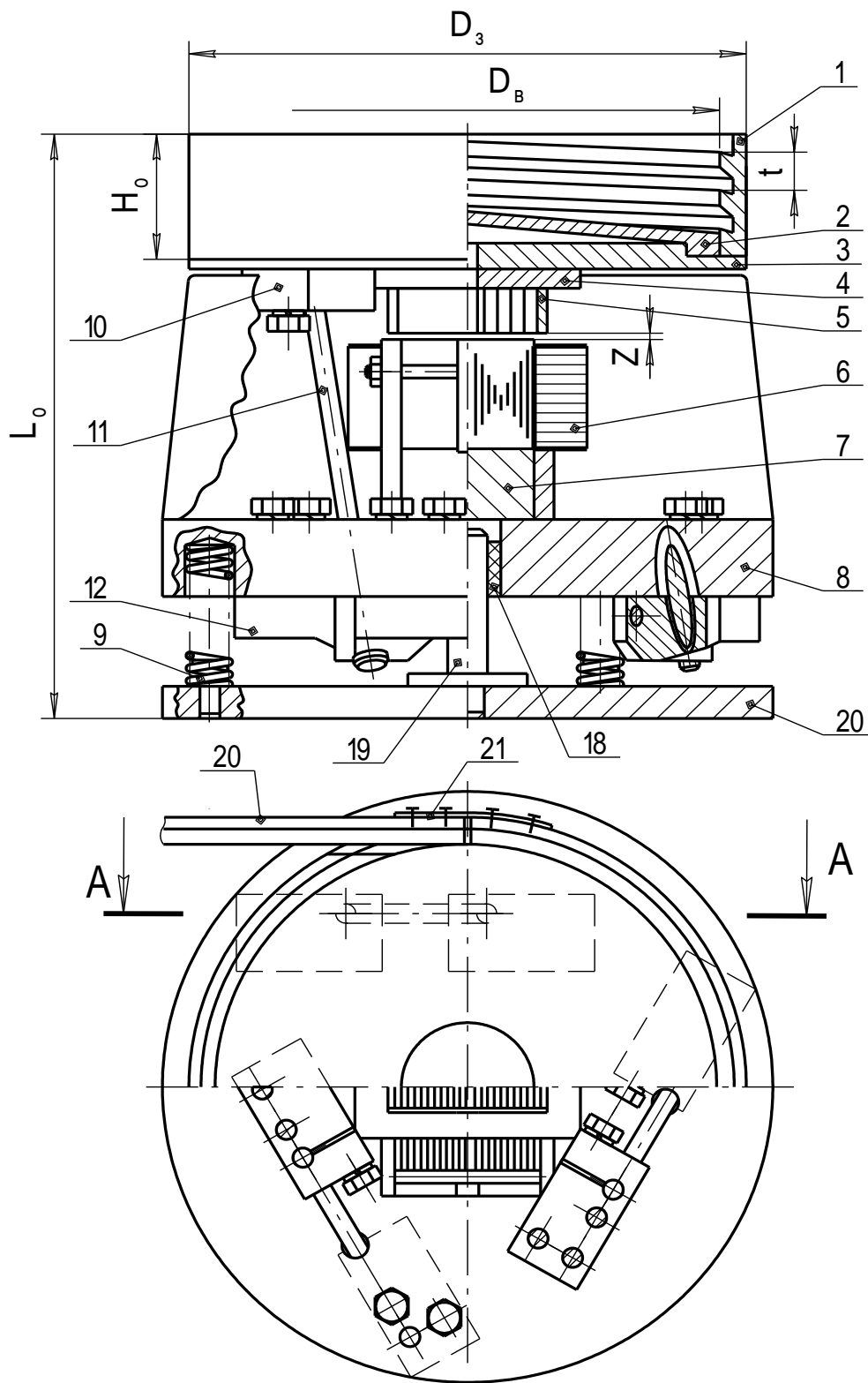


Рис. 2.1. Вібраційний бункерний живильник

Параметрами, що характеризують рух деталі, є кут нахилу поверхні транспортувальної доріжки, напрям вібрації та коефіцієнт тертя між деталлю і доріжкою.

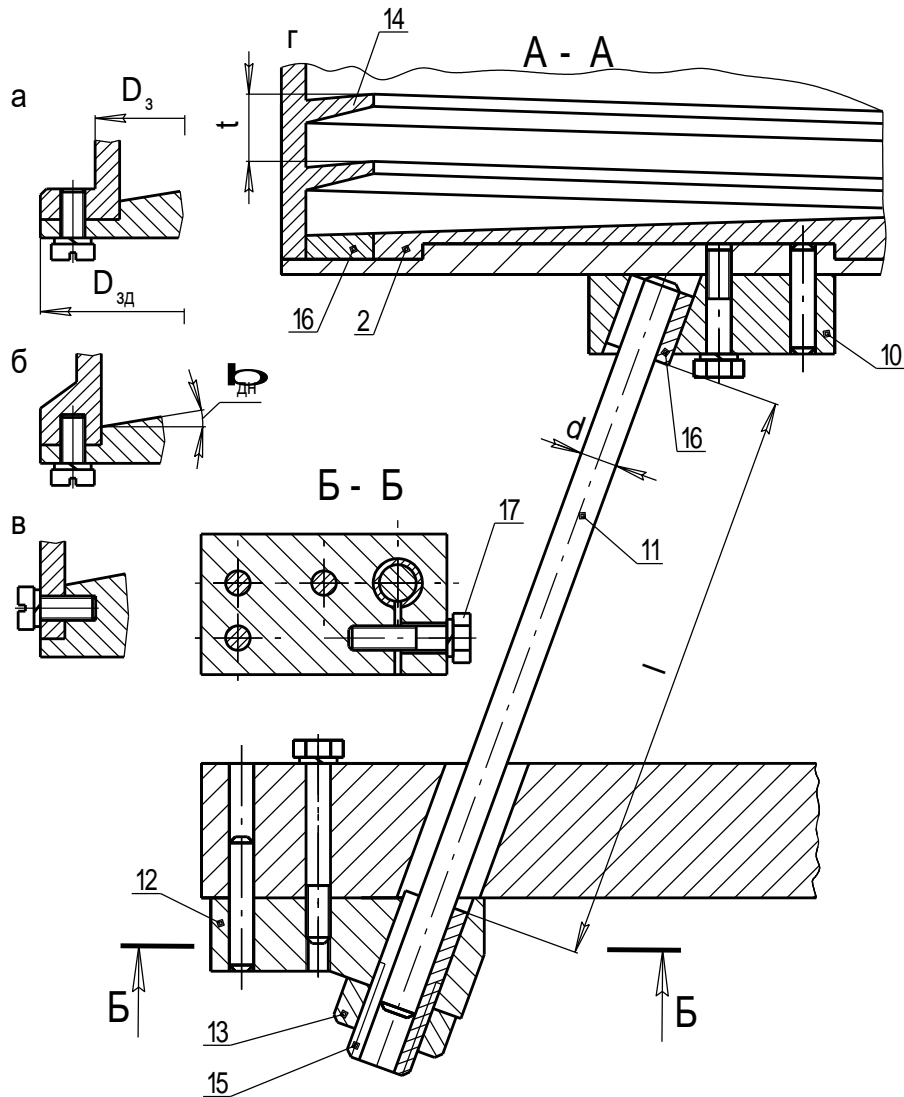


Рис. 2.2. Кріплення пружних стрижнів вібраційного бункерного живильника

## 2.2 Визначення основних конструктивних параметрів віброживильника

Раціонально спроектований ВБЖ повинен забезпечити роботу в оптимальному режимі транспортування заготовок і забезпечувати задану продуктивність за мінімальної споживаної енергії.

Для забезпечення заданої продуктивності режим роботи віброживильника залежатиме від частоти коливань, швидкості вібропереміщення транспортувальною доріжкою, параметрів і маси заготовок.

Теоретична продуктивність віброживильника

$$Q_T = \frac{60V}{l_3}^3 \text{ [шт/хв.]}, \quad (2.1)$$

де  $V_3$  – середня швидкість переміщення заготовки доріжкою, мм/с;

$l_3$  – довжина заготовки у напрямку руху, мм.

Через те, що під час вібропереміщення у чаші відбувається орієнтування заготовок, фактична продуктивність становитиме

$$Q_{\phi} = \frac{60V}{l_3} \cdot k_o \text{ [шт/хв.]}, \quad (2.2)$$

де  $k_o$  – коефіцієнт віддачі бункера.

Коефіцієнтом віддачі називається відношення фактичної продуктивності  $Q_{\phi}$  віброживильника до теоретичної  $Q_{\tau}$ .

$$k_o = \frac{Q_{\phi}}{Q_{\tau}}. \quad (2.3)$$

Цей параметр залежить від співвідношення розмірів і конфігурації заготовки та способів її орієнтації.

Загалом коефіцієнт віддачі буде дорівнювати

$$k_o = k_1 k_2 k_3 \dots k_i, \quad (2.4)$$

де  $k_1$  – коефіцієнт заповнення чаші, який враховує щільність завантаження на першому витку доріжки;

$k_2$  – коефіцієнт, який характеризує заповнення доріжки виробами після вторинної орієнтації;

$k_3$  – коефіцієнт випадкових втрат заготовок.

Для гладких циліндричних деталей із  $l_3/d \ll 1$ , а також  $l_3/d \gg 1$  коефіцієнт віддачі  $k_o = 0,7 \dots 0,9$ . Для подібних деталей, для яких можливі два положення ( $l_3/d \approx 1$ ), цей коефіцієнт рівний  $k_o = 0,4 \dots 0,5$ . Для активного орієнтування його можна підвищити до  $k_o = 0,6 \dots 0,7$ .

Під час розрахунків коефіцієнт віддачі віброживильника приймається:

для циліндричних деталей  $k_o = 0,6$ ; для деталей форми паралелепіпеда  $k_o = 0,4$ ; деталей неправильної форми  $k_o = 0,2$ .

Для забезпечення безперервної роботи технологічного обладнання, продуктивність  $Q$  віброживильника приймається більшою за продуктивність  $Q_{\text{в}}$  цього обладнання

$$Q = k_n \cdot Q_v, \quad (2.5)$$

де  $k_n = 1,1 \dots 1,3$  – коефіцієнт переповнення, тобто перевищення продуктивності ВБЖ над продуктивністю технологічної машини.

Вибираючи частоту коливань віброживильника, необхідно пам'ятати, що найпростіше реалізувати коливання електромагнітним вібратором з частотою 50 і 100 Гц. Частоту 100 Гц застосовувати у ВБЖ з діаметром чаші  $D_3 \leq 200$  мм для дрібних деталей. Для пристроїв з діаметром чаші  $D_3 = 200 \dots 500$  мм використовують частоту електромережі 50 Гц.

Кут піднімання спіральної доріжки чаші вибирають мінімально можливим. Він залежить від коефіцієнта тертя і коефіцієнта швидкості. Зазвичай, кут піднімання доріжки сталевих чаш і сталевих заготовок приймається в межах  $\alpha = 1 \div 3^\circ$ . Із збільшенням коефіцієнта тертя можна збільшити і кут  $\alpha$  (до  $10 \dots 12^\circ$ ), що можна досягти шляхом вулканізації поверхні доріжки, наприклад, гумою.

### 2.3. Конструкція і розміри чаші ВБЖ

Чаша ВБЖ може мати циліндричну або конічну форму. Технологічну перевагу віддають циліндричній формі чаші. Спіральну доріжку виконують на внутрішній циліндричній поверхні чаші. Форма та її крок вибирають у залежності від способу орієнтації і розмірів заготовок. Рекомендовані профілі доріжок зображені

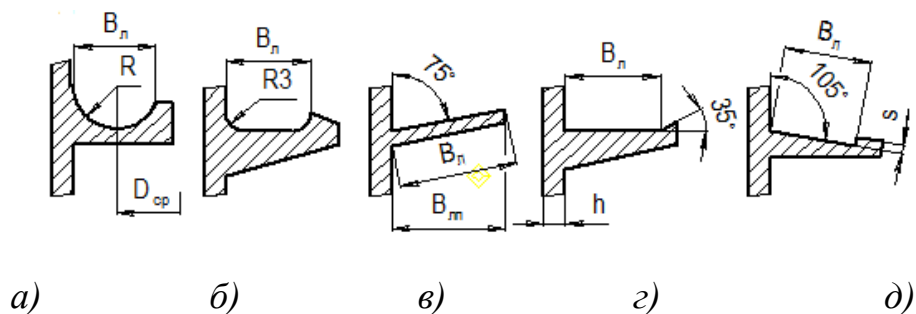


Рис. 2.3. Рекомендовані профілі гвинтових доріжок:

- а) - для циліндричних деталей; б) - для циліндричних деталей з осьовими виводами; в), г) - для призматичних і циліндричних деталей; д) - для транспортуваних деталей пластинчатого типу

Крок спіральної доріжки робиться таким, щоб не уможливити знаходження на ній одночасно двох заготовок. Крок знаходиться за формулою

$$t = 1,5d + \delta, \quad (2.6)$$

де  $\delta$  - товщина доріжки;

$d$  - менший з габаритних розмірів деталі.

Ширина доріжки  $B_d = (1,1 \dots 1,3)d$ .

Мінімальний середній діаметр спірального лотка чаші визначається виходячи з кроку  $t$  і кута підйому гвинтової доріжки  $\alpha$ , мінімальний середній її діаметр дорівнює

$$D_{cp} = \frac{t}{\pi \operatorname{tg} \alpha}, \quad (2.7)$$

При  $\alpha = 1,5^\circ$  він буде рівним  $D_{cp} = 12t$ .

Мінімальний внутрішній діаметр чаші визначається як  $D_B = 12t - B_d$ , його зовнішній діаметр  $D_3 = D_B + 2B_d + 2h$ , де  $h$  - товщина стінки чаші.

Для забезпечення високого коефіцієнта заповнення діаметр чаші повинен бути рівний

$$D_B = (8 \dots 12)l_3, \quad (2.8)$$

де  $l_3$  - розмір деталі в напрямку її руху.

Мінімальний внутрішній діаметр чаші вибираєсо з табл. 9.1 [1]. Висота заповнення чаші  $H$  знаходимо за формулою

$$H = \frac{4V_p}{\pi D_B^2}, \quad (2.9)$$

де  $V_p$  - робочий об'єм бункера за умови безперервності роботи ВБЖ протягом визначеного часу;

$D_B$  - внутрішній діаметр чаші.

Повна висота чаші становитиме

$$H_o = H + (1 \dots 2)t, \quad (2.10)$$

де  $t$  - крок спіральної доріжки.

Тоді робочий об'єм чаші бункера знаходимо з виразу

$$V_p = \frac{V_3 Q t}{60q} \text{ мм}^3, \quad (2.11)$$

де  $V_3$  - об'єм деталі, мм<sup>3</sup>;

$q = 0,4 \dots 0,6$  - коефіцієнт об'ємного заповнення;

$Q$  - задана продуктивність віброживильника, шт/год;

$t$  - прийнятий час роботи віробункера за умови одноразового завантаження (не менше  $t = 15 \dots 20$  хв.).

Для заготовок невеликих розмірів чашу рекомендують виготовляти разом із спіральною доріжкою (наприклад, з товстостінної сталеві труби). Для безперервного надходження деталей на доріжку днище чаші необхідно виконувати конусної форми. Для металевих деталей циліндричної форми з плоских заготовок, товщина яких більша ніж 1 мм, кут нахилу твірної конуса приймається рівним  $2 \dots 3^\circ$ . Для плоских деталей товщиною не більше ніж 1 мм кут нахилу твірної визначають за формулою

$$\beta_{on} = \varphi + (2^\circ \dots 3^\circ),$$

де  $\varphi$  - кут тертя ковзання пари деталь – днище Маса реактивної маси рекомендується приймати в два рази більшою за верхню коливальної системи рухомої маси (бункер та деталі, що до нього кріпляться). Діаметри обох мас повинні бути співрозмірними.

#### 2.4. Кут нахилу пружних стрижнів ВБЖ

Кут нахилу пружин  $\psi$  відносно вертикалі (рис. 2.4) повинен відповідати необхідному куту кидання  $\beta$  на гвинтовій доріжці. Від величини кута  $\psi$  залежить режим роботи ВБЖ і його продуктивність. У ВБЖ пружини встановлюють так, щоб її горизонтальна проекція була дотична до кола радіуса  $r$ , що проходить через точки кріплення підвісок до чаші. Для знаходження кута нахилу пружин  $\psi$  необхідно визначити ряд параметрів.

Коефіцієнт режиму  $\xi$  характеризує “відривність”, швидкість руху деталей по лотку і кут підйому лотка.



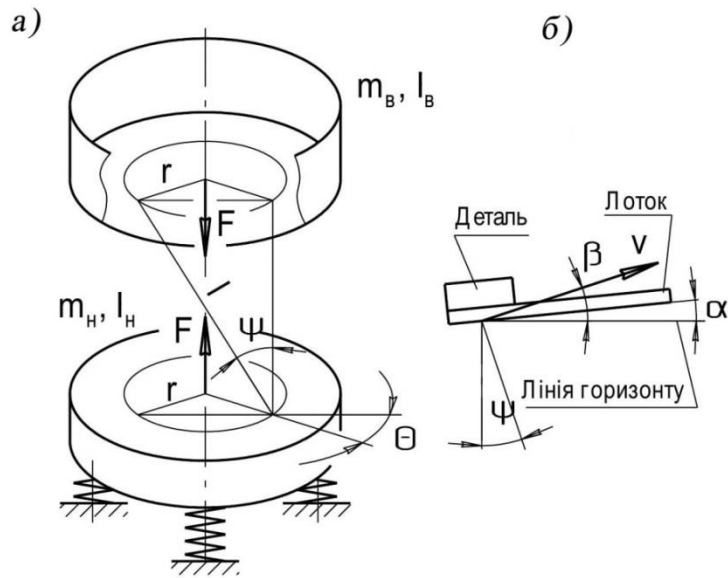


Рис. 2.4. Динамічна схема ВБЖ: а) – загальний вигляд; б) – поперечний переріз транспортувальної доріжки

Якщо  $\xi \leq 1$  деталі рухаються плавно без відриву від поверхні з проковзуванням. Коли  $\xi = 3,3$  настає режим безперервного підкидання і дотикання деталі з доріжкою відбувається лише в момент удару. Такий режим роботи віброживильника практично невикористовується. На практиці, з умови забезпечення необхідної плавності руху виробу по поверхні, коефіцієнт режиму вибирають:

$\xi < 1$  - для безвідривного руху;

$1 \leq \xi \leq 1,16$  - для плавного руху без помітного відриву;

$\xi = 1,16 \dots 1,7$  - при русі з підкиданням.

Вибравши режим руху, визначають необхідні параметри пристроїв. Коефіцієнт зниження середньої швидкості руху деталі  $k_v$ , відносно амплітудного значення швидкості доріжки, становить

$$\text{при } \xi \leq 1 \quad k_v = (0,18 \div 0,2) \xi \left( 1 - \frac{\text{tg} \alpha}{f} \right); \quad (2.12)$$

$$\text{при } 1 \leq \xi \leq 1,16 \quad k_v = (0,18 \div 0,2) \xi \left( 1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{f} \right) \cdot \left[ 1 + \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\xi} \right)^2 \right]; \quad (2.13)$$

$$\text{при } 1,16 \leq \xi \leq 1,7 \quad k_v = k(c) \left( 1 - \frac{1}{\xi^2} \right) \cdot \left( 1 - \frac{\operatorname{tg} \alpha}{f} \xi^2 \right), \quad (2.14)$$

де  $k(c)$  - коефіцієнт відновлення, який залежить від удару тіл,  $k(c) = 0,5 \dots 1$ ;

$f$  - коефіцієнт тертя ковзання між деталлю і лотком [1].

Величину кута кидання  $(\beta - \alpha)$  визначаємо з номограми [1].

Маси і моменти інерції рухомих частин (верхньої маси та нижньої плити):

$$m_B = \sum_{i=1}^n m_i; \quad I_e = \sum_{i=1}^n I_i; \quad m_H = \sum_{i=1}^k m_i; \quad I_H = \sum_{i=1}^k I_i.$$

Кут нахилу підвіски (пружних стрижнів) дорівнює

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{1 + \frac{m}{m_n}}{1 + \frac{I_e}{I_H}} \cdot \frac{\operatorname{tg} \beta \cdot R \cdot k_\psi}{r}, \quad (2.15)$$

де  $k_\psi$  - коефіцієнт, приймаємо  $k_\psi = 0,7$ .

$R$  - середній радіус доріжки;

$\psi$  - кут нахилу пружного стрижня;

$r$  - радіус кріплення пружних стрижнів ( $r = (0,75 \div 0,9) R$ ).

Кінематичний кут нахилу підвіски  $\varphi_k$  дорівнює

$$\operatorname{tg} \varphi_k = \frac{\operatorname{tg} \psi}{k_\psi}. \quad (2.16)$$

Приведені маси коливальної системи:

$$m_{np\epsilon} = m_{\epsilon} \sin^2 \varphi_k + \frac{I_{\epsilon}}{r^2} \cos^2 \varphi_k, \quad m_{np\eta} = m_{\eta} \sin^2 \varphi_k + \frac{I_{\eta}}{r^2} \cos^2 \varphi_k, \quad (2.18)$$

$$M_{np} = \frac{m_{np\epsilon}}{1 + \frac{m_{np\epsilon}}{m_{np\eta}}}.$$

## 2.5. Визначення розмірів пружних стрижнів ВБЖ

Розрахункова амплітуда коливань доріжки чаші визначаємо як

$$A = \frac{V_3}{2\pi v \cos(\beta - \alpha) k_v}. \quad (2.19)$$

Відносна амплітуда коливань приведеної маси дорівнює

$$A_0 = A \frac{r}{R} \left( 1 + \frac{m_{np\epsilon}}{m_{np\eta}} \right). \quad (2.20)$$

Прогин стрижня пружної підвіски

$$y = 0,8A_0. \quad (2.21)$$

Залежно від радіуса  $r$  кріплення стрижнів, робочу їх довжину  $l_p$  приймають конструктивно. Для співвідношення  $\frac{r}{l_p} = \rho$  приймають:  $\rho = 0,55$  при

$V_3 = 5 \dots 20$  м/хв;  $\rho = 0,35$  при  $V_3 = 20 \dots 80$  м/хв.

Величину діаметра пружних стрижнів

$$d = 2 \sqrt[4]{\frac{4\pi^2 v_0^2 l_p^3 M_{np}}{3iE\tau_{кр}}}, \quad (2.22)$$

де  $l_p$  - робоча довжина пружних стрижнів;

$v_0 = (1,05 \dots 1,1)v$ ;

$v$  - частота вібропривода, Гц;

$\tau_{кр}$  - коефіцієнт скручування стрижня;

$E$  - модуль пружності матеріалу стрижня,  $E = 2 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>;

$$\tau_{кр} = 1 + \frac{1}{15} \left( \frac{l_p}{r} \right)^2 (\cos^2 \psi + 0,313 \sin^2 2\psi) = 1 + \frac{1}{15} \left( \frac{l_p}{r} \right)^2 (\cos^2 \psi + 0,313 \sin^2 2\psi). \quad (2.23)$$

## 2.6. Визначення розмірів плоских пружин ВБЖ

У пружній підвісці чаші замість стрижнів ще використовуються плоскі пружини (пластини). Конструктивні їх параметри:  $l$  – довжина,  $h$  – товщина,  $b$  – ширина пластини.

Товщина і ширина пластин пов'язані співвідношенням  $\gamma = \frac{b}{h} = 8 \dots 15$ .

Товщину плоскої пружини можна визначити за формулою:

$$h = \sqrt[4]{\frac{4\pi^2 v_0^2 M_{np} l^3}{E i k_1}}, \quad (2.24)$$

де  $v$  - частота вібропривода, Гц;  $v_0 = (1,05 \dots 1,1)v$ ;

$l_p$  - робоча довжина пружини;

$E$  - модуль пружності пружини,  $E = 2 \cdot 10^5$  Н/мм<sup>2</sup>;

$i$  - число пружин.

Коефіцієнт  $k_1$  знаходимо з виразу

$$k_1 = \gamma \frac{\sin^2 \theta}{\cos^2 \psi} + \frac{\gamma^3 \cos^2 \theta}{3} + \frac{(\gamma - 0,63) G}{3\rho^2 E} \cos^2 \psi, \quad (2.25)$$

де  $\theta$  - кут між радіусом кріплення пружин і проекцією її осі на горизонтальну

площину;  $\cos \theta = \frac{\sin \psi}{2\rho}$ .

$G = 8 \cdot 10^{10}$  Н/м<sup>2</sup> – модуль зсуву.

Після прийняття стандартного значення діаметра або товщини пружних елементів, проводиться уточнення робочої довжини цього елемента за формулами:

$$l_p = \sqrt[3]{\frac{3iEd^4\tau_{кр}}{64\pi^2\nu_o^2M_{пр}}} ; \quad (2.26)$$

$$l_p = \sqrt[3]{\frac{iEbh^3k_1}{4\pi^2\nu_o^2M_{пр}}} .$$

Перевірка на витривалість пружних стрижнів:

для круглого перерізу

$$[\sigma_{-1}] \geq 16 \frac{G + G_D}{\pi d^3 i} l_p \sin \psi + 3E \frac{A_o d}{l_p^2} ; \quad (2.27)$$

для прямокутного перерізу

$$[\sigma_{-1}] \geq \left( 3 \frac{G + G_D}{\pi b h^2 i} l_p \sin \psi + 6E \frac{A_o h}{l_p^2} \right) \cdot \left( 1 + \frac{1}{12} \frac{b}{h} \sin^2 \psi \right), \quad (2.28)$$

де  $G$  і  $G_D$  – сила тяжіння верхньої частини пристрою і деталей, завантажених в чашу.

Для пружинних сталей 65Г і 60С2 приймаємо  $[\sigma_{-1}] = 3 \cdot 10^8$  Па.

## 2.7. Розрахунок амортизаторів ВБЖ

Для зменшення динамічного впливу живильника на опорну поверхню станини використовують амортизатори. Розміри пружин (амортизаторів) визначають за умови максимального вертикального зміщення  $\delta$  і сили тяжіння  $G_3$  завантаження чаші. Жорсткість їх повинна задовольняти умову

$$c = \frac{G_3}{\delta} . \quad (2.29)$$

Водночас вона повинна задовольняти умову

$$c \leq 0,16\pi^2\nu^2 m, \quad (2.30)$$

де  $m$  - маса живильника, тобто  $m = m_в + m_n + m_з$ .

Жорсткість амортизаторів повинна задовольняти обидві умови тобто

$$\frac{G_3}{\delta} \leq c \leq 0,16\pi^2 v^2 m \quad (2.31)$$

Конструктивні параметри пружин визначаються з формули

$$c = \frac{d^4 G n}{8D^3 i}, \quad (2.32)$$

де  $d$  - діаметр дроту пружини;

$D$  - середній діаметр пружини;

$G$  - модуль зсуву;

$i$  - число витків пружини.

$n$  - число пружин в амортизаційній системі.

Крок витків пружини визначають з наступного виразу

$$t = \frac{G + G_3}{c} + 2d, \quad (2.33)$$

де  $G$  – сила тяжіння віброживильника.

## 2.8. Розрахунок електромагнітного вібратора ВБЖ

### 1. Максимальне збурювальне зусилля віброзбурювача коливань

$$F = \frac{2\pi v A_0 M_{np} n 10^{-4}}{\sin \varepsilon} \text{ Н}; \quad (2.34)$$

де  $\varepsilon$  - кут зсуву фаз між переміщенням і силою;

$n$  - коефіцієнт затухання.

Для  $\frac{m_3}{M_{np}} = 1$  і  $\frac{\omega}{\omega_0} = 0,95$  значення  $\frac{n}{\omega_0} = 0,07$  і  $\varepsilon = 53^\circ$ ,

де  $m_3$  - приведена маса завантажених заготовок;

$\omega$  - частота вимушених коливань збурю вального зусилля;

$\omega_0$  - частота власних коливань ВБЖ;

$M_{np}$  - приведена маса живильника.

### 2. Зусилля у напрямку руху якоря

$$F_b = \frac{F}{\sin \psi} \text{ Н}, \quad (2.35)$$

де  $\psi$  - кут нахилу пружинних елементів.

Розрахункове зусилля вібропривода з двополюсним електромагнітом (таким, що має два робочих зазори) визначається за формулою

$$F_b^1 = \frac{F_b}{2} \text{ Н.} \quad (2.36)$$

3. Необхідна потужність вібратора дорівнює

$$N = 9,8 A_0 \pi^2 v^2 M_{np} n 10^{-7} \text{ Вт.} \quad (2.37)$$

Розрахунок обмотки котушки вібратора і магнітопроводу.

4. Площа перерізу електромагніту становить

$$Q_c = \frac{F_b^1 5000^2}{1,1 B^2} \text{ мм;} \quad (2.38)$$

де  $B = 6000 \dots 10000$  Гс,  $B$  - індукція в зазорі;

5. Хід якора електромагнітного вібратора

$$S = A_0 \cdot i n \psi_k. \quad (2.39)$$

6. Величина зазору між якорем і статором вертикального вібропривода

$$\delta_0 = 0,8 S. \quad (2.40)$$

7. Приведений зазор для електромагнітного вібропривода з випрямлячем ( $v = 50$  Гц) дорівнює

$$\delta_0^1 = \delta_0 \sqrt{(\gamma \sin \varepsilon)^2 + (1 - \gamma \cos \varepsilon)^2 + \left(\frac{\gamma}{2}\right)^2}; \quad (2.41)$$

де  $\gamma$  - глибина модуляції магнітного опору [1].

8. Амплітудне значення магніторушійної сили (в ампер-витках)

$$(AW)_0 = 1,6 B \delta_0. \quad (2.42)$$

9. Ефективне значення магніторушійної сили для вібратора з випрямлячем

$$(AW)_e = \frac{(AW)_0}{\sqrt{2}} \sqrt{3[(\gamma \sin \varepsilon)^2 + (1 - \gamma \cos \varepsilon)^2] + \left(\frac{\gamma}{2}\right)^2}. \quad (2.43)$$

10. Мінімальний розмір вікна сердечника  $Q_0$ :

$$Q_0 = \frac{(AW)_e}{\Delta I k_3} \text{ мм;} \quad (2.44)$$

де  $k_3$  - коефіцієнт заповнення вікна сердечника ( $k_3 = 0,3 \dots 0,4$ );

$\Delta I$  - допустиме значення сили струму на  $1 \text{ мм}^2$  січення дроту (значення  $\Delta I$  залежить від типу вібратора ( $\Delta I = 2 \div 3 \text{ А/мм}^2$ )).

Пластини Ш-подібного статора вибирається, виходячи з площі перерізу заліза

$$Q_c = a c, \quad (2.45)$$

де  $a$  і  $c$  – розміри сердечника, набраного з пластин (рис. 2.5).

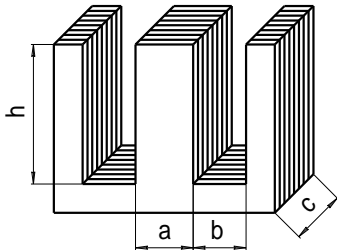


Рис. 2.5. Пакет Ш-подібного статора електромагніта

Якщо  $c = 2a$ , площа заліза  $Q_c = 2a^2$ .

$$\text{Тоді } a = 0,7\sqrt{Q_c}. \quad (2.46)$$

За параметром  $a$  вибираємо стандартний тип пластин, а за розміром вікна сердечника визначаємо розміри  $b$  і  $h$ .

Кількість витків котушки електромагніта знаходимо за формулою:

$$W = 2,16 \cdot 10^5 \frac{U}{Q_{жс} B_d} \left( \frac{l_{жс}}{\mu \delta_o} + 2 \right); \quad (2.47)$$

де  $Q_{жс}$  - дійсна площа перерізу заліза, яку отримали після вибору стандартних розмірів пластин і товщини набору,  $Q_{жс} = a \cdot c$ ;

$\mu = 2500 \dots 3500$  - магнітна проникність заліза сердечника;

$U$  - ефективне значення напруги на затискачах котушки вібратора;

$B_d$  - дійсна магнітна індукція в зазорі

$$B_d = 5000 \sqrt{\frac{F_b}{1,1Q_{жс}}}, \quad (2.48)$$

де  $l_c$  - довжина середнього магнітного шляху сталюого сердечника

$$l_c = 2(a + b + h) \text{ мм}. \quad (2.49)$$

Ефективне значення струму, який споживає вібратор

$$I_e = \frac{(AW)_e B_d}{WB} \text{ А}; \quad (2.50)$$

де  $B$  - магнітна індукція в зазорі.

Тоді діаметр провада обмотки знаходимо за формулою

$$d = \sqrt{\frac{4I_e}{\pi \Delta I}}. \quad (2.51)$$



### 3. ОХОРОНА ПРАЦІ

3.1. Аналіз конструкції вібраційного бункерного живильника за умовами безпеки експлуатації.

Певну небезпеку в процесі виконання технологічних операцій може створити ураження електричним струмом працюючих при дотику до погано заізольованих струмопровідних частин і проводів, а також частинами обладнання, які можуть виявитися під напругою внаслідок порушення ізоляції і замикання на корпус.

На електричне обладнання встановлено захисне вимикання – швидкодіючий захист, що забезпечує автоматичне відключення електроустановок від мережі при виникненні в них небезпеки ураження струмом робітників. Така небезпека виникає при замиканні фази на корпус електрообладнання, появи в мережі напруги, більшої від допустимої; при зниженні опору ізоляції фаз відносно землі.

Установка захисного вимикання забезпечує відключення несправного обладнання за час не менше 0,2 с. Пристрій захисного вимикання – це сукупність окремих елементів, які реагують на зміну певного параметра електричної мережі і дають сигнал на відключення.

#### 3.2. Заходи по покращенню умов праці

##### 3.2.1. Розрахунок штучного освітлення

Освітлення робочого місця - один з найважливіших факторів забезпечення нормальних умов праці, згідно СНіП II-4-79, відноситься до п'ятого розряду зорових робіт і вимагає освітленості робочого місця приблизно 300 лк.

В роботі виконано орієнтовний розрахунок штучного освітлення приміщення за методом коефіцієнта світлового потоку для таких даних:

довжина	$L = 6,0 \text{ м}$ ;
ширина	$B = 4,0 \text{ м}$ ;
висота	$H = 3,0 \text{ м}$ .

Як джерела штучного освітлення застосовуються люмінісцентні лампи типу ЛД-65 з такими параметрами:

- напруга живлення В — 220;
- потужність лампи Вт — 65;
- світловий потік лм — 3390;
- світлова віддача лк/Вт — 52,1.

Методом коефіцієнта світлового потоку визначаємо світловий потік ламп, необхідний для досягнення заданої освітленості з урахуванням світла, відбитого від стін, стелі, робочої поверхні, тобто сумарний світловий потік:

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{E_n \times S \times K \times Z}{\eta} \times 100, \quad (3.1)$$

де  $E_n$  — нормована освітленість ( $E_n = 300$  лк),  $S$  — площа приміщення,  $K$  — коефіцієнт запасу (1,5-2),  $Z$  — коефіцієнт мінімальної освітленості (1,1-1,2),  $\eta$  — коефіцієнт використання світлового потоку (відношення потоку, що падає на розрахункову поверхню до сумарного потоку всіх ламп, визначається за показниками приміщення, типом світильника та коефіцієнтами відбиття світла від стін  $\rho_{\text{н\ddot{o}}}$ , стелі  $\rho_{\text{н\ddot{o}e}$  та підлоги  $\rho_i$ ).

Показник приміщення визначається за формулою:

$$i = \frac{A \times B}{H(A + B)}, \quad (3.2)$$

де  $A$ ,  $B$  — розміри приміщення;  $H$  — висота підвісу світильника над робочою поверхнею.

$$\text{Для приміщення } A = 6 \text{ м.}, B = 4 \text{ м.}, H = 3 \text{ м. } i = \frac{6 \times 4}{3 \times (6 + 4)} = 0.8.$$

Приймаємо  $\rho_{\text{н\ddot{o}}} = 50\%$ ,  $\rho_{\text{н\ddot{o}e}} = 30\%$ ,  $\rho_i = 10\%$ , із таблиці знаходимо значення  $\eta$  для  $i = 0.8$  та світильника типу НОДЛ-2х40. У нашому випадку  $\eta = 30\%$ .

$$\Phi_{\Sigma} = \frac{300 \times 24 \times 1,4 \times 1,1}{30} \times 100 = 43200 \text{ (лм)}.$$

Необхідна кількість ламп розраховується за формулою:

$$n = \frac{\hat{\phi}_{\Sigma}}{\hat{\phi}_1}, \quad (3.3)$$

де  $\Phi_1$  — світловий потік однієї лампи (лм).

Для освітлення вибираємо лампу ЛД-65, у якої  $\Phi_1 = 3390$  лм.

$$n = \frac{43200}{3390} = 15.2 = 16 \text{ (ламп)}.$$

Оскільки у світильнику НОДЛ-2х40 використовуються 2 лампи ЛД-65, то для освітлення необхідно не менше 8 світильників.

Зробимо перевірку та визначимо забезпечену освітленість при 16 лампах ЛД-65.

$$E_n = \frac{\hat{\phi}_{1e} \times n \times \eta}{S \times K \times Z \times 100} = 320 \text{ лм}. \quad (3.4)$$

Отримане значення більше за нормовану освітленість  $E_i = 300$  лм, тому розрахунок проведений правильно.

### 3.2.2. Захист від шуму.

Шум — сукупність звуків різної частоти і інтенсивності, що викликає неприємні слухові відчуття.

Нормування шуму здійснюється згідно з ГОСТ 12.1.003-88 «Шум. Общие требования безопасности».

Для боротьби з виробничим шумом застосовують такі основні заходи: зменшення шуму в його джерелі, звукоізоляцію, віброгасіння, звукопоглинання, архітектурно-планувальні заходи та інші.

Звукоізоляція — це здатність огорожувальних конструкцій відбивати і послаблювати звукову енергію, що надходить.

Найбільш ефективним щодо зниження шуму досягається суміщеним методів звукоізолювальні і звукопоглинання.

В приміщенні передбачена конструкція звукопоглинального облицювання поверхонь, яка дає можливість поглинати звук в діапазоні частот 250 - 80000 Гц, для облицювання поверхонь обираємо звукопоглинаючий матеріал – плита ПА/С.

Об'єм приміщення становить:

$$V = a \cdot b \cdot h = 6 \cdot 4 \cdot 3 = 72 \text{ м}^3. \quad (3.5)$$

Для розрахунку звуопоглинаючого облицювання необхідно знати акустичні властивості та характеристики приміщення:

Постійна приміщення  $B = B_n \cdot \mu$ , де  $B$  - постійна на середньо геометричній частоті 1000 Гц,  $\mu$  - частотний множник.

Для даного приміщення  $B_n = V / 6 = 72 / 6 = 12$

Загальна площа огорожувальних поверхонь:

$$S = 2 \cdot (a \cdot h + b \cdot h + a \cdot b) = 2 \cdot (6 \cdot 3 + 4 \cdot 3 + 6 \cdot 4) = 108 \text{ м}^2. \quad (3.6)$$

Зона відбитого звуку визначається величиною граничного радіуса  $r_{zp}$ , тобто відстанню від розповсюджувача шуму на який рівень звукового тиску відбивання звуку дорівнює рівню звукового тиску прямого звуку, що розповсюджується.

$$r_{zp} = 0,2 \sqrt{\frac{B_{n2}}{n}}, \quad (3.7)$$

де  $B_{n2}$  - приміщення при 8000 Гц,

$n$  - кількість джерел шуму.

Активна смуга частоти, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
Еквівалентна площа звукопоглинання, м <sup>2</sup>	14,2	17,9	15,5	17,2	19,64	29,0	30,4	39
Середній коефіцієнт звукопоглинання	0,21	0,112	0,131	0,17	0,16	0,22	0,32	0,51

$$r_{ад} = 0,2 \sqrt{\frac{12 \cdot 2,5}{3}} = 0,38.$$

Максимальне зниження рівня звукового тиску прямого звуку  $\Delta L$  (дБ) в кожній активній смузі частот при застосуванні звукопоглинаючого облицювання в розрахунковій точці, що розміщено в зоні відбитого звуку обчислюється за формулою  $\Delta L = 10 \lg(B'/B)$ , де  $B'$  - постійна приміщення після облаштування в ньому звукопоглинаючої конструкції, м<sup>2</sup>

$$B' = (A_1 + \Delta A) \cdot (1 - \alpha_1), \quad (3.8)$$

де  $A_1 = \alpha \cdot (S - S_{обл})$ , еквівалентна площа звукопоглинання поверхнями не зайнятими звукопоглинаючим облицюванням, м<sup>2</sup>.

$\alpha_1$  - середній коефіцієнт звукопоглинання акустично обробленого приміщення

$$\alpha_1 = (A_1 + \Delta A) / S, \quad (3.9)$$

де  $\Delta A$  - величина сумарного додаткового поглинання, що вноситься конструкцією звукопоглинаючого облицювання або штучними поглиначами;

Середня частота, Гц	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000
$\alpha_{обл}$	0,02	0,05	0,21	0,66	0,91	1,0	0,89	0,7
$\Delta A$	2,78	7,56	26,23	55,43	100,76	71,21	42,45	31,86
$A_1$	3,118	3,312	3,163	3,49	4,299	5,448	7,609	8,599
$\alpha_1$	0,0322	0,078	0,191	0,375	0,679	0,456	0,381	0,209
$B'$	7,5	13,4	32,1	60,9	118,4	81,1	61,2	54,1
$\Delta L$ (дБ)	0	0,23	4,22	6,54	6,12	5,32	2,65	0,752

$$\Delta A = \alpha_{обл} \cdot S_{обл} + A_{ум} \cdot n_{ум}, \quad (3.10)$$

де  $\alpha_{обл}$  - ревербераційний коефіцієнт звукопоглинання, що конструкції облицювання

$S_{обл}$  - площа облицювальних поверхонь, м<sup>2</sup>

$$S_{обл} = 2 \cdot (6 \cdot 3 + 4 \cdot 3) + 6 \cdot 4 = 84 \text{ м}^2.$$

### 3.3. Цивільна безпека

Захист населення і територій є системою загальнодержавних заходів, які реалізуються центральними і місцевими органами виконавчої влади, виконавчими органами рад, органами управління з питань надзвичайних ситуацій та цивільного захисту, підпорядкованими їм силами та засобами підприємств, установ, організацій незалежно від форм власності добровільними формуваннями, що забезпечують виконання організаційних, інженерно-технічних, санітарно-гігієнічних, протиепідемічних та інших засобів у сфері запобігання та ліквідації наслідків надзвичайних ситуацій.

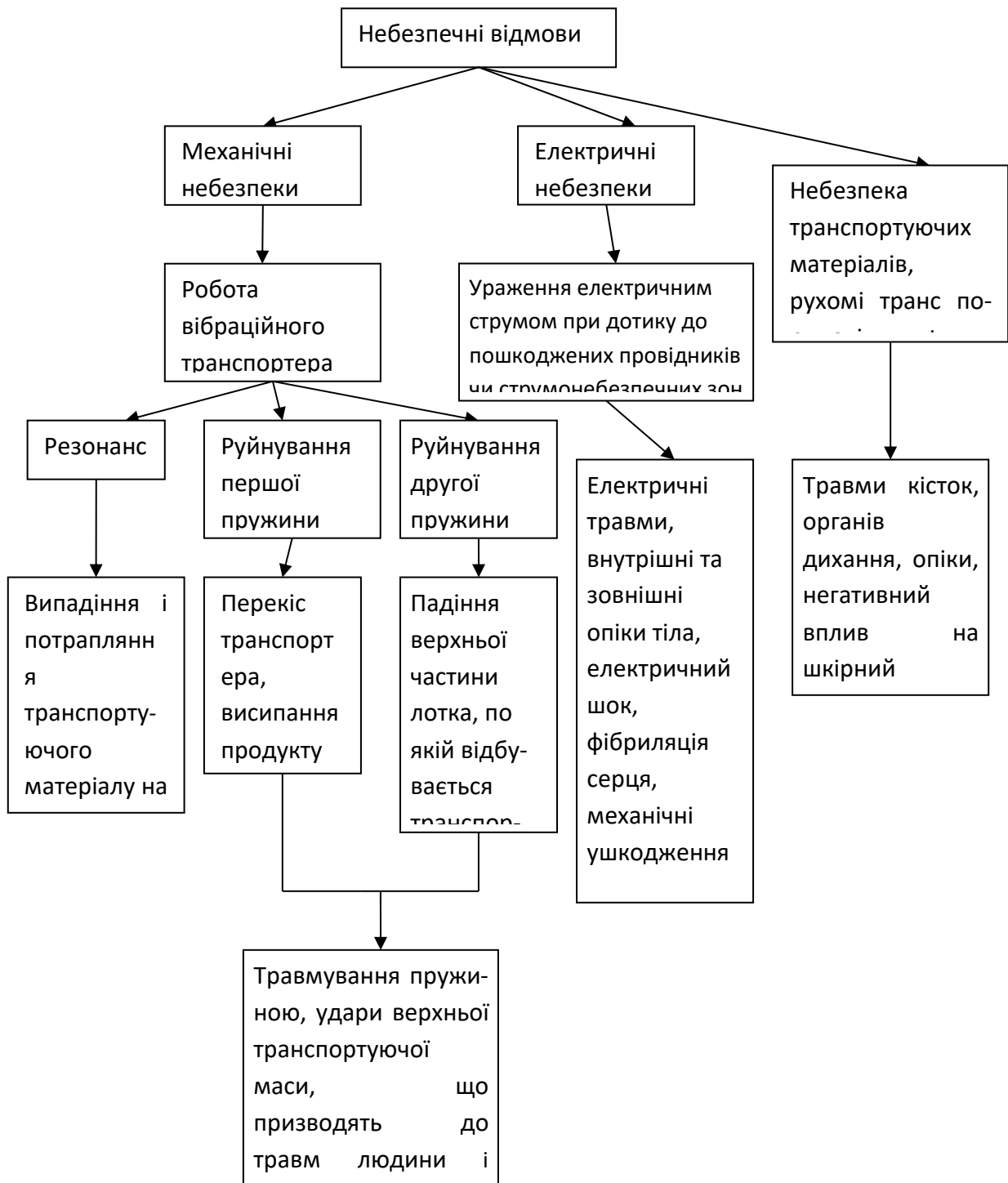
Ризик надзвичайних ситуацій природного і техногенного характеру невпинно зростає. Тому забезпечення безпеки та захисту населення, економіки і національного надбання держави від негативних наслідків надзвичайних ситуацій повинно розглядатися як невід'ємна частина державної політики національної безпеки. Держава повинна постійно дбати про захист населення і територій у разі загрози та виникнення надзвичайних ситуацій.

Згідно Закону “Про цивільну оборону України” держава, як гарант цього права створює систему Цивільної оборони, яка на межі має захист населення від небезпечних наслідків аварій і катастроф техногенного, екологічного, природного та воєнного характеру. Тобто держава не тільки проголошує право населення на захист свого життя і здоров'я в умовах надзвичайних ситуацій, але і гарантує це право створюючи загальну систему захисту населення, систему цивільної оборони. Відповідальність за організацію та стан цивільної оборони на об'єктах виробництва несе його керівник. Заступник начальника

цивільної оборони керує розробленням плану евакуації на кожну можливу надзвичайну ситуацію, організовує підготовку місць для евакуйованих. Потенційно-небезпечними об'єктами є газорозподільчі пункти, високовольтна лінія електропередач, трансформаторна підстанція, автомобільна траса тощо. Велику небезпеку на підприємстві становить пожежа.

Електричні прилади, установки, обладнання, з якими людина має справу, становлять для неї велику небезпеку, яка посилюється тим, що органи чуття людини не можуть на відстані виявити наявності електричної напруги, як, наприклад, теплової, світлової чи механічної енергії. Тому захисна реакція організму виявляється тільки після безпосереднього потрапляння під дію електричного струму. Другою особливістю дії електричного на організм людини є те, що струм, проходячи через людину, діє не тільки в місцях контактів і на шляху протікання через організм, а й викликає рефлекторні порушення нормальної діяльності окремих органів (серцево-судинної системи, системи дихання). Третя особливість – це можливість одержання електротравм без безпосереднього контакту із струмопровідними частинами. Внаслідок дії електричного струму або електричної дуги виникає електротравма. Електротравми умовно поділяють на загальні і місцеві. Вони є найбільш небезпечним видом електротравм.

Дерево відмов вібраційного бункерного живильника





#### 4 ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ ПРОЕКТУ

Розрахунок техніко-економічних показників базується на визначенні показників: терміну окупності капіталовкладень, річного економічного ефекту, рівня рентабельності виробництва, прибутку, економії затрат праці, рівня механізації, собівартості продукції, експлуатаційних і виробничих затрат. Для прикладу розглянемо поштучну подачу деталей для пакування.

Одним із основних критеріїв економічної оцінки технологічного рішення є термін окупності, який визначається як відношення сумарних капітальних витрат  $K_{\text{кап}}$  (грн.) до річного прибутку  $\Pi$  (грн.):

$$T = \frac{K_{\text{кап}}}{\Pi}; \quad (4.1)$$

$$T = \frac{1683200}{422671,96} = 3,98 \text{ роки.}$$

Наступним показником, який може характеризувати економічну ефективність виробництва заданого виду продукції є рівень рентабельності. Він характеризує прибутковість підприємства. Рентабельність визначається відношенням прибутку  $\Pi$  до загальних затрат на виробництво продукції  $Z$ :

$$P_p = \frac{\Pi}{Z} \cdot 100; \quad (4.2)$$

$$P_p = \frac{422671,96}{1110928,04} \cdot 100 = 38,05 \text{ \%}.$$

Прибуток визначається як різниця грошових надходжень  $\Gamma_n$  і загальних затрат на виробництво продукції  $Z$ :

$$\Pi = \Gamma_n - Z; \quad (4.3)$$

$$\Pi = 1533600 - 1110928,04 = 422671,96 \text{ грн}$$

Грошові надходження від використання бункерного живильника, середньої реалізаційної ціни поданої продукції визначається як добуток кількості виробленої продукції  $N_0$  (шт) на ціну її подачі  $\Pi_{\text{пр}}$  (грн./шт) ( $\Pi_{\text{пр}} = 2,25$  грн./шт):

$$\Gamma_n = N_0 \cdot \Pi_{\text{пр}}; \quad (4.4)$$

$$\Gamma_n = 681600 \cdot 2,25 = 1533600 \text{ грн.}$$

Загальні витрати на виробництво продукції визначається за формулою:

$$З = З_n + З_n ; \quad (4.5)$$

$$З = 1009934,58 + 100993,46 = 1110928,04 \text{ грн.}$$

де  $З_n$  – прямі затрати на виробництво продукції, грн.;

$З_n$  – непрямі затрати на виробництво продукції, грн.

Прямі затрати на виробництво продукції визначаються як:

$$З_n = З_e + A_6 + B_c + B_m + B_m ; \quad (4.6)$$

де  $З_e$  – експлуатаційні затрати на виробництво продукції, грн. (З звіту роботи дільниці з пакування деталей 793200,5 грн.);

$A_6$  – амортизаційні відрахування на будівлі і споруди, грн.;

$B_c$  – вартість сировини, що необхідна для виробництва продукції, грн.;

$B_m$  – вартість тари, що необхідна для пакування виробництва продукції, грн. (З звіту роботи дільниці з пакування деталей 40800 грн).

$B_m$  – вартість машини, грн.;

#### Вартість комплектуючих одиниць

№ п/п	Назва основних матеріалів, напів фабрикатів і комплект. виробів	Од. вимір.	Норма витрат на 1 виріб (од. вимір.	Ціна за, од. вимір. грн.	Вартість осн. матеріалів і комплектуючих з транспортними витратами*
1	Металопрокат	Тони	0,025	18530	463
2	Електро-магніт	Шт	1	730	730
3	Пружні елементи	Шт	4	86	344
4	Кронштейни під пружні елементи	Шт	8	74	592
5	Кріпильні елементи та стандартні комплектуючі	Шт	50	6,5	325
6	Чаша машини	Шт	1	322	322
7	Засоби обробки поверхонь	кг	3	120	360
	Разом за розрахунком матеріалів				3136
	Вартість транспортно-заготівельних витрат складає 3% від вартості матеріалів.				94,08
	Вартість машини				3230,08

$$Z_n = 793200,5 + 43200 + 129504 + 3230,08 + 40800 = 1009934,58 \text{ грн.}$$

Амортизаційні відрахування на будівлі визначаються за формулою:

$$A_{\sigma} = \frac{B_{\sigma}}{T_e}; \quad (4.7)$$

де  $B_{\sigma}$  – балансова вартість будівлі, грн.;

$T_e$  – термін експлуатації будівлі, років (приймається 50 років).

$$A_{\sigma} = \frac{43200}{50} = 864 \text{ грн.}$$

Балансова вартість будівлі вибирається з довідників, нормативних документів, або розраховується за формулою:

$$B_{\sigma} = V_{\sigma} \cdot Z_{\sigma}; \quad (4.8)$$

де  $V_{\sigma}$  – будівельний об'єм, м<sup>3</sup>;

$Z_{\sigma}$  – будівельні затрати на 1 м<sup>3</sup> (приймаємо 600 грн./м<sup>3</sup>).

$$B_{\sigma} = 72 \cdot 600 = 43200 \text{ грн.}$$

Вартість фасування, для виробництва визначається за формулою:

$$B_c = N_0 \cdot C_0; \quad (4.9)$$

де  $N_0$  – річна кількість деталей, що фасується (за мінімальною продуктивністю 71 шт/хв., кількість робочих днів 200),

$$N_0 = 71 \cdot 60 \cdot 8 \cdot 200 = 681600 \text{ шт.};$$

$C_0$  – вартість фасування, грн./шт. ( $C_0 = 0,19$  грн./шт)

$$B_c = 681600 \cdot 0,19 = 129504 \text{ грн.}$$

Непрямі затрати на виробництво продукції становлять 10 % від прямих,

$$Z_n = Z_n \cdot 0,1; \quad (4.10)$$

$$Z_n = 1009934,58 \cdot 0,1 = 100993,46 \text{ грн.}$$

Собівартість одиниці продукції визначається за формулою:

$$B_n = \frac{Z}{N_0}; \quad (4.11)$$

$$B_n = \frac{1110928,04}{681600} = 1,63 \text{ грн./шт.}$$

Для визначення терміну окупності капітальних вкладень необхідно визначити їх розмір за формулою:

$$K_{\text{кап}} = B_0 + B_{\sigma}; \quad (4.12)$$

де  $B_0$  – вартість технологічного обладнання, грн. (З звіту роботи ділянки з пакування деталей 1640000грн).

$$K_{\text{кап}} = 1640000 + 43200 = 1683200 \text{ грн.}$$

Отже, термін окупності капітальних вкладень для запропонованого живильника буде становити 3,98 роки.

## ВИСНОВКИ І ПРОПОЗИЦІЇ

У даному дипломному проекті проаналізовано літературні джерела та здійснено огляд існуючих конструкцій вібраційного бункерного пристроїв для поштучної подачі виробів у робочу зону технологічного обладнання. процесах різних галузей промисловості. Розглянуті конструктивні схеми та принцип роботи вібраційних бункерних живильників, які забезпечують відривний і безвідривний режим вібропереміщення виробів.

На підставі проведеного аналізу сформульовані рекомендації щодо проектування таких засобів та умови їх динамічної рівноваги. Виконаний розрахунок конструкції вібраційного бункерного живильника виконаного за двомасовою схемою на триелементній пружній підвісці, елементів віброізоляції та електромагнітного збурювача коливань.

Розглянуто основні небезпечні чинники, які можуть вплинути на стан охорони праці під час роботи вібраційних пристроїв. Запропоновані заходи щодо зменшення шкідливого впливу шуму і вібрації на роботу обладнання та обслуговуючий персонал. Проаналізовані можливі відмови у роботі вібраційного бункерного живильника.

Для запроектованого віброживильника проведений розрахунок техніко-економічних показників його застосування на виробництві. Термін окупності від впровадження даного пристрою становить 3,9 років, що є цілком прийнятним.

## БІБЛОГРАФІЧНИЙ СПИСОК .

1. Коруняк П.С. Транспортувальні машини. Основи конструювання та розрахунку вібраційних транспортувальних машин / П.С. Коруняк, І.І. Ніщенко, І.С Керницький.: Навч. посібник – Львів: «Сполом», 2017. – 244 с.
2. Коруняк П.С. Автоматизоване вібраційне маніпулювання виробами та віброманіпулятори / І.С. Керницький, І.І. Ніщенко.: Монографія. – Львів: 2021. – 256 с.
3. Повидайло В.О. Вібраційні процеси та обладнання / В.О. Повидайло.: Львів. Вид. Національного університету “Львівська політехніка”, 2004. – 248 с.
4. Силин Р.И. Автоматизация производственных процессов в машиностроении / Р.И. Силин.: Учебное пособие. – Хмельницкий: ХНУ, 2004. – 270 с.
5. Кодра Ю.В. Завантажувальні пристрої технологічних машин. Розрахунок і конструювання / Ю.В. Кодра, З.А. Стоцько, О.В Гаврильченко.: Навч. посібник / За ред. З.А. Стоцька. – Львів: Вид. «Бескид Біт», 2008. – 356 с.
6. Коруняк П.С., Технологічні процеси та виробничі машини / І.С. Керницький, С.Й. Ковалишин, Е.Х. Кода, Х.П. Коруняк, С.М. Баранович, І.Г. Стукалець, Р.Б. Шеремета.: Підручник. – Львів: 2022. – 452 с.
7. Коруняк П.С. Вібраційні машини у виробничих процесах і технологіях / П.С. Коруняк, І.С Керницький.: Навч. посібник – Львів: Видавництво «Сполом», 2019. – 436 с.
8. Ярошевич, М.П. Динаміка розбігу вібраційних машин дебалансним приводом / М.П. ЯрошевичТ.С. Ярошевич. – Луцьк: ЛНТУ, 2010. – 220 с.
9. Заика, П.М. Вибрационное перемещение твёрдых и сыпучих тел в сельскохозяйственных машинах / П.М. Заика. – Киев: Украинская СХА, 1998. – 625 с.

## ДОДАТОК

### ІНЖЕНЕРНИЙ РОЗРАХУНОК ВІБРАЦІЙНОГО БУНКЕРНОГО ЖИВИЛЬНИКА

Необхідно розрахувати основні параметри ВБЖ для подачі деталі (рис. Д. 1) у безцентровошліфувальний верстат. Матеріал деталі - сталь ХВГ.

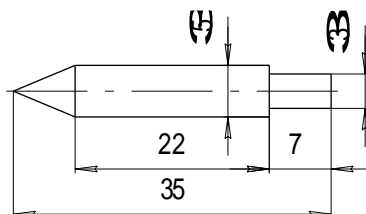


Рис. Д. 1. Геометричні розміри деталі

Деталь повинна подаватись ВБЖ у горизонтальному положенні конічною частиною вперед. Продуктивність верстата:  $Q_e = 60$  шт/хв.

1. Необхідна продуктивність ВБЖ при коефіцієнті переповнення  $k_n = 1,15$   
 $Q = Q_e k_n = 60 \cdot 1,15 = 69$  шт/хв. Приймаємо  $Q = 70$  шт/хв.

2. Заготовка (деталь) має форму тіла обертання другого класу і потребує два ступені орієнтації.

Коефіцієнт віддачі  $k = k_1 k_2$ ,

де  $k_1$  - коефіцієнт заповнення для первинної орієнтації;  $k_1 = 0,9$ ;

$k_2$  - коефіцієнт заповнення для вторинної орієнтації; (оскільки вторинна орієнтація здійснюється шляхом скидання заготовок, які йдуть хвостовиком вперед, а таких деталей на лотку половина, то  $k_2 = 0,5$ ).

За рахунок впровадження додаткового пристрою (спеціального штифта) деталі, падаючи, будуть перевертатись і лягати на дно чаші у заданому положенні. Це збільшить процент деталей, що рухаються по лотку у потрібному положенні. Тому можна прийняти  $k_2 = 0,6$ , тоді

$$k = 0,9 \cdot 0,6 = 0,54.$$

3. Необхідна швидкість руху заготовок становитиме

$$V_3 = \frac{Q \cdot l_3}{60k} = \frac{70 \cdot 35}{60 \cdot 0,54} = 76 \text{ мм/с.}$$

Визначення оптимального режиму роботи ВБЖ.

1. Приймаємо частоту коливань ВБЖ рівною 50 Гц. Кут підйому спірального лотка задаємо мінімальний –  $\alpha = 1,5^\circ$ . Матеріал чаші - сталь. Коефіцієнт тертя заготовки по лотку  $f = 0,3$  (див. табл. 9.3).

2. Коефіцієнт режиму  $\xi$  приймаємо  $\xi = 1,2$ .

3. Визначаємо коефіцієнт, що враховує зниження середньої швидкості руху деталі

$$k_v = k(c) \cdot \left(1 - \frac{1}{R_o^2}\right) \left(1 - \frac{\text{tg}\alpha}{f} R_o^2\right),$$

де  $k(c)$  – коефіцієнт, що враховує відновлення швидкості,  $k(c) = 0,75$ .

$$k_v = 0,75 \left(1 - \frac{1}{1,2^2}\right) \left(1 - \frac{\text{tg}1,5}{0,3} \cdot 1,2^2\right) = 0,2.$$

4. Визначаємо кут кидання ( $\beta - \alpha$ ) з номограми (див. рис. 9.8.) для  $v = 50$  Гц,  $v = 76$  мм/с;  $k_v = 0,2$ ,  $\alpha = 1,5^\circ$ :

$$(\beta - \alpha) = 10^\circ, \beta = 10^\circ + \alpha = 10^\circ + 1,5^\circ = 11,5^\circ$$

### ***Розрахунок основних параметрів конструктивних елементів ВБЖ***

1. Прийmemo конструкцію ВБЖ з центральним вібратором і підвіскою чаші на циліндричних стрижнях.

2. Визначимо розміри чаші ВБЖ. Крок спіральної доріжки чаші ВБЖ для форми доріжки, показаної на рис. Д.1, становить  $t = 20$  мм. Ширину її канавки прийmemo рівною:  $B = d + l = 6$  мм.

Внутрішній діаметр чаші дорівнює

$$D = 12t - B = 12 \cdot 20 - 6 = 234 \text{ мм.}$$



Чашу ВБЖ найзручніше виготовити зі стандартної сталльної труби. Найбільше до розрахункового діаметра підходить труба з такими розмірами:  $D_6 = 250$  мм і  $D_3 = 270$  мм, оскільки

$$D_{\text{зовн. розр.}} = D_{\text{вн}} + 2B + 2h = 250 + 2 \cdot 6 + 2 \cdot 2 = 266 \text{ мм} < D_3 = 270 \text{ мм},$$

де  $h$  - товщина стінки чаші.

Визначимо робочий (необхідний) об'єм чаші для забезпечення заданого часу безперервної роботи ВБЖ з одноразовим завантаженням  $t = 30$  хв;  $Q = 4200$  шт/год

$$V_p = \frac{V_3 Q t}{60 q} = \frac{630 \cdot 4200 \cdot 30}{60 \cdot 0,54} \approx 2,5 \cdot 10^6 \text{ мм}^3.$$

Висота чаші в такому разі буде рівною

$$H = \frac{4V_p}{\pi D_B^2} = \frac{4 \cdot 2,5 \cdot 10^6}{3,14 \cdot 250^2} = 50 \text{ мм}.$$

Повна висота чаші ВБЖ становитиме

$$H_o = H + 1,5t = 50 + 1,5 \cdot 20 = 80 \text{ мм}.$$

3. Виконуємо робоче креслення ВБЖ з урахуванням конструктивної схеми, розмірів чаші і наведених вище рекомендацій.

4. Визначаємо маси і моменти інерції рухомих частин живильника (згідно креслення).

4.1. Маси і моменти інерції верхньої частини ВБЖ.

Чаша (дет. 1):  $G_1 = 30,50$  Н; маса  $m_1 = \frac{G_1}{g} = 3,1$  Нс<sup>2</sup> / м

Момент інерції:  $I_1 = \frac{1}{2} m_1 (R^2 + r^2) = 534$  Нмс<sup>2</sup> ( $R$  і  $r$  – зовнішній та внутрішній діаметри чаші).

Дно (дет. 2):  $G_2 = 35,00$  Н;  $m_2 = 3,57$  Нс<sup>2</sup> / м;  $I_2 = \frac{m_2 \cdot R^2}{2} = 280$  Нмс<sup>2</sup>.

Конус (дет. 3):  $G_3 = 17,00 \text{ Н}$ ;  $m_3 = 1,73 \text{ Нс}^2 / \text{м}$ ;  $I_3 = 135 \text{ Нмс}^2$ .

Якір (дет. 4):  $G_4 = 13,40 \text{ Н}$ ;  $m_4 = 1,38 \text{ Нс}^2 / \text{м}$ ;  $I_4 = 19 \text{ Нмс}^2$ .

Затискач верхній (дет. 5):  $3 \cdot G_5 = 13,80 \text{ Нс}^2 / \text{м}$ ;  $3 \cdot I_5 = 116 \text{ Нмс}^2$ .

Сумарна маса деталей верхньої частини ВБЖ становитиме

$$m_{\text{в}} = \Sigma m_i = 3,1 + 3,57 + 1,73 + 1,38 + 1,4 = 11,8 \text{ Нс}^2 / \text{м}$$

Сумарний момент інерції дорівнює

$$I_{\text{в}} = \Sigma I_i = 534 + 380 + 135 + 19 + 116 = 1074 \text{ Нмс}^2.$$

4.2. Маса і моменти інерції нижньої частини ВБЖ.

Плита нижня (реактивна маса, дет. 8):

$$G_8 = 200,00 \text{ Н}; m_8 = 20,3 \text{ Нс}^2 / \text{м}, I_8 = \frac{mr^2}{2} = 2230 \text{ Нмс}^2.$$

Електромагніт (дет. 6):  $G_6 = 49,00 \text{ Н}$ ,  $m_2 = 5 \text{ Нс}^2 / \text{м}$ ,  $I_6 = 80 \text{ Нмс}^2$ .

Затискач (дет. 10):  $3 G_{10} = 17,70 \text{ Н}$ ;  $m_{10} = 1,8 \text{ Нс}^2 / \text{м}$ ;  $I_{10} = 240 \text{ Нмс}^2$ .

Сумарна маса деталей нижньої частини ВБЖ дорівнює

$$m_{\text{н}} = \Sigma m_i = 20,3 + 5 + 1,8 = 27,1 \text{ Нс}^2 / \text{м}.$$

Сумарний момент інерції становить

$$I_{\text{н}} = \Sigma I_i = 2230 + 80 + 240 = 2550 \text{ Нмс}^2.$$

5. Визначаємо кут нахилу пружних стрижнів.

$$\text{tg}\psi = \frac{1 + \frac{m_6}{m_{\text{н}}} \text{tg}\beta R k_{\psi}}{1 + \frac{I_6}{I_{\text{н}}}} = \frac{1 + \frac{11,18}{27,1}}{1 + \frac{1074}{2550}} \cdot \frac{0,203 \cdot 128 \cdot 0,7}{90} = 0,202; \psi = 11,4^\circ.$$

$$\text{Кінематичний кут нахилу } \text{tg}\psi_k = \frac{\text{tg}\psi}{k_{\psi}} = \frac{0,202}{0,7} = 0,289; \psi_k = 16^\circ.$$

6. Визначаємо приведену масу ВБЖ.

Приведені верхня і нижня маси:

$$m_{\text{пр.в}} = m_{\text{в}} \sin^2 \psi_{\text{к}} + \frac{I_{\text{в}}}{r^2} \cos^2 \psi_{\text{к}} = 11,18 \sin^2 16^\circ + \frac{1074}{9^2} \cos^2 16^\circ = 13,05 \text{ Нс}^2/\text{м}.$$

$$m_{\text{пр.н}} = m_{\text{н}} \sin^2 \psi_{\text{к}} + \frac{I_{\text{н}}}{r^2} \cos^2 \psi_{\text{к}} = 27,1 \sin^2 16^\circ + \frac{2550}{10^2} \cos^2 16^\circ = 25,52 \text{ Нс}^2 / \text{м}.$$

Приведена маса системи дорівнює

$$M_{\text{пр}} = \frac{m_{\text{пр.в}}}{1 + \frac{m_{\text{пр.в}}}{m_{\text{пр.н}}}} = \frac{13,05}{1 + \frac{13,05}{25,52}} = 8,64 \text{ Н с}^2 / \text{м}.$$

7. Визначаємо розміри пружних стрижнів.

Розрахункова амплітуда коливань робочого органу дорівнює

$$A = \frac{V_3}{2\pi\nu\cos(\beta - \alpha)k_{\nu}} = \frac{76}{2 \cdot 3,14 \cdot 50 \cdot \cos 10^\circ \cdot 0,2} = 1,23 \text{ мм}.$$

Відносна амплітуда коливань приведеної маси становитиме

$$A_0 = A \frac{r}{R} \left( 1 + \frac{m_{\text{пр.в}}}{m_{\text{пр.н}}} \right) = 1,23 \cdot \frac{90}{128} \cdot \left( 1 + \frac{13,05}{25,52} \right) = 1,3 \text{ мм}.$$

Прогин пружного стрижня  $y = 0,8A_0 = 0,8 \cdot 1,3 = 1,04 \text{ мм}.$

Робочу довжину пружин (стрижнів) конструктивно задаємо в залежності від радіуса кріплення пружин  $\frac{r}{l_p} = \rho$ . Приймаємо  $\rho = 0,55$  (для  $V_3 = 5 \dots 20 \text{ м/хв}$ )

$$l_p = \frac{r}{\rho} = \frac{90}{0,55} = 163,6 \text{ мм}; \text{ приймаємо } l_p = 164 \text{ мм}.$$

Число стрижнів  $i = 3$ .

Діаметр пружних стрижнів визначаємо за формулами

$$d = 2^4 \sqrt{\frac{4\pi^2 \nu_0^2 l^3 M_{\text{пр}}}{3iE\tau_{\text{кр}}}} = 2^4 \sqrt{\frac{4 \cdot 3,14^2 \cdot 53^2 \cdot 164^3 \cdot 8,64 \cdot 10^{-3}}{3 \cdot 3 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 1,22}} = 13,92 \text{ мм},$$

$$\text{де } \tau_{кр} = 1 + \frac{1}{15} \left( \frac{1}{\rho} \right)^2 (\cos^2 \psi + \sin^2 2\psi) = 1 + \frac{1}{15} \left( \frac{1}{0,55} \right)^2 (\cos^2 11,4^\circ + \sin^2 22,8^\circ) = 1,22.$$

8. Визначаємо розміри амортизаційних пружин (дет. 9).

Задавшись максимальним вертикальним зміщенням живильника  $\delta = 2$  мм і умовою повного завантаження чаші ( $G_3 = 120$  Н заготовок), визначимо жорсткість амортизаторів, яка задовольняє умові

$$c \geq \frac{G_3}{\delta} = \frac{120}{0,002} = 60 \cdot 10^3 \text{ Н/м.}$$

Жорсткість підвіски, яка задовольняє записану вище умову

$$c \leq 0,16\pi^2 v^2 m = 0,16 \cdot 3,14^2 \cdot 50^2 \cdot 51,1 \cdot 10^{-3} = 201,5 \cdot 10^3 \text{ Н/м.}$$

$$\text{Тут } m = m_в + m_н + m_з = 11,8 + 27,1 + 12,2 = 51,1 \text{ Н с}^2/\text{м.}$$

Приймаємо  $c = 90 \cdot 10^3$  Н/м.

Прийнявши середній діаметр пружини  $D = 20$  мм і діаметр дроту пружин  $d = 3$  мм, визначимо за формулою (9.31) число витків пружини (при  $i_{np} = 3$ )

$$i = \frac{0,003^4 \cdot 8 \cdot 10^{10} \cdot 3}{8 \cdot 0,020^3 \cdot 90 \cdot 10^3} = 3,4.$$

Крок витків визначаємо з відношення

$$t = \frac{38,1 + 12}{90} + 2 \cdot 3 = 6,6 \text{ мм, приймаємо } t = 8 \text{ мм.}$$

### ***Розрахунок електромагнітного вібратора.***

Вібратор розраховуємо на роботу від мережі з напругою 220 В. Допустимі коливання напруги в мережі  $\pm 10$  %, тобто напруга може змінюватись в межах від  $U_{\min} = 198$  В до  $U_{\max} = 242$  В.

1. Визначаємо максимальне збурюване зусилля вібратора, прийнявши для

$$\frac{m_3}{M_{np}} = 1 \text{ і } \frac{\omega}{\omega_0} = 0,95 \text{ значення } \frac{n}{\omega_0} = 0,07 \text{ і } \varepsilon = 53^\circ$$

$$n = 0,07\omega_0 = \frac{0,07 \cdot 2\pi \cdot 50}{0,95} = 23;$$

$$F = \frac{2 \cdot 10^{-4} \pi v A_0 M_{np} n}{\sin \varepsilon} = \frac{2 \cdot 10^{-4} \pi \cdot 50 \cdot 1,3 \cdot 8,6 \cdot 23}{0,8} = 95 \text{ Н.}$$

2. Зусилля вібратора в напрямі руху якоря дорівнює

$$F_b = \frac{F}{\sin \psi} = \frac{9,5}{\sin 11,4^\circ} = \frac{9,5}{0,2} = 47,5 \text{ Н.}$$

Розрахункове зусилля вібратора становить

$$F_b^1 = \frac{F_b}{2} = \frac{47,5}{2} = 23,75 \text{ Н.}$$

3. Необхідна потужність вібратора:

$$N = 9,8 A_0^2 \pi^2 v^2 M_{np} n \cdot 10^{-7} = 9,8 \cdot 1,3^2 \cdot \pi^2 \cdot 50^2 \cdot 8,6 \cdot 23 \cdot 10^{-7} = 8,2 \text{ Вт}$$

4. Площа січення заліза :

$$Q_c = \frac{F_b^1 5000^2}{1,1 B^2}; \text{ приймаємо } B = 7000 \text{ гс.}$$

$$Q_c = \frac{23,75 \cdot 5000^2}{1,1 \cdot 7000^2} = 1100 \text{ мм}^2.$$

5. Хід якоря вібратора розраховується з рівняння (9.39):

$$S = A_0 \sin \psi_k = 1,2 \cdot \sin 16^\circ = 1,3 \cdot 0,28 = 0,36 \text{ мм.}$$

6. Середня величина повітряного зазору становить

$$\delta_0 = 0,8S = 0,8 \cdot 0,36 = 0,3 \text{ мм.}$$

7. Приведений (розрахунковий) зазор вібратора, прийнявши величину  $\gamma = 0,33$ .

$$\delta_0^1 = \delta_0 \sqrt{(\gamma \sin \varepsilon)^2 + (1 - \gamma \cos \varepsilon)^2 + \left(\frac{\gamma}{2}\right)^2} =$$

$$0,3 \sqrt{(0,33 \cdot 0,8)^2 + (1 - 0,33 \cdot 0,6)^2 + \left(\frac{0,33}{2}\right)^2} = 0,26 \text{ мм}$$

8. Амплітудне значення магніторушійної сили в ампер-витках

$$AW_0 = 1,6B\delta_0 = 1,6 \cdot 7000 \cdot 0,026 = 291 \text{ ампер-витків.}$$

9. Визначаємо ефективне значення магніторушійної сили

$$(AW)_e = \frac{(AW)_0}{\sqrt{2}} \sqrt{3[(\gamma \sin \varepsilon)^2 + (1 - \cos \varepsilon)^2] + \left(\frac{\gamma}{2}\right)^2} =$$

$$= \frac{291}{\sqrt{2}} \sqrt{3[(0,33 \cdot 0,8)^2 + (1 - 0,33 \cdot 0,6)^2] + \left(\frac{0,33}{2}\right)^2} = 301 \text{ ампер - виток.}$$

10. Визначаємо мінімальний розмір вікна сердечника  $Q_0$ , прийнявши

$$\Delta I = 2A; \quad k_3 = 0,3; \quad Q_0 = \frac{(AW)_e}{\Delta I k_3} = \frac{301}{2 \cdot 0,3} = 502 \text{ мм}^2.$$

11. За площею перерізу заліза  $Q_c$  з урахуванням  $Q_0$  визначаємо тип пластин Ш-подібного сердечника і розміри пластин

$$a = 0,7\sqrt{Q_c} = 0,7\sqrt{11} = 23,2 \text{ мм.}$$

За довідковими даними вибираємо пластини типу Ш-26 з найближчим стандартним розміром  $a = 26$ . Товщина набору пластин  $c = 2 \cdot a = 2 \cdot 2,6 = 52$  мм. За перерізом вікна  $Q_0$  підбираємо пластини типу Ш-26 з найближчим більшим вікном  $Q_0 = 507 \text{ мм}^2$  і розмірами:  $b = 13$  мм і  $h = 39$  мм.

12. Визначаємо величини, необхідні для розрахунку числа витків котушки вібратора:  $Q_{\text{жод}} = a \cdot c = 26 \cdot 52 = 1352 \text{ мм}^2$ ;

$$B_d = 5000 \cdot \sqrt{\frac{F_b^1}{1,1 \cdot Q_{жод}}} = 5000 \cdot \sqrt{\frac{2375}{1,1 \cdot 1352}} = 6300 \text{ Гс};$$

$$l_c = 2 \cdot (a + b + h) = 2 \cdot (26 + 13 + 39) = 156 \text{ мм.}$$

Приймаємо значення магнітної проникності заліза  $\mu = 3000$ .

13. Визначаємо число витків котушки

$$W = 2,16 \cdot 10^5 \frac{220}{13,52 \cdot 6300} \left( \frac{15,6}{3000 \cdot 0,026} + 2 \right) = 1238 \text{ витків.}$$

Таблиця Д.1

Типи і геометричні параметри Ш-подібних пластин трансформаторного заліза

Тип пластин	Розміри				Тип пластин	Розміри			
	$a \cdot 10$ мм	$b \cdot 10$ мм	$h \cdot 10$ мм	$Q_0 \cdot 10^2$ мм <sup>2</sup>		$a \cdot 10$ мм	$b \cdot 10$ мм	$h \cdot 10$ мм	$Q_0 \cdot 10^2$ мм <sup>2</sup>
Ш - 10	1	0,65	1,8	1,17	Ш - 22	2,2	1,4	3,9	5,46
Ш - 10	1	1,2	3,6	4,32	Ш - 24	2,4	1,2	3,6	4,32
Ш - 12	1,2	0,8	2,2	1,76	Ш - 25	2,5	3,5	5,8	18,3
Ш - 12	1,2	1,6	4,8	7,68	Ш - 26	2,6	1,3	3,9	5,07
Ш - 14	1,4	0,7	2,1	1,47	Ш - 26	2,6	1,7	4,7	7,99
Ш - 14	1,4	0,9	2,5	2,25	Ш - 28	2,8	1,4	4,2	5,88
Ш - 15	1,5	1,35	2,7	3,65	Ш - 28	2,8	2,35	5,0	11,8
Ш - 16	1,6	1,0	2,8	2,8	Ш - 30	3,0	1,9	5,3	10,1
Ш - 18	1,8	0,9	2,7	2,43	Ш - 30	3,0	2,7	5,4	14,6
Ш - 19	1,9	1,7	4,6	7,82	Ш - 32	3,2	3,6	7,2	25,9
Ш - 20	2,0	1,0	3	3	Ш - 35	3,5	2,2	6,15	13,5

14. Визначимо ефективне значення струму

$$I_e = \frac{301 \cdot 6300}{1238 \cdot 7000} = 0,22 \text{ А.}$$

15. Діаметр дроту обмотки приймаємо (при  $\Delta I = 2 \text{ А}$ ) рівним

$$d = \sqrt{\frac{4I_e}{\pi \Delta I}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,22}{\pi 2}} = 0,37 \text{ мм.}$$