

Міністерство освіти і науки України
Центральноукраїнський національний технічний університет
Факультет будівництва, транспорту та енергетики
Кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва

“Допустити до захисту”

Зав. кафедри БДМБ канд. техн. наук, проф.

_____ Владислав НАСТОЯЩИЙ

" ____ " _____ 2024 р.

Кваліфікаційна бакалаврська робота

на тему:

***" Проект вібраційної установки виготовлення бетонних кілець
діаметром 1,5 м."***

Виконав: здобувач

групи ГМ (ДМ) 21СК -3 спеціальності

133 “Галузеве машинобудування ”

_____ Денис ПОЛОХАЛО

" ____ " _____ 2024 р.

Керівник кваліфікаційної бакалаврської роботи,

к.т.н., професор

_____ Владислав НАСТОЯЩИЙ

" ____ " _____ 2024 р.

Кропивницький

2024

Центральноукраїнський національний технічний університет
(повне найменування вищого навчального закладу)

Факультет будівництва, транспорту та енергетики

Кафедра будівельних, дорожніх машин і будівництва

Освітньо-кваліфікаційний рівень бакалавр

Спеціальність 133 "Галузеве машинобудування",

Освітня програма "Підйомно-транспортні, будівельні, дорожні, меліоративні машини та обладнання"

ЗАТВЕРДЖУЮ
Завідувач кафедри
Проф. Настоящий В.А.

"___" _____ 2024 року

ЗАВДАННЯ
НА КВАЛІФІКАЦІЙНУ РОБОТУ ЗДОБУВАЧУ

Полохало Денису Валерійовичу

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема роботи "Проект вібраційної установки виготовлення бетонних кілець діаметром 1,5 м."

Керівник роботи к.т.н. проф. Настоящий В.А.

(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

Затверджені наказом вищого навчального закладу від "___"___ 2024 року №___

2. Строк подання здобувачем роботи 30 травня 2024 року

3. Вихідні дані до роботи

1. Продуктивність установки – 24 кільця за зміну

2. Продукція, що виробляється – залізобетонні кільця КС 15 – 9

4. Зміст розрахунково-пояснювальної записки (перелік питань, які потрібно розробити)

1. Обґрунтування конструкції вібраційної установка, що проектується.

2. Вибір параметрів віброформування.

3. Розрахунок технологічних параметрів установки для віброформування бетонних кілець, що проектується.

4. Конструювання установки для віброформування бетонних кілець, розрахунок потужності, проектування віброприводу, виконання розрахунків на міцність.

5. Розробка заходів з охорони праці

5. Перелік графічного матеріалу (з точним зазначенням обов'язкових креслень)

1. Установка віброформовочна

2. Вібробуджувач

3. Елементи віброприводу.

4. Робочі креслення деталей.

6. Консультанти розділів проекту (роботи)

Розділ	Прізвище, ініціали та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
Розрахунково-конструкторський	проф. Настоящий В.А.		
Охорона праці	к.т.н. доцент Лізунков		

7. Дата видачі завдання

08.04 2024**КАЛЕНДАРНИЙ ПЛАН**

№ з/п	Назва етапів дипломного проекту (роботи)	Строк виконання етапів роботи	Примітка
1	Розробка конструкції вібраційної установка	11.04.2024	
2	Огляд технічної і патентної інформації	15.04.2024	
3.	Встановлення оптимальних параметрів віброформування.	18.04.2024	
4	Конструювання установки для віброформування бетонних кілець, розрахунок потужності, проектування віброприводу, виконання розрахунків на міцність.	25.04. 2024	
4	Розробка складальних і робочих креслень установки для віброформування бетонних кілець, вузлів та деталей.	20.05.2024	
5	Розробка заходів з охорони праці	26.05.2024	
6	Оформлення альбому документів	30.05.2024	

Здобувач

(підпис)Полохало Д.В.
(прізвище та ініціали)

Керівник роботи

(підпис)Настоящий В.А.
(прізвище та ініціали)

1.ВСТУП

В зв'язку з російською агресією на сьогодні виникають вимоги щодо створення, утримання, експлуатації та ведення обліку фонду захисних споруд цивільного захисту встановлено нормативними документами, відповідно з якими створення фонду захисних споруд може здійснюватися:

шляхом проектування та будівництва захисних споруд та споруд подвійного призначення;

взяття на облік як споруд подвійного призначення та найпростіших укриттів;

об'єктів іншого призначення, що експлуатуються, зокрема підземних і наземних будівель і споруд, а також інших об'єктів;

створення фортифікаційних споруд як найпростіших укриттів, яке може здійснюватись без процесу будівництва шляхом зведення тимчасових споруд з бетонних та залізобетонних будівельних конструкцій, в тому числі з використанням залізобетонних кілець.

Жорсткі бетонні суміші, які використовують для формування залізобетонних кілець для каналізації та колодязів, характеризуються низьким водозмістом, підвищеною витратою енергії на ущільнення та структурною міцністю у свіжо відформованому стані. Застосування таких сумішей дозволяє скоротити витрати цементу в бетоні і прискорити темпи зростання міцності, тобто зменшити час термообробки відформованих виробів та підвищити їх довговічність.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ		
Зм.	Лист.	№ докум.	Підпис	Дата			
Розроб.	Полохало				Установка виготовлення бетонних кілець Пояснювальна записка	Літ.	Лист.
Перев.	Настоящий						
Керівн.	Настоящий					1	43
Н. контр.	Карпущин					ГМ (ДМ) 21СК -3	
Затв.	Настоящий						

Якісне ущільнення бетонної суміші – застава міцності, довговічності та корозійної стійкості готового виробу. При погано ущільненій бетонній суміші в готовому виробі мають місце численні пори, крізь які проникає повітря й вода. Відомо що при замерзанні води її об'єм збільшується, що призводить до відшарування бетону, пошкодження корозією арматури й у кінцевому підсумку виходу виробу із ладу. Тому питання якісного ущільнення бетонних сумішей грає важливу роль у процесі виготовлення залізобетонних виробів, які є невід'ємною частиною будь якого досконалого будівництва.

А підвищення якості ущільнення, як правило передуює створення нових високоефективних, економічних установок для вібраційного формування. Тому в кваліфікаційній роботі і вирішується проблема створення установки для якісного виробництва бетонних кілець діаметром 1,5 м.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
						2
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

2. Призначення й галузі використання

Віброформувальна установка, що проектується призначена для виготовлення залізобетонних кілець КС 15 – 9, які використовуються для прокладання підземних інженерних комунікацій і каналізаційних мереж, а також захисних тимчасових споруд.

Продуктивність установки – 24 кільця за зміну.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		3

3. Обґрунтування конструкції установки, що проектується.

В кваліфікаційній роботі для розробки прийнята резонансна вібраційна установка з направленою вздовж форми горизонтальною вібрацією. Швидкість обертання електродвигуна і жорсткість пружин підбирають такими, щоб машина працювала поблизу резонансу в дорезонансовому режимі, при якому перехід з формування виробів однієї маси в мінімальному ступені відбивається на амплітуді коливань.

На формувальних установках з горизонтально направленими коливаннями, вібраційна дія передається на бетонну суміш головним чином через днище і бокові стінки форми та через поздовжні напружені стержні арматури. Тому, коливання бетонної суміші підтримуються в основному за рахунок виникаючих у ній тангенціальних напружень. Значні нормальні напруження і відрив бетонної суміші, можуть спостерігатися тільки в порівняно невеликих торцьованих стінках форми. Завдяки цьому, майже повністю вилучається підсос повітря, у той час як виділення існуючих у суміші повітряних бульбашок йде досить інтенсивно. Малий вміст повітря в бетоні приводить до підвищеної морозостійкості виробів, відформованих на установках з поздовжньо - горизонтальною вібрацією.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		4

4. Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції

4.1. Вибір технологічного устаткування для формування кілець.

Вироби для колодязів повинні виготовлятися відповідно до ДСТУ Б В.2.6-106:2010 “Конструкції бетонні і залізобетонні для колодязів” каналізаційних, водопровідних і газопровідних мереж з бетону марки 200, клас міцності В 20 жорсткістю не менше 25 за ДСТ 26633-85.

Технологія виробництва залізобетону пов’язана з типом устаткування, що застосовується. В кваліфікаційній роботі застосовуємо формування за допомогою віброукладальника, який встановлюється на кільцеву гумову опору, що слугує одночасно ущільненням для цементного молока і нерозємної зовнішньої опалубки, яка встановлена на сталеве кільце. Вібросердечник приводиться в просторовий коливальний рух за допомогою дебалансного віброзбуджувача, з’єднаного з приводним асинхронним електричним двигуном багатопаводкової муфти (рис.4.1).

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		5

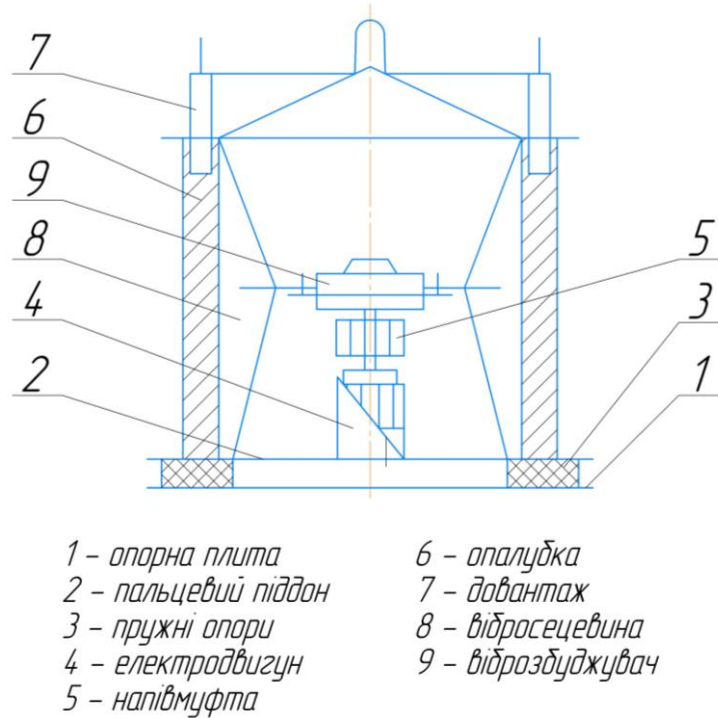


Рис. 4.1. Схема віброформувальної установки:

Наявність одного досить потужного де балансного вібророзбуджувача дозволяє покращити процес передачі коливань на вібросердечник, тому що в цьому випадку відсутній вібророзбуджувачів один на одного.

Запропонована технологія виготовлення залізобетонних кілець на проєктованій ділянці складається з наступних операцій:

- бетонна суміш готується в БЗУ заводу або цеху, її подача на формову посаду здійснюється за допомогою бетоноукладача;
- виготовлення арматурних сіток шляхом розкрою з товарних сіток 200, 12001Б15/1700 за ДСТ 8478, або з арматурного дроту діаметром 5 мм, зварюванням на багатоелектродних чи одно крапкових зварювальних машинах. Розкромлені чи виготовлені арматурні сітки пропускають на вальцах і транспортують на пост формування, де безпосередньо перед установкою у форму зв'язують дротом. Розміри сіток для армування залізобетонних кілець необхідно приймати згідно [1];

- при необхідності формування кільці з отворами, під сходи вставляються заставні стрижні. Дренажні отвори формуються за допомогою установки у форму дерев'яних заставних деталей, що після твердіння бетону віддаляються;
- початкове заповнення форми прийняте наполовину, а після включення вібропривода , заповнюють сумішню частину форми, що залишилась порожньою;
- вимикання вібропривода по закінченні процесу ущільнення;
- захоплення вібросердечника зовнішньої опалубки краном і перенос її разом із сердечником та знову сформованим кільцем у пропарювальну камеру чи на місце природного твердіння;
- підйом зовнішньої опалубки;
- висмикування вібросердечника (якщо в кільці використовувались закладні стрижні, їх необхідно витягнути до стиску опалубки);
- переніс форми назад на пост формування (одночасно з сердечником і опалубкою);
- час твердіння виробу в природних умовах не менше 24 годин, у пропар очній камері не менше 16 годин, причому камера перед установкою знову сформованого кільця необхідно прогрівати. Сполучення операцій висмикування сердечника і підняття опалубки, а також їхній спільний переніс, досягається за рахунок різниці в довжині строп.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		7

4.2. Вибір параметрів віброформування.

4.2.1. Вибір частоти й амплітуди коливань.

Для розрахунку необхідно задатися частотою вібраційних коливань f (Гц), амплітудою вібропереміщень a (мм) і, як визначальним фактором для розрахунку продуктивності праці, часом формування.

Вибір оптимальної частоти коливань, залежить від рухомості бетонної суміші, що ущільнюється, і середньої товщини виробу.

Згідно [2 табл. 74] для тонкостінних виробів з товщиною шару суміші $h=0,1...0,3$ мм рекомендуємо частота дорівнює $n=2800...3000$ об/хв. , що відповідає $f=48...50$ Гц.

Частота, що рекомендується для суміші рухомістю до 30см., дорівнює $w=260...620$ с [1, стр. 60].

Виходячи з конструктивних особливостей привода, а саме відсутності передачі обертання від електродвигуна до вала де балансового віброзбуджувача, приймаємо частоту коливань рівну $n=28000$ об/хв., яка відповідає частоті обертання асинхронного двигуна із синхронною частотою обертання 3000 об/хв..

$$W=\pi n/30=3,14 \times 2800/30=293 \text{ с}$$

За рекомендаціями [2 табл.9.1] для ущільнення рухомих бетонних сумішей при висоті ущільнюваного шару $h=50...100$ мм і частоті коливань $w=260...360$ с амплітуда, що рекомендується, $a=0,1...0,35$ мм.

Треба врахувати те, що по товщині бетону суміш знаходиться між двома опалубками, тому при вібраційному формуванні буде мати місце відображення коливань від зовнішньої опалубки. Сприятливе розташування формує мого виробу відносно віброзбуджувача дає можливість знизити амплітуду коливань до $a=0,25$ мм ($a=0,00025$ м), що у свою чергу приводить до зниження збуджуючої сили і потужності привода.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
						8
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Максимальне прискорення коливань робочого органу формувальної машини (інтенсивність віброприскорення) дорівнює

$$\eta = a \cdot w^* = 0,00025 \times 293 \sim 20 \text{ м/с}$$

4.2.2 Обґрунтування часу формування.

Процес ущільнення бетонної суміші можливо умовно поділити на наступні стадії.

Перша характеризується утворенням суцільного середовища з рихло-насипної бетонної суміші. При цьому здійснюється взаємна переорієнтація крупних та мілких частинок заповнювача із утворенням макроструктури бетону – його структурного каркаса. Тривалість першої стадії залеже від вихідної зручності укладає мості бетонних сумішей: для жорстких сумішей час першої стадії складає:

$$t = (0,5 \dots 1,0) \cdot EI \quad [2, \text{ стор. } 6]$$

де EI – жорсткість бетону, визначається по ДБН В.2.6-98:2009 "Бетонні та залізобетонні конструкції. Основні положення"

По технічному завданню EI = 2,5 сек.

Виходячи з малої товщини шару бетону та несприятливих умов проходження суміші в формі (мала товщина суміші та наявність арматурної сітки):

$$t_1 = 1,0 \cdot EI = 1,0 \cdot 2,5 = 2,5 \text{ сек.}$$

На другій стадії проходить подальше зближення частинок між собою та видалення деякої частини повітря. Тривалість другої стадії:

$$t_2 = (1,0 \dots 4,0) \cdot EI \quad [2, \text{ стор. } 6].$$

По вказаним вище причинам беремо максимальний час:

$$t_2 = 4,0 \cdot EI = 4,0 \cdot 2,5 = 10 \text{ сек.}$$

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		9

Жорсткі суміші доущільнюються при умові додаткового обтиску, тоб то довантажем; час ущільнення з довантажем дорівнює:

$$t_3 = (1,0 \dots 2,0) \cdot EI = 1,5 \cdot 25 = 40 \text{сек}.$$

Тоді повний час віброційної дії на бетон:

$$t = 25 + 100 + 40 = 165 \text{сек} = 2,75 \text{хв}.$$

Даний час формування не є визначним і повинен коректуватися пробним бетонуванням на досягнення якості продукції.

Оцінка інтенсивності вібраційного впливу на питому потужність коливань дозволяє перевірити параметри нової віброформувальної машини, виходячи з основної залежності, що зв'язує питому роботу, вироблену машиною з легкоукладальністю суміші, яка виражена питомою роботою ущільнення

$$W = P \cdot t \text{ [2 стр. 48]}$$

Де t - необхідна тривалість віброформування, с.

При відсутності лабораторних даних можна користуватися [1табл. 73], де приведені орієнтовні значення W . Для родин рухливостю 21...30...30 см $W = 400 \dots 800 \text{ м}^2/\text{з}^2$. Приймавши середнє значення $W = 600 \text{ м}^2/\text{з}^2$. знаходимо питому потужність коливань $P = 600/165 = 3,6 \text{ м}^2/\text{з}^2$, що більше мінімально припустимої $P = 2,0$ [2 табл. 73].

4.3. Розрахунок технологічних пераметрів установки для віброформування бетонних кілець, що проектується.

4.3.1 Опис установки для віброформування бетонних кілець.

Установки для віброформування бетонних кілець складається з двох частин, з'йомної і стаціонарної (рис. 4.2).

У стаціонарну частину входить кільцевий піддон (1) з гумовим кільцем (2), електродвигун (3) із закріпленої на його валу напівмуфтою (4).

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
						10
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

У з'йомну частину входить опалубка (5), вібросердечник (6) із встановленим у ньому де балансовим вібробуджувачем (7), на валу якого закріплена напівмута (8), а також кришка вібросердечника (9).

Крутний момент від електродвигуна через швидкокороземну муфту передається на вал вібробуджувача, що генерує горизонтальні коливання, які передаються через кільцеву діафрагму вібросердечнику, а потім бетонній суміші й опалубці.

Під дією цих коливань, а також сили ваги самої бетонної суміші вона швидко і якісно ущільнюється, утворивши при цьому виріб заданої форми.

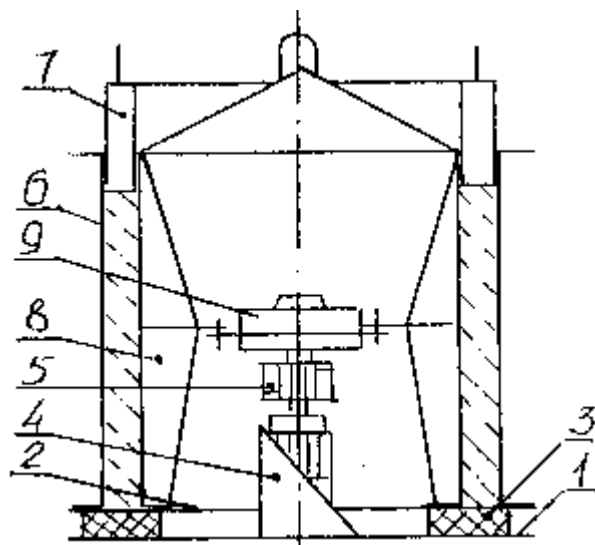


Рис.4.2 Схема установки для віброформування бетонних кілець

4.3.2. Вибір технологічних параметрів установки для віброформування бетонних кілець

Для розрахунку установки для віброформування бетонних кілець необхідно задатися частотою вібраційних коливань f (Гц), амплітудою вібропереміщень a (мм), та як є визначним фактором для розрахунку продуктивності праці – часом формування.

4.3.2.1. Вибір частоти коливань.

Вибір оптимальної частоти коливань залежить від жорсткості ущільненої бетонної суміші та середньої товщини шару суміші.

Згідно [2, табл.7.4] для тонкостінних виробів з товщиною шару суміші $h=0,1\ldots0,3\text{м}$ пропонується частота дорівнює $n=2800\ldots3000\text{кол/хв}$, що відповідає $f=48\ldots50\text{Гц}$.

Виходячи із жорсткості бетонної суміші, рекомендована частота коливань для суміші жорсткістю $5\ldots30\text{с}$ рівна $\omega = 260\ldots620\text{с}^{-1}$ [1, стор. 60].

Виходячи із конструктивних особливостей привода, тоб то відсутності передачі від електродвигуна до вала дебалансного віброзбуджувача, приймаємо частоту коливань рівною $n=2800\text{кол/хв}$, як частоту обертання асинхронного двигуна з синхронною частотою обертання 3000хв^{-1} .

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2800}{30} = 293\text{с}^{-1}$$

4.3.2.2. Вибір амплітуди коливань.

По рекомендаціям [2, табл. 9.1] для ущільнення жорстких бетонних сумішів при висоті ущільнюючого шару $h=50\ldots100\text{мм}$ та частоті коливань $\omega = 260\ldots360\text{с}^{-1}$, рекомендується частота $a = 0,3\ldots0,35\text{мм}$.

Однак враховуючи те, що товщина бетонної суміші знаходиться між двома опалубками, при вібраційному формуванні буде мати місце відбивання коливань від навантаженої опалубки. Добре розташування формуемого виробу відносно віброзбуджувача дає можливість незначно знизити амплітуду коливань до $a = 0,25\text{мм}$, що в свою чергу відобразиться на зниженні вимушуючої сили та потужність привода.

Максимальне прискорення коливань робочого органу формувальної машини (інтенсивність по прискоренню) дорівнює:

$$\eta = a \cdot \omega^2 = 0,00025 \cdot 293^2 = 20 \text{ м/с}^2.$$

4.3.2.3. Обґрунтування часу форвування.

Процес ущільнення бетонної суміші можливо умовно поділити на наступні стадії.

Перша характеризується утворенням суцільного середовища з рихло-насипної бетонної суміші. При цьому здійснюється взаємна перекомпановка крупних та мілких частинок заповнювача із утворенням макроструктури бетону – його структурного каркаса. Тривалість першої стадії залеже від вихідної зручноукладальності бетонних сумішей: для жорстких сумішей час першої стадії складає:

$$t = (0,5 \dots 1,0) \cdot EI \quad [2, \text{ стор. } 6]$$

де EI – жорсткість бетону, визначається по ДБН В.2.6-98:2009 "Бетонні та залізобетонні конструкції. Основні положення"

По технічному завданню EI = 2,5 сек.

Виходячи з малої товщини шару бетону та несприятливих умов проходження суміші в формі (мала товщина суміші та наявність арматурної сітки):

$$t_1 = 1,0 \cdot EI = 1,0 \cdot 25 = 25 \text{ сек}.$$

На другій стадії проходить подальше зближення частинок між собою та видалення деякої частини повітря. Тривалість другої стадії:

$$t_2 = (1,0 \dots 4,0) \cdot EI \quad [2, \text{ стор. } 6].$$

По вказаним вище причинам беремо максимальний час:

$$t_2 = 4,0 \cdot EI = 4,0 \cdot 25 = 100 \text{ сек}.$$

Жорсткі суміші доущільнюються при умові додаткового обтиску, тоб- то довантажем;

час ущільнення з довантажем дорівнює:

$$t_3 = (1,0...2,0) \cdot EI = 1,5 \cdot 25 = 40сек .$$

Тоді повний час віброційної дії на бетон:

$$t = 25 + 100 + 40 = 165сек = 2,75хв .$$

Даний час формування не є визначним і повинен коректуватися пробним бетонуванням на досягнення якості продукції.

Оцінка інтенсивності вібраційної дії на питомій потужності коливань дозволяє перевірити параметри нової віброформувачної машини, виходячи з основної залежності, яка зв'язує питому роботу, виконуєму машиною із зручноукладаємістю суміші вираженою питомою роботою ущільнення:

$$\overline{W} = \overline{P} \cdot t \quad [2, \text{ стор. 48 }]$$

де t – потрібна тривалість вібрування, сек.

При відсутності лабораторних даних можна користуватися

[1, табл. 7.3], де приведені орієнтовні значення $\overline{W}$. Для сумішів жорсткістю 21...30сек, $\overline{W} = 400...800 м^2 / с^2$. Приймавши середнє значення $\overline{W} = 600 м^2 / с^2$, знаходимо питому потужність коливань $\overline{D} = 600/165 = 3,6 м^2 / с^3$, яка більше мінімально допустимої $\overline{D} = 2,0$

[2, табл. 7.3].

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		14

4.4. Конструктивний розрахунок установки для віброформування бетонних кілець.

4.4.1. Конструювання зовнішньої опалубки.

Зовнішня опалубка виготовляється з листа товщиною 8 мм сталі ВСт3кп у вигляді циліндра висотою 1200мм та зовнішнім діаметром 896 ± 1 мм. Товщина стінки опалубки приймається не з умови жорсткості конструкції, а виходячи з контакту із абразивною бетонною сумішшю.

Форма має два кругових ребра жорсткості, які виконані з листа товщиною 8мм та шість вертикальних ребер жорсткості, які виконані з листа товщиною 6мм.

Опалубка має 6 отворів діаметром 20мм під закладним стержнем, розташовані відповідно отворах для установки скоб ступенів МН-1 у готовому виробу. Для центрування стержнів навколо отворів установлені напрямні втулки з відрізків труби відповідного діаметра.

Під кожен пару стержнів передбачений один кронштейн для їх фіксації у засунутому та висунутому стані. При рідкій формовці виробів з отворами під ступенями рекомендується стержні вийняти та закрити отвори пробками, які можуть бути виготовлені з дерева або інших підручних матеріалів.

Форма має також дві пружини для піджимання та транспортування вантажопід'ємними механізмами.

4.4.2. Маса опалубки.

Маса опалубки визначається сумою мас її основних частин та може бути визначена, як:

$$M_o = M_y + 2M_{к.р.} + M_{np} + 6M_{в.р.}$$

де $M_y, M_{к.р.}, M_{np}, M_{в.р.}$ — відповідно маси циліндра, кругових та вертикальних ребер жорсткості, інших виробів, які включають в себе закладні стержні, втулки, пружини.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		15

По відомим математичним залежностям визначаємо ці маси, приймаючи щільність металу $\rho = 7850 \text{ кг/м}^3$:

$$M_y = \pi \cdot d \cdot h \cdot t \cdot \rho = 3,14 \cdot 0,86 \cdot 0,008 \cdot 7850 \cdot 1,2 = 203 \text{ кг}$$

$$M_{\kappa.p.} = \pi \cdot (R^2 - r^2) \cdot t \cdot \rho = 3,14 \cdot (0,53^2 - 0,43^2) \cdot 0,008 \cdot 7850 = 18,9 \text{ кг}$$

$$M_{\epsilon.p.} = b \cdot t \cdot h \cdot \rho = 0,1 \cdot 0,006 \cdot 1,2 \cdot 7850 = 5,6 \text{ кг}$$

Масу інших виробів M_{np} , які приймаються рівною 10 кг. Тоді маса опалубки рівна:

$$M_o = 203 + 2 \cdot 18,9 + 6 \cdot 5,9 + 10 = 284,7 \text{ кг}$$

Приймаємо масу опалубки рівну 285 кг.

4.4.3. Конструювання вібросерцевини.

Вібросерцевина виконана у вигляді циліндра з зовнішнім діаметром $d=700 \text{ мм}$ з жорстко закріпленим зверху напрямним пальцем, на вершині якого встановлена петля для підйому вібросерцевини.

В середині вібросерцевини встановлена пальцева діафрагма, яка зв'язана з вібросерцевиною 6 верхніх та 6 нижніх ребер жорсткості товщиною 6 мм. Діафрагма та циліндр з конусом виконані з товщиною 8 мм.

До діафрагми кріпиться шістьма болтами віброзбуджувач, який центрується трьома центруючими плашками, які розташовані під кутом 120° . Кожна плашка кріпиться до діафрагми за рахунок двох болтів та штифта, який має гарантований натяг. Для запобігання зім'яття болтів, які кріплять плашку, остання виконана з похилим торцем для часткового переміщення зусилля зрізу на зусилля розтягу болта (рис. 4.3). Кут плашки $\approx 20^\circ$.

Маса вібросерцевини

$$M_{\epsilon.c} = M_y + M_{\kappa} + M_o + 12 \cdot M_p + M_{\kappa.p}$$

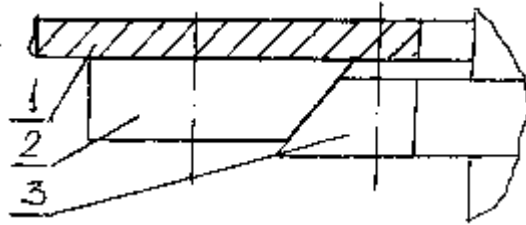
де $M_y, M_{\kappa}, M_p, M_o, M_{\kappa.p}$ – маси відповідно циліндра, конуса, ребра жорсткості, діафрагми та кріплень.

					УВБК 15x9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		17

По відомим математичним формулам визначаємо ці маси при щільності метала $\rho = 7850 \text{ кг} / \text{м}^3$:

$$M_y = \pi \cdot D \cdot t \cdot h \cdot \rho = 3,14 \cdot 0,7 \cdot 0,008 \cdot 1,2 \cdot 7850 = 165 \text{ кг}$$

$$M_p = 1/2 \cdot h \cdot b \cdot t \cdot \rho = 1/2 \cdot 0,5 \cdot 0,2 \cdot 0,006 \cdot 7850 = 2,3 \text{ кг}$$



1-Діафрагма; 2-Плешка; 3-Вібробуджувач.

Рис.4.3 Установка вібробуджувача.

$$M_\delta = \pi \cdot \frac{D^2 - d^2}{4} \cdot t \cdot \rho = 3,14 \cdot \frac{0,7^2 - 0,3^2}{4} \cdot 0,008 \cdot 7850 = 2,3 \text{ кг}$$

$$M_\kappa = \frac{\pi}{3} \cdot (h \cdot r^2 - h_1 \cdot r_1^2) \cdot \rho =$$

$$= \frac{3,14}{3} \cdot (0,2 \cdot 0,35^2 - 0,192 \cdot 0,342^2) \cdot 7850 = 39 \text{ кг}$$

Масу кріплень приймаємо рівною 2кг. Тоді загальна маса вібросерцевини дорівнює:

$$M_{в.с} = 165 + 12 \cdot 2,3 + 19 + 39 = 250,6 \text{ кг}$$

Приймаємо масу вібросерцевини, яка дорівнює 250 кг.

4.4.4. Розрахунок довантажу.

Для якісного ущільнення бетонної суміші верхнього шару виробу, в конструкції установки передбачений довантаж. Маса довантажу вибирається виходячи з питомого тиску $q = 80 \text{ г} / \text{см}^3$.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
						18
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Маса довантажу:

$$m_{\partial} = S \cdot q$$

де S- площа торцової поверхні пальця, $см^2$

$$S = \pi \cdot (R^2 - r^2) = 3,14 \cdot (43^2 - 35^2) = 1959 см^2$$

де R=43 см- зовнішній діаметр кільця;

r =35 см- внутрішній діаметр кільця.

Тоді маса довантажа:

$$m_{\partial} = 1959 \cdot 80 = 156720 \text{ гр} = 156,72 \text{ кг.}$$

Приймаємо довантаж масою 156 кг.

Довантаж виготовляється у вигляді армованого залізобетонного кільця висотою h, з металевим кільцем діаметром 860мм по зовнішньому та 700мм по внутрішньому розміру. Довантаж формується на цій же установці.

Висота довантажа

$$h = \frac{m_{\partial}}{S \cdot \rho}$$

де $\rho = 2400 \text{ кг} / \text{м}^3$ – щільність бетону.

$$h = \frac{156}{0,1959 \cdot 2400} = 0,33 \text{ м}$$

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
						19
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

4.4.5. Розрахунок вібробудувача.

4.4.5.1. Визначення величини вимушуючої сили.

Максимальна вимушуюча сила необхідна для якісного ущільнення бетонної суміші визначається з виразу:

$$F_{\max} = M \cdot \eta$$

де $\eta = 20 \text{ м/с}^2$ – віброприскорення;

M – маса частин, які коливаються, кг.

$$M = M_o + M_{в.с} + M_{в.в} + M_u + 1/2 M_d$$

де $M_o, M_{в.с}, M_{в.в}$ – відповідно маси опалубки, вібросерцевини та довантажа;

$M_u = 380 \text{ кг}$ – маса формуємого виробу;

$M_{в.в}$ – маса вібробудувача: приймаємо 10 кг.

$$M = 285 + 250 + 10 + 380 + 1/2 \cdot 156 = 1003 \text{ кг}$$

Приймаємо масу частин, які коливаються 1000 кг.

$$\text{Тоді } F_{\max} = 1000 \cdot 20 = 20000 \text{ Н} = 20 \text{ кН}$$

Для подальших розрахунків розміра дебаланса приймаємо вимушуючу силу на 10% менше ніж $F_{\max}$ з можливістю її збільшення в процесі наладки за рахунок регулюючих пластин, які прікріпленні до дебалансу за допомогою болтів.

$$F = 0,9 \cdot F_{\max} = 0,9 \cdot 20 = 18 \text{ кН}$$

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		20

4.4.5.2. Вибір підшипників.

При виборі типорозміру підшипників треба виходити з необхідності обчислити розрахунковий ресурс роботи підшипників вібробудувача неменший одного календарного року при двохмісячній роботі віброформувач-ної установки, тобто 1500 годин.

Зусилля, яке діє на підшипники при максимальній вимушуючій силі (рис. 4.4).

Верхня опора:

- радіальне $F_r = F_{\max} / 2 = 20 / 2 = 10$ кН
- осьове $F_a = 0$

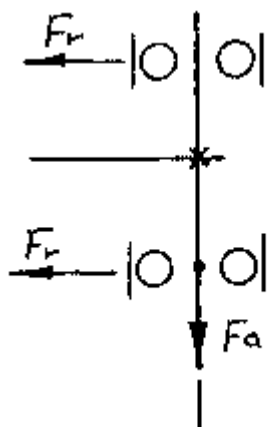


Рис.4.4 Розрахункова схема підшипників.

Нижня опора:

- радіальне $F_r = F_{\max} / 2 = 20 / 2 = 10$ кН
- осьове $F_a = G = 30$ кН – вага вала з дебалансом.

Найбільш навантаженими виявляються нижні підшипники.

Для необхідного типорозміру підшипника обчислюють еквівалентне навантаження, розглядаючи його як навантаження яке забезпечує при заданій частоті обертання таку ж довговічність підшипника, яке було б в дійсних

умовах експлуатації. Довговічність підшипника визначається, виходячи з контактної витривалості робочих поверхонь підшипника. Розрахувати чи вийде підшипник з ладу по причинах які не мають відношення до контактної міцності, як правило не можливо.

Еквівалентне динамічне навантаження [6,7]:

$$P = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \cdot K_\sigma \cdot K_m$$

де $F_r = 10000$ Н- радіальне навантаження;

$F_a = 30$ Н- осьове навантаження;

$X = 1$ - коефіцієнт радіального навантаження;

$Y = 0$ - коефіцієнт осьового навантаження.

При малих осьових навантаженнях, їх враховувати не треба так як вони негативно не впливають на довговічність радіальних шарикових підшипників.

V - коефіцієнт обертання: при обертанні внутрішнього кільця відносно зовнішнього $V=1$;

K_σ – коефіцієнт для вібруючих навантажень $K_\sigma = 1,3$;

K_m – температурний коефіцієнт.

$$P = (1 \cdot 1 \cdot 10000 + 0 \cdot 3) \cdot 1,3 \cdot 1 = 13000 \text{ Н}$$

Довговічність підшипника визначається як строк служби підшипника (число обертів або робочих годин при заданій постійній частоті обертання). Довговічність в робочих годинах визначається по формулі [6,7]:

$$L_h = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{P} \right)^P$$

де $n=2800$ об/хв- частота обертання підшипника;

C - динамічна вантажопід`ємність (Н);

P - показник степені: для шарикових підшипників $P=3$.

					УВБК 15x9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		22

Виводимо з цієї формули динамічну вантажопід'ємність та підставивши значення змінних, визначаємо її величину:

$$C = \sqrt[3]{60 \cdot L \cdot n \cdot P^3 / 10^6} = \sqrt[3]{60 \cdot 1500 \cdot 2800 \cdot 13000^3 / 10^6} = 82112 \text{ Н}$$

По таблицям [7, табл5] вибираємо шариковий однорядний підшипник типу 410 по ДСТУ 520:2014 «Підшипники кочення. Загальні технічні умови» важкої серії, динамічною вантажопід'ємністю 87100 Н ; d=50 мм ; D=130 мм; B=31 мм.

Посадки підшипників по зовнішньому діаметру повинні забезпечуватись допуском отвора Н7 або Н8, а по внутрішньому діаметру f7. Наявність гарантованого зазора між валом та внутрішнім кільцем підшипника, який сприяє підвищенню довговічності підшипника та полегшує процес зборки вібробуджувача.

При установці підшипників в їх гнізда заложити змазку УС-2 ДСТУ 3437-96 або її замінювач.

4.4.5.3. Вибір форми дебаланса та визначення його розмірів.

Оскільки при вертикальному розташуванні вала дебалансного вібробуджувача умова мінімуму моменту інерції дебаланса не є визначним при виборі його форми з міркувань зручності та технологічності при індивідуальному і мілкосерійному виробництві на не спеціалізованих підприємствах, приймаємо плоский дебаланс постійної товщини, який виготовляється із сталюого листа секторної форми в плані, з плоскими боковими поверхнями, кут ψ між якими приймаємо з умови оптимальних відходів рівним 90° (рис.4.5).

Матеріал дебаланса - сталь ВСт3сп4 ДСТУ 2651:2005 Сталь вуглецева звичайної якості. Товщина листа δ , приймаємо рівною 8 мм.

Вихідними даними при розрахунку розмірів дебаланса є кутова швидкість дебаланса:

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2800}{30} = 293 \text{ c}^{-1}$$

- вимушуюча сила $F=18 \text{ кН}$;
- типорозмір підшипника 410 $d=50 \text{ мм}$;
- максимальний радіус дебаланса $R=150 \text{ мм}$.

Параметрами R та δ задаємось попередньо та уточняємо їх у процесі розрахунку вібробуджувача.

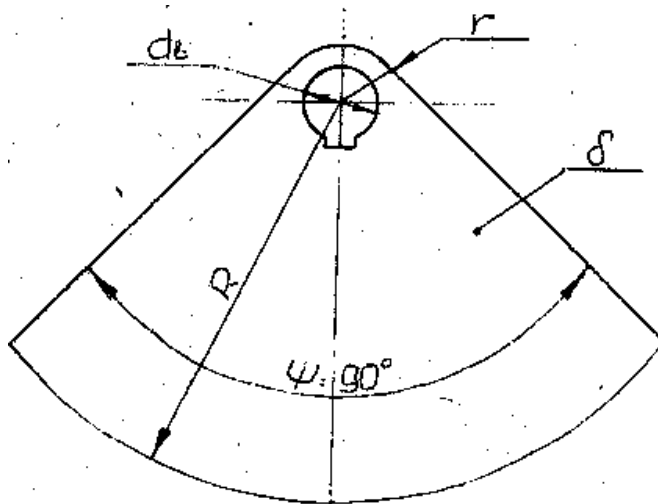


Рис.4.5 Конструкція дебалансу.

Радіус округлення r (рис.4.5) визначаємо з умови міцності дебаланса по формулі :

$$r = 1/2 \cdot \left(d_{\text{в}} + \frac{1,2 \cdot F_{\text{max}}}{\delta \cdot [\sigma]_p} \right)$$

де $d_{\text{в}}$ – діаметр вала під дебаланс; приймаємо $d_{\text{в}}=50 \text{ мм}$;

$F_{\max} = 20$ кН – максимальна вимушуюча сила;

$[\sigma]_p \approx 80$ МПа – допустиме напруження.

$$r \geq 1/2 \cdot \left(50 + \frac{1,2 \cdot 20 \cdot 10^3}{0,008 \cdot 80 \cdot 10^6} \right) \geq 40 \text{ мм}$$

Статичний момент дебаланса, який необхідний для здійснення вимушуючої сили:

$$m_e = \frac{F}{\omega^2} = \frac{18000}{293^2} = 0,21 \text{ кг} \cdot \text{м}$$

Уточнюємо товщину дебалансу:

$$\delta = m_e / \rho \cdot (1 - \mu^2) \cdot R^3 \cdot \left(2/3 \cdot \sqrt{1 - \mu^2} \cdot \sin \psi / 2 + \mu \cdot \cos \psi / 2 \right)$$

де $\mu = r / R = 40 / 150 = 0,23$;

ρ – щільність матеріала дебаланса, для сталі $\rho = 7850 \text{ кг} / \text{м}^3$.

$$\delta = 0,21 / 7850 \cdot (1 - 0,23^2) \cdot 0,15^3 \cdot \left(2/3 \cdot \sqrt{1 - 0,23^2} \cdot \sin 45^\circ \cdot 0,23 \cdot \cos 45^\circ \right) = 14$$

мм

Визначення потрібної величини вимушуючої сили в процесі експлуатації виконується дослідним шляхом в залежності від маси виробу, який формується, а її регулювання за рахунок зміни статичного моменту дебаланса, шляхом установки на ньому регулюючих пластин товщиною 1 мм, які прикріплюються до дебалансу болтами М8.

Виходячи з отриманих геометричних розмірів дебаланса та типорозміра підшипника будемо ескізу компановку вібробудувача (рис.4.6).

					УВБК 15x9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		25

4.4.6. Розрахунок пружних опор.

Мета розрахунку пружних опор є визначення розмірів розташованих елементів, які забезпечують опорі задану жорсткість в горизонтальному та вертикальному напрямках і достатню довговічність. Основними вихідними даними є статична вантажопід'ємність Q , жорсткість на зсув та зім'яття C_{xy} і C_z та максимальна розрахункова динамічна деформація зсуву Δh .

Вантажопід'ємність одної пружної опори:

$$Q = (1 + K_m) \cdot Q_y / z$$

де z – число пружних опор. Приймаємо $z=4$;

Q_y – вага установки.

$$Q_y = M \cdot g = 1000 \cdot 10 = 10 \text{ кН}$$

$$Q = (1 + 0) \cdot 10 / 4 = 2,5 \text{ кН}$$

Жорсткість пружної опори в горизонтальному напрямку повинна забезпечувати стійкий режим резонансних коливань у горизонтальній площині незавантаженої віброустановки та визначається із співвідношення:

$$\omega / \omega_o^r \geq 3,5$$

де ω_o^r – максимальна кутова частота власних горизонтальних коливань віброустановки.

З цього співвідношення

$$C_{xy} \leq \frac{M \cdot \omega^2}{z \cdot 3,5^2} = \frac{1000 \cdot 293^2}{4 \cdot 12} = 1341 \text{ кН/м}$$

Жорсткість пружної опори у вертикальному напрямку повинна задовольнити аналогічне співвідношення:

$$\omega / \omega_o^B \geq 1,5$$

де ω_o^B – максимальна кутова частота власних вертикальних коливань.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
						26
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Для розрахунку C_z маємо формулу [8,9]:

$$C_z < \frac{M \cdot \omega^2}{z \cdot 1,5^2} = \frac{1000 \cdot 293^2}{4 \cdot 2,25} = 6359 \text{ кН/м}$$

Максимальну розрахункову динамічну деформацію зсуву Δh , яка виникає під час розгону та вибігу вібропривода, приймаємо рівною 3-4 кратною амплітуді вібропереміщень в горизонтальній площині.

$$\Delta h \geq 4 \cdot a = 4 \cdot 0,25 = 1 \text{ мм}; \text{ приймаємо } \Delta h = 2 \text{ мм}$$

де $a = 0,25 \text{ мм}$ – амплітуда вібропереміщень в горизонтальній площині.

Розрахунок пружної опри виконується відповідно порядку, який запропонований у роботі [8] по розрахунковим формулам та сдовідковим даним роботи [9].

Спочатку вибираємо як матеріал гумового елемента “Пластину 1 лист ТМКЩ-М” по [8] товщиною 60мм з твердістю 40-55 умовних одиниць по Шору. Розрахункову твердість приймаємо рівною 50 умовних одиниць.

Модуль зсуву гуми при цій твердості $\sigma = 0,6 - 0,7 \text{ Мпа}$ [9]. В розрахунок приймаємо $\sigma = 0,65 \text{ Мпа}$.

Розрахункова висота гумового елемента (рис.4.7).

$$h = \Delta h / [\gamma]$$

де $[\gamma]$ - допустимий відносний зсув гумового елемента, який для випадку стаціонарного динамічного навантаження дорівнює 0,1мм.

$$h = 2 / 0,1 = 20 \text{ мм}$$

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		27

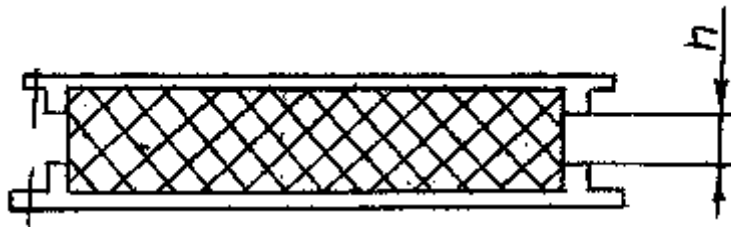


Рис.4.7 Пружна опора.

З конструктивних міркувань задаємо ширину опори $a = 200$ мм,

Знаходимо довжину b опори

$$b = F / a = 0,026 / 0,2 = 0,13 \text{ м}$$

Приймаємо довжину опори $b = 150$ мм

Напруження стиску від статичного навантаження

$$\sigma = Q / a \cdot b$$

де $Q = 2,5$ кН – вантажопід'ємність опори.

$$\sigma = 2500 / 0,2 \cdot 0,15 = 83333 \text{ Па} = 0,083 \text{ МПа}$$

Зрівнюємо з допустимим $[\sigma]$, вибираємо з [9] із урахуванням фактора форми та жорсткості гумового елемента.

Фактор форми визначається з виразу

$$\Phi = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b) \cdot h} = \frac{0,2 \cdot 0,15}{2 \cdot (0,2 + 0,15) \cdot 0,02} = 2,14$$

По найближчому значенню фактора форми $\Phi = 1,25$ та твердості гумового елемента рівною 50 умовних одиниць по Шору А. Допустиме напруження стиску:

$$[\sigma] = 1,8 \text{ МПа} > \sigma = 0,083 \text{ МПа}$$

Для перевірки жорсткості опори у вертикальному напрямку визначаємо допоміжний коефіцієнт α , який необхідний для обчислення осадки пружної опори.

$$\alpha = \frac{1}{0,3 \sqrt{\frac{48 \cdot (1 + \eta^2 - \eta)}{\eta^2 (a/b)^2 + (1 - \eta)^2}}}$$

де η – параметр, який залежить від співвідношення розмірів a, b, h гумового елемента.

Для обчислення α він може прийматися в деяких границях по графіну [8]. При співвідношенні $a/b = 0,2/0,13 = 1,33$ знаходимо по графіну параметр $\eta = 0,3$. Тоді коефіцієнт α буде рівним

$$\alpha = \frac{1}{0,3} \cdot \sqrt{\frac{48 \cdot (1 + 0,03^2 - 0,03)}{0,03^2 \cdot 1,33^2 + (1 - 0,03)^2}} = 74,3 \text{ м}^{-1}$$

Осадка гумового елемента під дією статичного навантаження

$$f = \frac{Q \cdot h}{G \cdot a \cdot b} \cdot \frac{1}{4 \cdot (1 + \eta^2 - \eta)} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot t \cdot h \cdot \frac{\alpha \cdot h}{2}}{\alpha \cdot h} \right) =$$

$$= \frac{2500 \cdot 0,02}{0,65 \cdot 10^6 \cdot 0,2 \cdot 0,15} \cdot \frac{1}{4 \cdot (1 + 0,03^2 - 0,03)} \cdot \left(1 - \frac{2 \cdot 0,02 \cdot 0,03 \cdot \frac{74,3 \cdot 0,02}{2}}{74,3 \cdot 0,02} \right) =$$

$$= 0,0018 \text{ м}$$

Жорсткість пружної опори у вертикальній площині:

$$C_z = a / f = 2500 / 0,0018 = 1388 \text{ кН/м}$$

Жорсткість пружної опори у вертикальному напрямку не перевищує задану жорсткість, яка дорівнює 6359 кН/м.

Відносна статична деформація пружної опори у вертикальній площині

$$\varepsilon = f / h = 0,0018 / 0,02 = 0,009$$

не перевищує допустимі значення $[\varepsilon] = 0,15 - 0,2$ [8].

Знайдені значення розмірів гумового елемента приймаємо до виконання.

4.4.7. Вибір електродвигуна.

Потужність електродвигуна може бути визначена за емпіричною формулою, яка встановлена дослідним шляхом

$$N_v = K_N \cdot Q_g$$

де N_v - потужність, кВт;

Q_g - вантажопід'ємність, т;

K_N - коефіцієнт пропорційності, кВт.

$$N_v = 0,6 \cdot 1 = 0,6 \text{ кВт.}$$

По справочним таблицям [11] вибираємо асинхронний двигун 4А71А2У3 потужністю $N=0,75$ кВт та частотою обертання 2800 об/хв; ступінь захисту IP44 з такими показниками:

$$J_p = 0,00097 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; M_{\text{пуск}} / M_{\text{ном}} = 2,0; M_{\text{max}} / M_{\text{ном}} = 2,6.$$

Номінальний момент на валу електродвигуна

$$M_{\text{ном}} = 9750 \cdot N / n = 9750 \cdot 0,75 / 2800 = 2,61 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{пуск}} = 2,0 \cdot M_{\text{ном}} = 2,0 \cdot 2,61 = 5,22 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$M_{\text{max}} = 2,6 \cdot M_{\text{ном}} = 2,6 \cdot 2,61 = 6,79 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Вибраний двигун необхідно перевірити на час пуску. Час пуску t_n для асинхронних двигунів серії 4А не повинно перевищувати 4,6 с.

Час пуску визначається по формулі

$$t = \frac{J \cdot \omega}{(M_{\text{сп}} - M_n) \cdot \eta}$$

де J – динамічний момент інерції приведений до валу двигуна, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$;

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2800}{30} = 293 \text{ c}^{-1} - \text{кутова швидкість};$$

M_{cn} - середньопусковий момент інерції електродвигуна

$$M_{cn} = (M_n + 1,1 \cdot M_{\max}) / 2 = (2,61 + 1,1 \cdot 6,79) / 2 = 5,04 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$\eta = 0,98$ - ккд привода.

Момент інерції на валу двигуна складається з таких елементів:

$$J = J_p + J_M + J_d + 2 \cdot J_{\text{нод}} + J_{\text{деб}}$$

де $J_p = 0,00097 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$ - момент інерції ротора двигуна;

$J_M, J_\epsilon, J_{\text{нод}}, J_{\text{деб}}$ -моменти інерції муфти, вала, підшипників та деба-ланса.

$$J_M = m \cdot r^2 = \frac{\pi \cdot d \cdot S \cdot \rho \cdot r^2}{4}$$

де $d = 0,15 \text{ м}$ – діаметр диска муфти;

$S = 0,01 \text{ м}$ – товщина двох дисків муфти;

$\rho = 7850 \text{ кг} / \text{м}^3$ - щільність сталі.

$$J_M = \frac{3,14 \cdot 0,15^2 \cdot 0,01 \cdot 7850 \cdot 0,075^2}{4} = 0,0078 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_\epsilon = \pi \cdot r^2 \cdot h \cdot r^2$$

де $r = 0,025 \text{ м}$ – радіус вала в місцях посадки підшипника (рис.4.5)

$h = 0,025 \text{ м}$ – довжина вала.

$$J_\epsilon = 0,025^4 \cdot 3,14 \cdot 0,2 \cdot 7850 = 0,0019 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

$$J_{\text{нод}} = m \cdot r^2$$

де $m = 2,26 \text{ кг}$ – маса підшипника;

$r = 0,045$ – радіус від осі обертання розраховуємо як $\frac{1}{4}$ частина диска діаметром $2 \cdot R_{\max}$.

$$J_{\text{деб}} = 1/4 \cdot \pi \cdot r^2 \cdot S \cdot \rho \cdot r^2$$

де $r = 0,15\text{м}$ – максимальний радіус дебаланса;

$S = \delta = 0,014\text{м}$ - товщина дебаланса.

$$J_{\text{деб}} = 1/4 \cdot 3,14 \cdot 0,15^4 \cdot 0,014 \cdot 7850 = 0,043\text{кг} \cdot \text{м}^2$$

Сумарний момент інерції, який приведений до валу двигуна без урахування коливань осі дорівнює

$$J = 0,062 + 0,0078 + 0,0019 + 2 \cdot 0,0045 + 0,0043 = 0,067\text{кг} \cdot \text{м}^2$$

Час пуску електродвигуна

$$t = \frac{0,0627 \cdot 293}{(5,04 - 2,61) \cdot 0,98} = 7,7\text{с}$$

Даний час пуску трохи вище, ніж потрібний, тому приймаємо по каталогу [10] двигун більшої потужності.

Вибираємо двигун 4А80А2У3, потужність 1,5 кВт та частота обертання 2800 об/хв, ступінь захисту IP44 з такими показниками:

$$J_p = 0,0018\text{кг} \cdot \text{м}^2; M_{\text{пуск}} / M_{\text{ном}} = 2,1; M_{\text{мах}} / M_{\text{ном}} = 2,6.$$

Номінальний момент на валу електродвигуна дорівнює

$$M_{\text{ном}} = \frac{9750 \cdot N}{n} = \frac{9750 \cdot 1,5}{2800} = 5,224\text{Н} \cdot \text{м}$$

Тоді $M_{\text{пуск}} = 2,1 \cdot M_n = 2,1 \cdot 5,224 = 10,97\text{Н} \cdot \text{м}$

$$M_{\text{мах}} = 2,6 \cdot M_n = 2,6 \cdot 5,224 = 13,58\text{Н} \cdot \text{м}$$

Перевіряємо двигун по часу пуску.

Середньопусковий момент на валу електродвигуна

$$M_{\text{ср}} = \frac{(M_n + 1,1 \cdot M_{\text{мах}})}{2} = \frac{(5,224 + 1,1 \cdot 13,58)}{2} = 10,08\text{Н} \cdot \text{м}$$

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		32

Підставляємо у формулу для визначення приведенного моменту інерції, момент інерції ротора двигуна.

$$J = 0,0018 + 0,0078 + 0,0019 + 2 \cdot 0,0045 + 0,043 = 0,0635 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Час пуску електродвигуна

$$t = \frac{0,0635 \cdot 293}{(10,08 - 5,224) \cdot 0,98} = 3,9 \text{ с}$$

Даний електродвигун задовільняє перевірці на час пуску та приймаємо як електродвигун віброформовачної утановки.

4.4.8. Розрахунок кріплення вібробуджувача.

Розрахунок вібробуджувача виконуємо згідно СН и П II- 23-81.

4.4.8.1. Обчислення розрахункового навантаження на болт.

В даному випадку болт, який кріпить вібробуджувач попередньо затягують та навантажують зовнішньою осьовою силою розтягування. Тому осьове навантаження на болт дорівнює:

$$P = P_{\text{зат}} + K \cdot P_1$$

де $P_{\text{зат}}$ – сила затяжки болта, Н;

K – коефіцієнт зовнішнього навантаження, який враховує деформації болта та деталей з'єднання;

P_1 – частина зовнішнього навантаження, яке приходить на один болт.

Оскільки болт випробує напруження кручення, то з урахуванням цього напруження розрахункове навантаження дорівнює:

$$P_{\text{роз}} = 1,3 \cdot P$$

Отримуємо: $P_{\text{роз}} = 1,3 \cdot (P_{\text{зат}} + K \cdot P_1)$

Приймаємо $P_{\text{зат}} = 2000 \text{ Н}$

$$K = 1,05$$

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		33

Розрахунок зовнішнього навантаження виконуємо по схемі, яка зображена на рис.4.8.

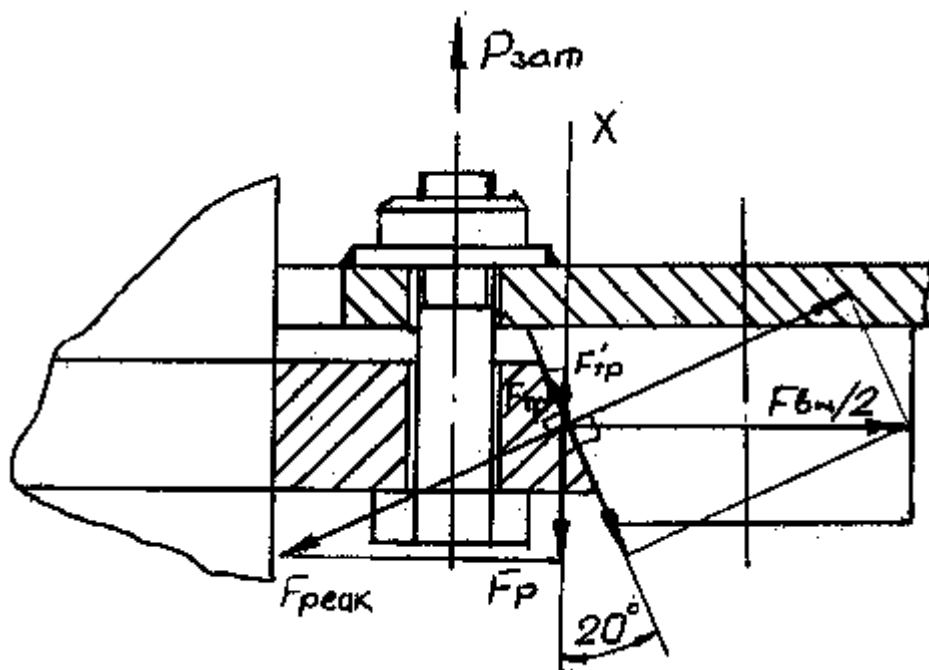


Рис.4.8. Схема розрахунку болтового з'єднання.

$$F_{\text{реакції}} = \frac{F_{\text{внн}}}{2 \cdot \cos 20^\circ}$$

де $F_{\text{внн}} = 20кН$ – вимушуюча сила віброзбуджувача.

$$F_{\text{реакції}} = \frac{20000}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 9397Н$$

Тоді сила кріплення дорівнює:

$$F_{\text{ТР}} = f \cdot F_{\text{реакції}}$$

де $f = 0,15$ – коефіцієнт кріплення метала з металом.

$$F_{\text{ТР}} = 0,15 \cdot 9397 = 1409Н$$

Тоді зовнішнє навантаження на болт:

$$P_1 = F_{реакції}^{\cdot} + (-F_{ТР}^{\cdot})$$

де $F_{реакції}^{\cdot}$ – проекція сили реакції на вісь Х;

$F_{ТР}^{\cdot}$ – проекція сили тертя на вісь Х.

$$P_1 = F_{реакції}^{\cdot} \cdot \cos 70^{\circ} - F_{ТР}^{\cdot} \cdot \cos 20^{\circ} = 9397 \cdot 0,342 - 1409 \cdot 0,9397 = 1889H$$

Тоді розрахункове навантаження на один болт дорівнює

$$P_{роз} = 1,3 \cdot (2000 + 1,05 \cdot 1889) = 5179H$$

4.4.8.2. Перевірка болта на розтяг.

У болтових з'єднаннях при дії повздовжньої сили Р, яка проходить через центр ваги з'єднання, розподіл цієї сили вважаємо рівномірним.

Розрахункове зусилля N_{ϵ} , яке може бути прийняте одним болтом визначаємо по формулі:

$$N_{\epsilon} = R_{bt} \cdot A_{bn}$$

де R_{bt} – розрахунковий опір болтового з'єднання;

A_{ϵ} – площа перерізу болта.

Відповідно $R_{bt} = 250MPa$.

Площа перерізу болта дорівнює:

$$A_{\epsilon} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}, m^2$$

де $d = 10mm$ – діаметр болта

$$A_{\epsilon} = \frac{3,14 \cdot 0,01^2}{4} = 7,8m^2$$

Тоді розрахункове зусилля, яке приймається одним болтом дорівнює

$$N_{\epsilon} = 250 \cdot 10^6 \cdot 7,8 \cdot 10^{-5} = 19625H$$

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		35

Зрівнюємо отримане значення розрахункового зусилля яке може сприйматися одним болтом з розрахунковим навантаженням

$$\frac{N_{\epsilon}}{P_{роз}} = \frac{19625}{5179} = 3,79$$

Коефіцієнт запасу міцності болтового з'єднання складає 3,79, достатньо для нормальної роботи.

4.4.8.3. Розрахунок кріплення планок.

Планки діафрагми вібростерцевини прикріплені двома болтами М10, кінчним штифтом діаметром 10мм зваркою трьох поверхонь.

Розрахункове зусилля N_{ϵ} , яке може бути прийнято одним болтом або штифтом на зріз розраховується по формулі:

$$N_{\epsilon} = R_{bs} \cdot \gamma_b \cdot A \cdot n_s$$

де R_{bs} – розрахунковий опір болта або штифта;

γ_b – коефіцієнт умов роботи, $\gamma_b = 0,75$;

A – розрахункова площа перерізу;

n_s – кількість, яка працює на зріз елементів: $n_{s\bar{o}} = 2шт$;

$n_{s_{uuu}} = 1шт$.

Розрахунковий опір зрізу дорівнює:

$$R_{bs} = 0,7 - 0,8 \cdot \sigma_T$$

де σ_T – границя текучості матеріала болта або штифта.

Так як штифт виготовляємо із сталі 40-50, то $\sigma_{T_{uu}} = 700 МПа$, а матеріал болтів сталь $\sigma_{T\bar{o}} = 210 МПа$.

Тоді розрахунковий опір штифта дорівнює

$$R_{bs_{uus}} = 0,7 \cdot 700 = 490 МПа$$

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		36

Розрахунковий опір зрізу болта

$$R_{bs\bar{o}} = 0,7 \cdot 210 = 150 \text{ МПа}$$

Розрахункове зусилля на зріз, яке може прийняти штіфт дорівнює

$$N_{\text{шт}} = 490 \cdot 10^6 \cdot 0,75 \cdot 3,14 \cdot 0,01^2 / 4 = 28850 \text{ Н}$$

Розрахунковий опір зрізу, який приймає два болта дорівнює

$$N_{\text{бб}} = 150 \cdot 10^6 \cdot 0,75 \cdot 3,14 \cdot 0,01^2 \cdot 2 / 4 = 17671 \text{ Н}$$

Загальне зусилля, яке може прийняти з'єднання дорівнює:

$$N_{\text{з}} = N_{\text{шт}} + N_{\text{бб}} = 28850 + 17671 = 4671 \text{ Н}$$

Загальне навантаження на з'єднання дорівнює по величині вимушуючої сили віброзбуджувача.

$$P_{\text{роз}} = F_{\text{max}} = 20000 \text{ Н}$$

Зрівнюємо загальне навантаження на з'єднання із загальним зусиллям, яке приймає з'єднання

$$\frac{N_{\text{з}}}{P_{\text{роз}}} = \frac{46521}{20000} = 2,3$$

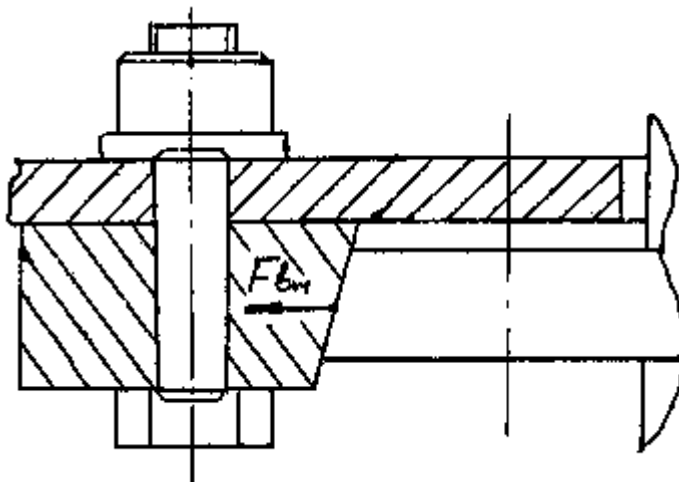


Рис.4.9. Схема кріплення планки.

Коефіцієнт запасу міцності кріплення планки дорівнює 2,3 , що достатньо для надійної роботи.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		37

Розрахунок болтового з'єднання на розтяг не розраховуємо, внаслідок малого значення вертикальної складової зовнішнього навантаження.

Розрахунок зварного з'єднання невиконуємо, так як розраховані вище з'єднання болтами та штифтами забезпечують запас міцності рівний 2,3.

4.4.9. Забезпечення умови не випадіння кільця при переносі.

Умовою не випадіння кільця при переносі є:

$$F_{cp} < m \cdot g$$

де F_{cp} – зусилля зриву металевих циліндричних пустотоподібних із свіже-сформованого бетона.

$m \cdot g$ – вага нерухомих частин системи (рис.4.10), тоб то маса кільця та маса вібросерцевини.

Згідно п.п. 2.1 та 2.2 $M_{\kappa} = 380 \text{ кг}$; $M_{B.C} = 250 \text{ кг}$

$$m \cdot g = (380 + 250) \cdot 9,81 = 6180 \text{ Н}$$

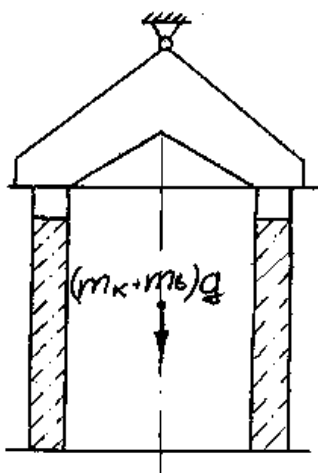


Рис.4.10. Розрахункова схема переносу кільця.

Зусилля зриву розраховується по формулі:

$$F_{cp} = S \cdot f$$

де S – площа зриву;

f – питоме зусилля зриву, для важких бетонів дорівнює $2400 - 3000 \text{ Н} / \text{м}^2$ [10].

Площа зриву дорівнює:

$$S = h \cdot \pi \cdot d$$

де $h=890$ мм – висота кільця;

$d=860$ мм – зовнішній діаметр кільця.

$$S = 0,89 \cdot 3,14 \cdot 0,86 = 2,4 \text{ м}^2$$

Тоді зусилля зриву дорівнює:

$$F_{\text{cp}} = 2,4 \cdot 2700 = 6480 \text{ Н}$$

Умова невипадання кільця із опалубки зберігається так як

$$F_{\text{cp}} = 6480 \text{ Н} > 6180 \text{ Н}$$

При розопалубкуванні вібросерцевина витримується без підйому кільця та опалубки при умові

$$F_{\text{cp}} < m \cdot g$$

де F_{cp} – зусилля зриву по внутрішньому діаметру кільця, розраховується, як приведено вище, лише за умови, що площа зриву розраховується по внутрішньому діаметру

$$S = h \cdot \pi \cdot d = 0,89 \cdot 3,14 \cdot 0,7 = 1,96 \text{ м}^2$$

$$\text{Тоді } F_{\text{cp}} = 1,96 \cdot 2700 = 5292 \text{ Н}$$

$m \cdot g$ – сила ваги нерухомих частин складається з маси кільця та маси опалубки.

$$M_{\text{к}} = 380 \text{ кг}; \quad M_{\text{o}} = 285 \text{ кг}$$

$$m \cdot g = (M_{\text{к}} + M_{\text{o}}) \cdot 9,81 = (380 + 285) \cdot 9,81 = 6524 \text{ Н}$$

При розопалубкуванні кільця вібросерцевина витримає без підйому кільця та опалубки, так як

$$F_{\text{cp}} = 5292 \text{ Н} < m \cdot g = 6524 \text{ Н}$$

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		39

5. Розділ «Охорона праці».

Заходи та розрахунки з охорони праці визначаємо та виконуємо по відомим джерелам та методикам [13-16] і зводимо в додатку Д1.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
						40
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		

Висновки.

На завершення кваліфікаційної роботи сформулюємо висновки.

У кваліфікаційній роботі освітнього рівня «бакалавр» спеціальності «Галузеве машинобудування» було розроблено вібраційну установку для якісного виробництва бетонних кілець діаметром 1,5 м..

У розрахунково-пояснювальній записці чітко обґрунтована необхідність створення віброформуальної установки, що призначена для виготовлення залізобетонних кілець КС 15 – 9, які використовуються для прокладання підземних інженерних комунікацій і каналізаційних мереж а також захисних тимчасових споруд.

В розрахунковому розділі виконані розрахунки параметрів віброформування, а саме частоти й амплітуди коливань, геометричних та динамічних параметрів віброформуальної установки, виконані конструктивні розрахунки і основних вузлів та деталей: дебалансів, підшипників, пружних опор, довантажу.

Розділ з охорони праці включає в себе розроблення та розрахунок системи захисного заземлення та розрахунок віброгасячих фундаментів.

Розглянуто потенційне виникнення небезпечних ситуацій та запропоновані заходи щодо їх запобігання.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		41

ЛІТЕРАТУРА

1. ДСТУ Б В.2.6-106:2010 “Конструкції бетонні і залізобетонні для колодязів” Київ Мінрегіонбуд України 2011—24с.

2. Виробництво залізобетонних конструкцій і виробів: довідник / Амеліна Н.О., Азутов В.П., Бердник О.Ю., Гелевера О.Г., Кокшарьов В.М., Ковальчук О.Ю., Константиновський О.П., Ластівка О.В., Майстренко А.А., Павлюк В.В., Пальчик П.П., Петрикова Є.М., Рижанкова Л.М., Рунова Р.Ф. Рогозіна Н.В./ Під загальною редакцією Гоца В.І. –К.: Основа, 2019. – 464 с

3. Назаренко І. І. Машини і устаткування підприємств будівельних матеріалів: Конструкції та основи експлуатації: підручник. / І. І. Назаренко, О. В. Туманська. – Київ : Вища шк., 2004. – 590 с. : іл.

4. Русанова Н.Г., Пальчик П.П., Рижанкова Л.М. Технологія бетонних і залізобетонних виробів і конструкцій: підручник .Ч. 2 – К.: Вища школа, 1994. – 334 с.

5. Дослідження просторового руху робочого органа вібраційної машини для формування трубчастих залізобетонних виробів / О.В. Орісенко, М.П. Нестеренко // Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво). – Полтава: ПолтНТУ, 2000. – Вип. 6, 1. – С. 172 – 175.

6. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В. Т. Павлище. – Львів: Афіша, 2003. – 560 с

7. Гайдамака А. В. Підшипники кочення. Базові знання та напрямки вдосконалення : навч. посіб. / А. В. Гайдамака. – Х. : НТУ «ХП», 2009. – 248 с.

8. Дирда В.І. Довідковий посібник розрахунків механізмів сільськогосподарських та підйомно-транспортних машин: навчальний посібник / В.І. Дирда, Ю.М. Овчаренко - Дніпропетровськ, 2003. – 52 с.

9. Деталі машин: підручник / [Дирда В.І., Овчаренко Ю.М., Рижков Є.І. та ін.]. – Луганськ: Вид-во ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка», 2010. – 308 с.

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		42

Зміст

1. Вступ.....	
2. Призначення й галузі використання.....	
3. Обґрунтування віброформовочної установки, що проектується....	
4. Розрахунки, що підтверджують працездатність конструкції.....	
5. Розділ «Охорона праці».....	
6. Висновки	
7. Література.....	

					УВБК 15х9 00 00 00 ПЗ	Лист.
						43
Зм.	Лист.	№ докум.	Підп.	Дата		