

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний університет «Запорізька політехніка»

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ

до лабораторних робіт з дисципліни
“Машини безперервного транспорту”
спеціальності G11 "Машинобудування",
освітня програма G11.05 "Транспортні засоби" /
"Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні,
меліоративні машини і обладнання" для студентів
усіх форм навчання

Методичні вказівки до лабораторних робіт з дисципліни “Машини безперервного транспорту” спеціальності G11 “Машинобудування”, освітня програма G11.05 “Транспортні засоби” / “Підйомно-транспортні, дорожні, будівельні, меліоративні машини і обладнання” для студентів усіх форм навчання /Укл.: Р.О. Фролов, М.В. Сидоренко, В.І. Глушко.- Запоріжжя: НУ “Запорізька політехніка”, 2026. - 45с.

Укладачі: Р.О. Фролов, зав. каф. ДМіПТМ, канд. техн. наук.,
М.В. Сидоренко, доцент, канд. техн. наук,
В. І. Глушко, доцент, канд. техн. наук.

Рецензент: Л.М. Мартовицький, доцент, канд. техн. наук.

Відповідальний за випуск: М.В. Сидоренко , доцент, канд. техн. наук

Затверджено
на засіданні кафедри
“Деталі машин і ПТМ”
Протокол № 9
Від 03. 06. 2026 р.

Рекомендовано
до видання
НМК М-факультета
Протокол № 9
Від 09. 06. 2026 р.

ЗМІСТ

с.

Вступ	4
Лабораторна робота № 1 Визначення властивостей насипних вантажів	5
Лабораторна робота № 2 Дослідження опору руху вантажу по роликах неприводних роликів конвеєрів	13
Лабораторна робота № 3 Передача сили тертям гнучкого елемента об шків	21
Лабораторна робота № 4 Дослідження швидкості транспортування вантажу вібраційним конвеєром	29
Лабораторна робота № 5 Вивчення конструкції і дослідження продуктивності стрічкового конвеєра	38
Перелік джерел посилання	45

ВСТУП

Транспортування - складова частина будь-якого виробничого процесу, без якого немислиме виготовлення будь-якої продукції. Застосування машин безупинного транспорту дозволяє значно зменшити ручну працю, підвищити рівень комплексної механізації, забезпечити порівняно простими засобами повну автоматизацію виробництва. Переміщення вантажів - невід'ємна частина будь-якого технологічного процесу виробництва продукції.

Мета роботи - поглибити знання з теорії переміщення вантажів, вивчити конструкцію основних транспортуючих машин, дослідити вплив різних факторів на умови роботи і продуктивність транспортуючих машин.

У процесі роботи студенти навчатимуться самостійно проводити експеримент і обробляти результати досліджень.

При проведенні лабораторних робіт студенти повинні вивчити: теоретичні основи досліджуваного процесу; конструкції використовуваного устаткування і вимірювальних приладів; методи настроювання і регулювання устаткування на роботу в заданому режимі; правила техніки безпеки.

Крім того, студенти повинні вміти користуватися вимірювальними приладами; здійснювати запуск, регулювання і настроювання застосовуваного устаткування; аналізувати результати експерименту. По закінченні роботи студенти повинні скласти звіт про проведене дослідження і зробити висновки на основі отриманих результатів розрахунку й експерименту.

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 1

ВИЗНАЧЕННЯ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАСИПНИХ ВАНТАЖІВ

Мета роботи - визначити основні механічні властивості насипних вантажів.

Короткі теоретичні положення

Насипний вантаж - механічна суміш твердих тіл різної форми і крупності. Його можна розглядати як суцільне середовище, тому до нього застосовне поняття напруги, аналогічне цьому поняттю в механіці суцільних середовищ. У товщі насипного вантажу можуть виникати напруги стиску і дотичні напруження зрізу.

Для насипних вантажів характерні наступні зовнішні ознаки і механічні властивості: кусковатість (гранулометричний склад); вологість, абразивність, вибухонебезпечність, самозаймистість, отруйність, липкість, змерзаємість, об'ємна маса, щільність часток, кут природного укосу; коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя[1,2].

Основні з перерахованих ознак і властивостей розглянуті в даній лабораторній роботі.

Устаткування, прилади, матеріали: ємкість для визначення об'ємної маси насипного вантажу, мірна ємкість (судина) зі шкалою для визначення щільності часток вантажу, установки для визначення кута природного укосу, коефіцієнта зовнішнього і внутрішнього тертя, ваги, пісок річковий дрібний, совок для завантаження піску.

Зміст роботи

Використовуючи як насипний вантаж дрібний річковий пісок, визначити для нього: об'ємну масу, щільність часток, кут природного укосу; коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя піску об поверхню з органічного скла.

Методичні рекомендації і порядок виконання розділів роботи

Об'ємну масу насипного вантажу визначають за допомогою мірної ємкості, у яку намагаються вантаж до початку його просипання через краї ємкості. Зайвий вантаж скидають, залишаючи мірну ємкість наповненою до країв і зважують їх. Об'ємну масу визначають за формулою, t/m^3 :

$$\rho_0 = \frac{\sigma - \sigma_0}{V} \quad (1.1)$$

де σ , σ_0 – відповідно маса ємкості з насипним вантажем і порожньої ємкості, кг; V – об'єм ємкості, л.

Струшування ємкості при її наповненні піском не допускається.

Дослід повторюють тричі і за середнім значенням результатів зважування знаходять ρ_0 .

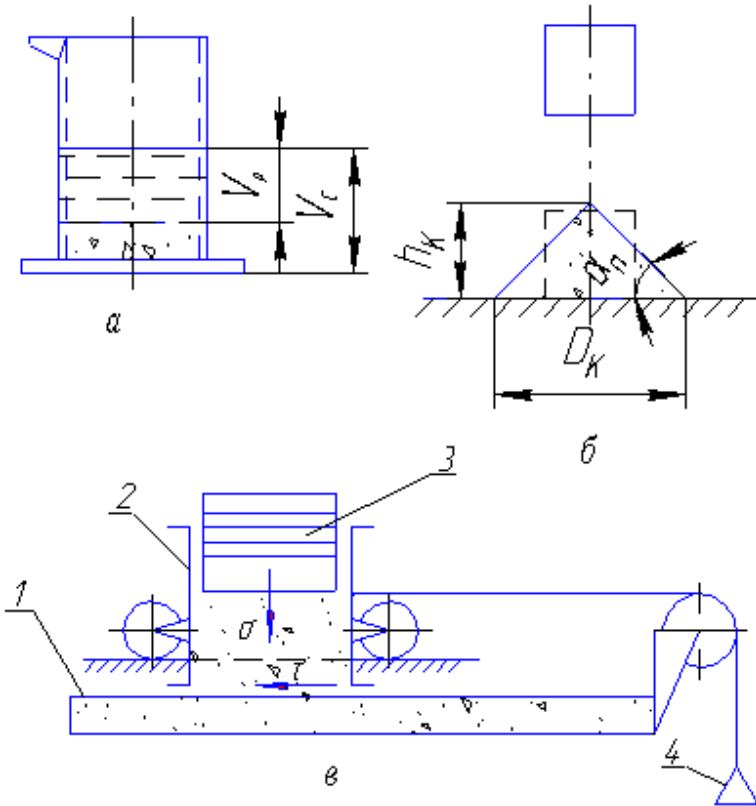
Для визначення щільності часток застосовують скляну мірну судину, у яку насипають порцію піску масою G_g і наливають визначений об'єм V_p води, що змочує пісок (рис. 1.1, а). Після збовтування по рисках на судині визначають об'єм отриманої суспензії V_c .

Щільність часток визначають за формулою, т/м³:

$$\rho = \frac{G_g}{V_c - V_p} \quad (1.2)$$

Кут природного укосу матеріалу α_n в стані спокою визначають за допомогою порожнього циліндра, встановленого на горизонтальну площину і наповненого вільно насипаним вантажем, у даному випадку – піском.

Циліндр повільно, без різких поштовхів, піднімають вертикально вгору. Вантаж, спорожнивши судину, утворить на площині конус (див. рис. 1.1.б). Заміривши діаметр D_k – основи конуса і його висоту h_k знаходять кут природного укосу в стані спокою:



а – щільності часток; б – природного укусу; в – кута внутрішнього тертя.

Рисунок. 1.1 - Схема для визначення

$$\alpha_n = \arctg \frac{2h_k}{D_k} \quad (1.3)$$

Кут природного укусу в стані руху $\alpha = 0,6\alpha_n$. Коефіцієнт внутрішнього тертя чисельно дорівнює тангенсу кута внутрішнього тертя (1.6).

Кут внутрішнього тертя визначають за допомогою установки, що показано на рис. 1.1.в. Установка має короб 1, по напрямних якого

на роликах переміщується рамка 2, до якої прикріплений сталевий канат. На протилежному кінці каната, перекинутого через блок, підвішена вантажна чашка 4 для гир, необхідних для приведення рамки у рух. При проведенні дослідів короб 1 наповнюють сухим піском до рівня нижньої кромки рамки. Визначену кількість піску засипають також у рамку 2 і на вирівняну поверхню піску встановлюється та чи інша кількість змінних вантажів 3. Після цього на чашку 4 поступово кладуть гирі доти, поки рамка 2 не почне рухатися. Попередньо до завантаження піску в короб і рамку аналогічним чином визначають опір руху рамки без вантажу.

Дотичне напруження в площині зрізу, Па:

$$\tau = \frac{\sum Q - W_p}{F} \quad (1.4)$$

де $\sum Q$ – сила ваги вантажної чашки і гир, що знаходяться на ній, Н;

W_p – власний опір руху рамки, що визначають за допомогою дрібних важків, Н;

F – площа поперечного перерізу площини зрізу рамки, м².

Нормальна напруга стиску, Па:

$$\sigma = \frac{P_\epsilon + G_m}{F} \quad (1.5)$$

де P_ϵ – сила ваги змінних вантажів у рамці, Н;

G_m – сила ваги досліджуваного матеріалу, що знаходиться в рамці до площини зрізу, Н.

При п'ятих різних значеннях змінного вантажу в рамці за формулами (1.4) і (1.5) визначають значення τ і σ . Після зміни кожного вантажу дослід повторюють тричі і результати зводять у табл. 1.1.

Таблиця 1.1 - До розрахунку коефіцієнта внутрішнього тертя

Група дослідів	Номер дослідів	F м ²	W_p Н	G_m Н	P_v Н	$\sum Q$ Н	τ Па	σ Па	τ_{cp}	σ_{cp}	τ_0	$f_{вн}$
1	1											
	2											
	3											
2	4											
	5											
	6											
3	7											
	8											
	9											
4	10											
	11											
	12											
5	13											
	14											
	15											

Діаграму напруженого стану насипного вантажу (рис. 1.2) будують за середніми значеннями τ_{cp} і σ_{cp} для кожної з груп дослідів.

Коефіцієнт внутрішнього тертя розраховують за формулою:

$$f_{вн} = tg \varphi = \frac{\tau_{cp} - \tau_0}{\sigma_{cp}} \quad (1.6)$$

де τ_0 – початковий опір зсуву, що визначається за діаграмою напруженого стану насипного вантажу.

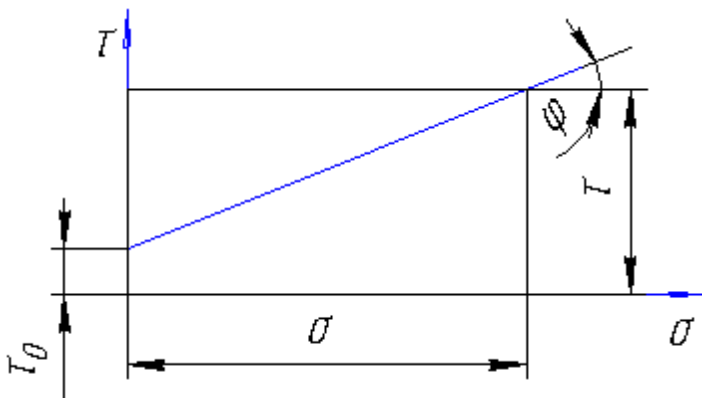


Рисунок 1.2 - Діаграма напруженого стану насипного вантажу

Коефіцієнт зовнішнього тертя чисельно дорівнює тангенсу кута тертя β :

$$f = \operatorname{tg} \beta \quad (1.7)$$

Схема дослідної установки для визначення кута тертя показана на рис. 1.3.

На похилу площину 2, покриту випробуваним матеріалом, у даному випадку органічним склом, і прикріплену за допомогою шарніра 1 до нерухомої основи, встановлюється короб 4 без дна, заповнений насипним вантажем – піском, на який кладуть плоскі гирі, що замінюють тиск шарів піску, який повинен лежати зверху. Щоб кромки короба не терлися об опорну поверхню і не спотворювали результатів дослідів, короб піднімають так, щоб невелика кількість піску виступала з-під його країв. Воротом 5 похилу площину повільно піднімають до того моменту, коли короб з матеріалом почне рухатися. Фіксуючи при цьому за допомогою транспортира 3 кут нахилу площини, визначають по тангенсу цього кута коефіцієнт зовнішнього тертя в стані спокою. Дослід повторюють тричі.

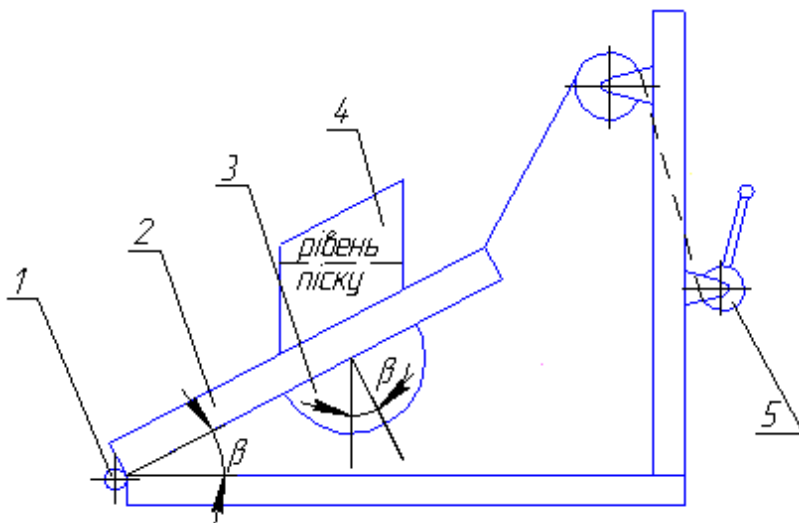


Рисунок. 1.3 - Схема установки для визначення коефіцієнта зовнішнього тертя

Зміст звіту

Звіт по роботі повинен містити:

- розрахунки об'ємної маси піску і щільності його часток; кута природного укосу піску в стані спокою;
- схему лабораторної установки для визначення кута внутрішнього тертя;
- табл. 1.1 з даними дослідів і результатами розрахунку коефіцієнта внутрішнього тертя;
- діаграму напруженого стану (τ , σ) і одержання по цій діаграмі значення τ_0 для піску;
- дані дослідів і результати розрахунку коефіцієнта зовнішнього тертя (1.2);
- стислий аналіз отриманих результатів.

Контрольні питання

- 1 Назвіть основні властивості й ознаки насипних вантажів.
- 2 Чим відрізняється поняття об'ємної маси насипного вантажу від щільності його часток?

3 Одиниці об'ємної маси і щільності насипного вантажу.

4 Як визначається кут природного укусу насипного вантажу?

5 Чим відрізняється коефіцієнт внутрішнього тертя від коефіцієнта зовнішнього тертя матеріалу?

6 Від чого залежить коефіцієнт внутрішнього тертя насипного вантажу?

7 Який зв'язок між кутом і коефіцієнтом внутрішнього тертя насипного вантажу?

8 Який зв'язок між кутом і коефіцієнтом зовнішнього тертя насипного вантажу об поверхню твердого тіла?

[1–3].

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 2

ДОСЛІДЖЕННЯ ОПОРУ РУХУ ВАНТАЖУ ПО РОЛИКАХ НЕПРИВОДНИХ РОЛИКОВИХ КОНВЕЄРІВ

Мета роботи – експериментально визначити зведений коефіцієнт тертя в підшипниках кочення і дослідити опір руху вантажу по роликах неприводних роликових конвеєрів.

Короткі теоретичні положення

Роликові конвеєри – транспортуючі пристрої для штучних вантажів (рис. 2.1). Опір руху вантажу є визначальним при виборі кута нахилу гравітаційного конвеєра або зовнішнього зусилля, необхідного для переміщення вантажу. Загальний опір руху по роликах неприводного роликового конвеєра визначають за формулою, Н:

$$\sum W = W_1 + W_2 + W_3 + W_4 \quad (2.1)$$

де W_1 , W_2 , W_3 , W_4 – відповідно опори тертя в опорах роликів, кочення вантажу по роликах, ковзання вантажу по роликах і подолання інерції роликів.

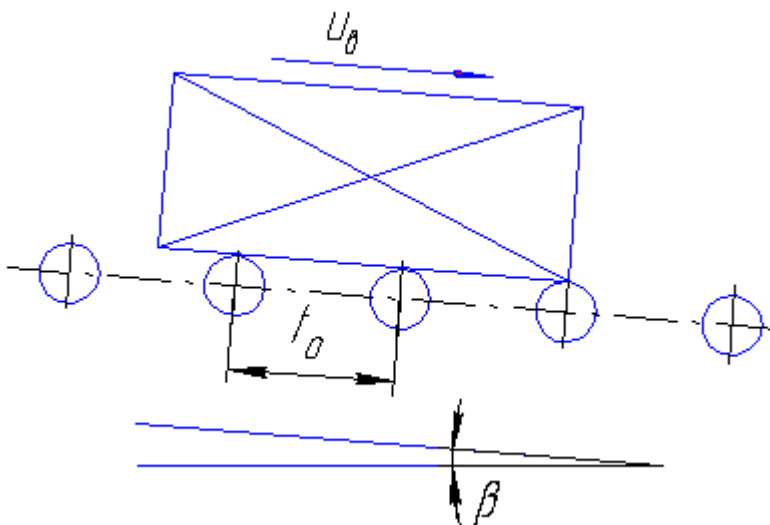


Рисунок 2.1 - Схема неприводного роликового конвеєра

Складові загального опору, Н:

$$W_1 = (G_{\epsilon} + G_p z_p) \frac{d_n}{D_p} f_{\text{зс}} \quad (2.2)$$

де G_{ϵ} , G_p – відповідно сили ваги вантажу, що транспортується $G_{\epsilon}=5000$ Н та обертових частин одного ролика $G_p=300$ Н;

z_p – число роликів, на яких розміщується вантаж $z_p=3$;

d_n – внутрішній діаметр підшипника роликів $d_n=0,004$ м;

D_p – зовнішній діаметр роликів $D_p=0,15$ м;

$f_{\text{зс}}$ – зведений до посадкового діаметра d_n коефіцієнт тертя в підшипниках роликів (за даними експерименту).

$$W_2 = G_{\epsilon} \frac{2\mu}{D_p} \quad (2.3)$$

де μ – коефіцієнт тертя кочення вантажу по роликах $\mu=0,0005$ м.

Вважаючи, що швидкість вантажу при наїзді на ролик не змінюється, можна сказати, що робота сил тертя вантажу витрачається нарівно на розгін ролика і виділення тепла в результаті проковзування вантажу по ролику. Тоді

$$W_3 = W_4 = k_n \frac{G_h U_{\epsilon}^2}{2gt_p} \quad (2.4)$$

де k_n – коефіцієнт, що враховує розбіжність середнього діаметра розподілу маси обертових частин ролика з його зовнішнім діаметром $k_n=0,85$;

U_{ϵ} – швидкість вантажу $U_{\epsilon}=0,8$ м/с;

g – прискорення сили ваги $g=9,81$ м/с²;

t_p – крок між роликами $t_p=0,3$ м.

Числові значення приведені для аналітичного визначення опору руху вантажу.

Розрахунковий коефіцієнт опору руху вантажу

$$\omega = \frac{\sum W}{G_{\epsilon}} = \left(1 + \frac{G_p z_p}{G_{\epsilon}} \right) \frac{d_n}{D_p} f_{\text{зс}} + \frac{2\mu}{D_p} + k_n \frac{U_{\epsilon}^2}{gt_p} \quad (2.5)$$

Щоб забезпечити переміщення вантажу на трасі конвеєра самоходом під дією гравітації, кут нахилу конвеєра повинен

задовольняти умові

$$\operatorname{tg} \beta = \omega \quad (2.6)$$

чи

$$\beta = \arctg \omega \quad (2.7)$$

Устаткування, прилади, матеріали

Експериментальна установка ДИ28М с набором змінних голівок типу ДИ28М (рис. 2.2) складається з корпусу 21, на якому змонтований вал 4 для розміщення на ньому змінних дослідних голівок, силовимірювального пристрою, привода і пристрою для виміру моменту тертя. Вал 4 встановлений на двох кулькових опорах 6 і приводиться в обертання електродвигуном 23 через клинопасову передачу 2, що забезпечує три значення передаточного числа.

Клинопасова передача знаходиться в кожусі 3 зі швидкоз'ємною кришкою 1. Для натягу пасів і доступу до клемної коробки в корпусі з двох сторін передбачено кришки 22. Змінні голівки з випробуваними підшипниками кочення встановлюються на консолі вала 4 і фіксуються кульковим фіксатором 10.

Зовнішні кільця двох середніх випробуваних підшипників 19 знаходяться в загальній обоймі 7, а зовнішні кільця двох крайніх випробуваних підшипників 18 розташовані в корпусі 20 змінної голівки. Між обоймою 7 і внутрішньою поверхнею корпусу голівки є гарантований зазор.

Навантаження підшипників здійснюється за допомогою гвинта 8, корпус якого 9 зв'язаний з корпусом голівки. Навантаження передається через кульку на обойму 7 і підшипники 19, а потім - на втулку 6, що сидить на валу 4. Крайні підшипники 18 навантажуються реакцією з боку корпусу 20.

Силовимірювальний пристрій складається з динамометричної скоби 12 та індикатора 11, показання якого протаровані в ньютонах. Тарувальна характеристика динамометра показана на рис. 2.3.

Кожна голівка має мастильний пристрій. Для змащення підшипників Кожна голівка має мастильний пристрій. Для змащення підшипників Застосовується мастило "Індустріальне 12" або аналоги. Виникаючий у випробуваних підшипниках момент тертя передається на корпус 16, на якому закріплений маятник з вантажем 17. Останній

утримує корпус від обертання, однак маятник відхиляється на деякий кут у залежності від значення моменту тертя в підшипниках. Стрілка 17, закріплена на маятнику, відхиляючись разом з маятником, показує значення моменту тертя в підшипниках у ньютонно-метрах (Н·м). Для зрівноважування голівки в зборі служить вантаж 16, що переміщується на різьбі по штанзі 15.

При проведенні дослідів використовують три змінні голівки з підшипниками кочення наступних типів: шарикопідшипники радіальні однорядні 208 і радіальні сферичні дворядні 1208; роликпідшипники конічні однорядні 7208.

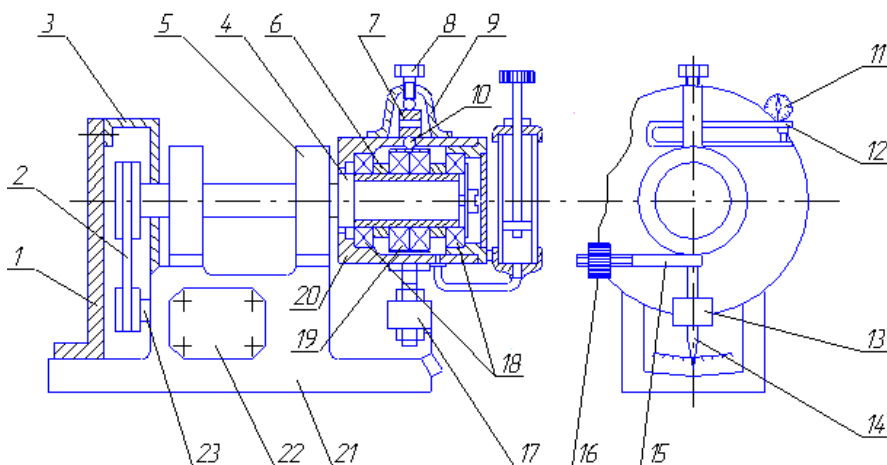


Рисунок 2.2 - Схема установки для визначення моменту тертя в підшипниках кочення

Момент тертя T_T' в підшипнику кочення, обумовлений тертям тіл кочення на доріжках кочення, а також об сепаратор і в'язким тертям в мастилі, що заповнює підшипник, можна виразити через умовний коефіцієнт тертя f_{36} , зведений до посадкового діаметра вала d_n , Н·м:

$$T_T' = V f_{36} \frac{d_n}{2} \quad (2.8)$$

де V' – навантаження на підшипник, Н.

Навантаження, створюване навантажувальним пристроєм експериментальної установки, відповідно до прийнятої в установці схеми навантаження підшипників, дорівнює подвоєному навантаженню на один підшипник, Н:

$$V = 2V' \quad (2.9)$$

Тоді момент тертя T_T , одержуваний на всіх чотирьох підшипниках змінної голівки, Н·м:

$$T_T = 4T_T' = 4Vf_{зв} \frac{d_n}{2} = Vf_{зв} d_n \quad (2.10)$$

звідки

$$f_{зв} = \frac{T_T}{Vd_n} \quad (2.11)$$

Зміст роботи

Визначити:

- на установці ДИ28М зведений коефіцієнт тертя в підшипниках кочення трьох типів;
- загальний опір руху вантажу по роликах неприводного роликового конвеєра;
- необхідний кут нахилу неприводного роликового конвеєра.

Методичні рекомендації і порядок виконання розділів роботи

У даному випадку експериментальні дослідження зведеного коефіцієнта тертя на установці ДИ28М проводять при одній частоті обертання вала 1 ($n=970$ об/хв) в однакових умовах змащення підшипників.

Експеримент із кожною з трьох змінних голівок рекомендується здійснювати в наступній послідовності:

- установити на вал відповідну голівку, переконавшись в її надійній фіксації на валу;
- зрівноважити голівку вантажем 16;
- ввімкнути обертання вала і дати проробити установці на "холостому" ході без навантаження протягом 4...5 хв.;
- при вимкненому обертанні вала, використовуючи тарувальну

характеристику (рис. 2.3) і показання індикатора, створити гвинтом навантаження наступні навантаження на випробувані підшипники, Н: $V=2000; 3000; 4000; 5000$.

- виміряти момент тертя у випробуваних підшипниках на кожному ступіні навантаження;
- обчислити загальний опір руху вантажу по роликам неприводного роликового конвеєра на основі даних дослідів і заданих числових значень величин;
- визначити необхідний кут нахилу неприводного роликового конвеєра за формулами (2.5) – (2.7).

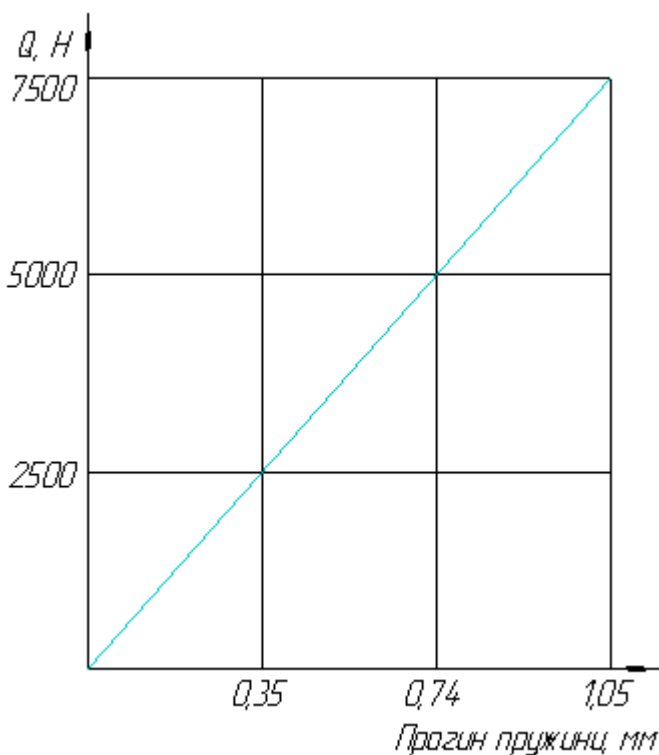


Рисунок 2.3 - Тарувальна характеристика динамометра

Зміст звіту

Звіт по роботі повинен містити:

- результати визначення f_{ze} (табл. 2.1);
- результати обчислень загального опору руху вантажу по роliках при використанні трьох випробуваних типів підшипників роliків;
- результати обчислень необхідного кута нахилу неприводного роliкового конвеєра при використанні трьох випробуваних типів підшипників роliків;
- стислий аналіз отриманих результатів.

Таблиця 2.1 - Розрахунок зведеного коефіцієнта тертя

Тип підшипника	d_n м	Динамічна вантажо-підйомність C	V Н	T_T Н·м	f_{ze} по (2.11)	f_{ze}^{cp}
208	0,04	2560	2000			
			3000			
			4000			
			5000			
1208	0,04	1510	2000			
			3000			
			4000			
			5000			
7208	0,04	4240	2000			
			3000			
			4000			
			5000			

Контрольні питання

1 Перелічіть основні доданки загального опору переміщенню вантажів по неприводних роliкових конвеєрах.

2 Якій умові повинен задовольняти кут нахилу неприводного роliкового конвеєра?

3 Як здійснюється навантаження випробуваних підшипників на установці ДИ28М?

4 Як користуватися тарувальною характеристикою динамометра установки ДИ28М?

5 Чому відхиляється маятник установки ДИ28М при навантаженні підшипників?

6 Які фактори визначають зведений коефіцієнт тертя в підшипниках кочення?

7 Чому коефіцієнт тертя кочення вантажу по роликах (у даному випадку $\mu=0,0005$ м) має розмірність?

[1 – 3].

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №3 ПЕРЕДАЧА СИЛИ ТЕРТЯМ ГНУЧКОГО ЕЛЕМЕНТА ОБ ШКІВ

Мета роботи - дослідити передачу сили тертям гнучкого елемента об шків.

Короткі теоретичні положення

Вперше закон передачі зусилля гнучким органом за допомогою сил тертя був виведений у 1775 р. російським вченим Леонардом Ейлером для невагомої абсолютно гнучкої і нерозтяжної нитки. Л. Ейлер встановив наступні залежності[4]:

тяговий режим

$$S_{нб} = S_{зб} e^{f\beta} \quad (3.1)$$

гальмівний режим

$$S_{зб} = S_{нб} e^{f\beta}, \quad (3.2)$$

де $S_{нб}$, $S_{зб}$ – відповідно натяг гнучкої нитки у вітці, що набігає на шків і збігає зі шківів;

e – основа натуральних логарифмів; $e=2,718$;

f – коефіцієнт тертя ковзання між ниткою і поверхнею шківів;

β – кут (чи дуга) обхвату шківів ниткою, рад.

Наприкінці XIX ст. професора Н.Е. Жуковский і Н.П. Петров у своїх дослідженнях з передачі сили тертям розглядали пружний розтяжний гнучкий елемент на відміну від нерозтяжної нитки Л. Ейлера. У процесі досліджень теоретично й експериментально було доведено, що дуга обхвату шківів розтяжним елементом (наприклад, гумовим джгутом) поділяється на дуги ковзання і спокою.

На дузі ковзання передається тягове (чи гальмівне) зусилля, гнучкий елемент проковзує по шківу і натяг у ньому змінюється по логарифмічному закону. Проковзування пружного елемента на дузі ковзання відбувається внаслідок його пружної деформації, завжди спрямовано від сторони з меншим натягом до сторони з більшим натягом, не залежить від напрямку обертання шківів і характеру роботи пристрою (тяговий чи гальмівний режим).

На дузі спокою тягове зусилля не передається, гнучкий елемент не переміщується відносно шківів і натяг у ньому залишається постійним. Дуга спокою завжди розташовується на шківі з боку вітки гнучкого елемента, що набігає. Зі збільшенням дуги спокою зростає резерв тягових (чи гальмівних) можливостей приводного шківів.

У випадку обхвату шківів пружним елементом рівняння (3.1) і (3.2) повинні бути записані таким чином:

$$S_{нб} = S_{зб} e^{f\beta_k}; \quad (3.3)$$

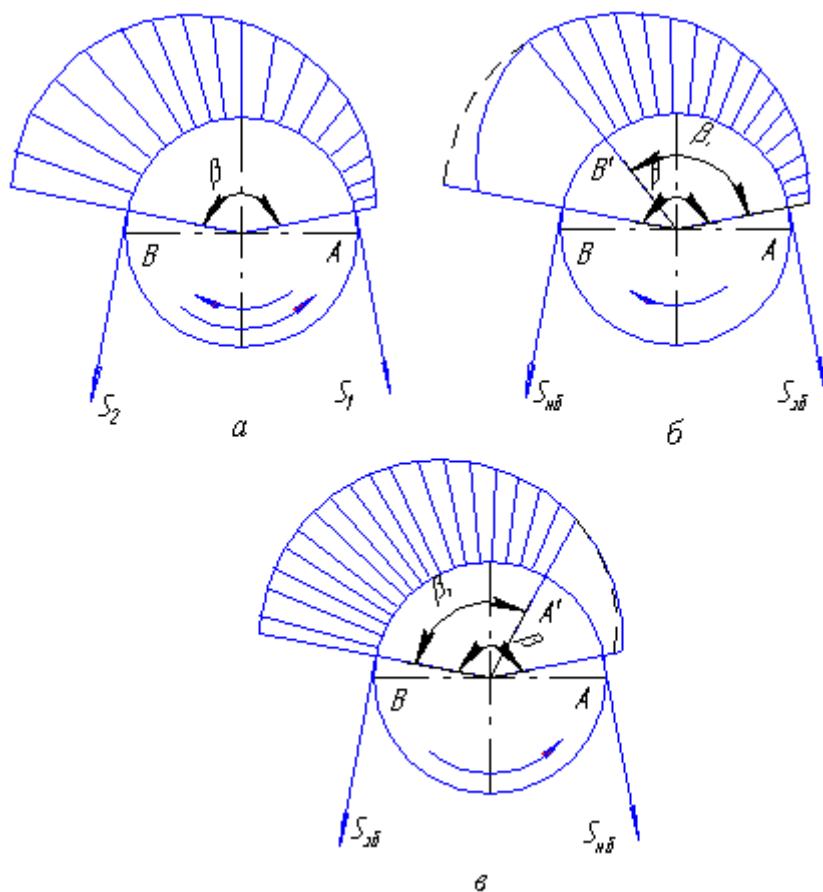
$$S_{зб} = S_{нб} e^{f\beta_k} \quad (3.4)$$

де β_k – кут (дуга) ковзання, рад.

На рис. 3.1,а зображена діаграма сил натягу гнучкого елемента при повному використанні сили тертя в тяговому або в гальмівному режимі, на рис. 3.1,б,в – діаграми сил натягу при неповному використанні сили тертя відповідно в тяговому і гальмівному режимах. У цьому випадку на дузі обхвату з боку вітки, що набігає, з'являється ділянка, на якій натяг гнучкого елемента незмінний, тобто дуга спокою.

Наступні дослідники привода з гнучким елементом уточнювали рівняння Л. Ейлера, з огляду на вплив відцентрової сили, поздовжньої і поперечної твердості гнучкого елемента, сил інерції, зміни коефіцієнта тертя в залежності від швидкості ковзання, товщини гнучкого елемента; фізико-механічних властивостей поверхні футерованого приводного барабана.

В даний час у практичних інженерних розрахунках усі недостатньо вивчені фактори, що визначають характер взаємодії гнучкого елемента і приводного шківів, враховуються введенням в основні залежності Л. Ейлера (3.1) і (3.2) значення умовного коефіцієнта зчеплення μ замість коефіцієнта тертя f . На підставі даних теорії і практики коефіцієнт μ приймають майже в 2 рази менший за коефіцієнт тертя f між плоскими зразками матеріалів, з яких виготовляють гнучкий елемент і поверхню приводного шківів.



а - тяговий режим при повному використанні сили тертя; б - тяговий режим при неповному використанні сили тертя; в - гальмівний режим при неповному використанні сили тертя.

Рисунок 3.1 - Розподіл сил натягу гнучкого елемента на ведучому шківі

Таким чином, теоретичні залежності Л. Ейлера для нерозтяжної абсолютно гнучкої нитки можуть бути записані стосовно до використання реального гнучкого елемента (пас, конвеєрна стрічка) таким чином:

$$S_{нб} = S_{зб} e^{\mu\beta}; \quad (3.5)$$

$$S_{зб} = S_{нб} e^{\mu\beta} \quad (3.6)$$

Устаткування, прилади, матеріали

Дослідна установка складається зі шківів з механізмом обертання, датчика початку проковзування гумової стрічки, пульта керування, гумової стрічки, підвісних вантажів з маркіруванням їхньої маси.

Використання установки дозволяє зафіксувати момент початку проковзування гумової стрічки по шківу і виділити на дузі обхвату, рівної 180° , дуги ковзання і спокою.

Шків, встановлений на кронштейні, приводиться в обертання через багатоступінчастий планетарний редуктор реверсивним двигуном постійного струму.

Частота обертання шківів $n_{шк} = 4$ об/хв. Датчик початку проковзування, встановлений на поверхні шківів, за допомогою двох підпружинених кілець, рухається під час дослідів разом зі шківом з тією ж кутовою швидкістю, але легко переміщується в процесі настроювання установки як вздовж осі обертання шківів, так і по окружності шківів. Елемент датчика – гумовий ролик, що вільно обертається на своїй осі. На твірній ролика закріплена латунна, пластинка шириною 1 мм, що служить ковзним контактом датчика. Ролик встановлений на гумовій стрічці. При визначеному положенні ролика ковзний контакт замикає два нерухомих контакти датчика. При повороті ролика в момент початку ковзання стрічки по шківу контакти розмикаються, двигун шківів відключається і завдяки електромагнітному гальму, вмонтованому в статор двигуна, відбувається майже миттєва зупинка приводного шківів.

Таким чином, дуга обхвату поділяється на дві частини: відносного спокою і ковзання. Для виміру дуг використовується

закріплений на кронштейні сектор з кутовими розподілами. Електрична частина пульта керування (рис. 3.2) містить трансформатор, два електромагнітних реле постійного струму, випрямляч, зібраний за мостовою схемою, кнопки "Пуск" і "Стоп", перемикач напрямку обертання шківів "Реверс".

При замкнутих контактах датчика початку проковзування горить червона сигнальна лампа. З натисканням кнопки "Пуск" лампа гасне, включається двигун і починається обертання шківів в задану сторону. Воно продовжується доти, коли розмикаються контакти датчика початку проковзування або до натискання кнопки "Стоп".

Якщо контакти датчика розімкнуті, вмикати двигун можна натисканням і утриманням кнопки "Пуск".

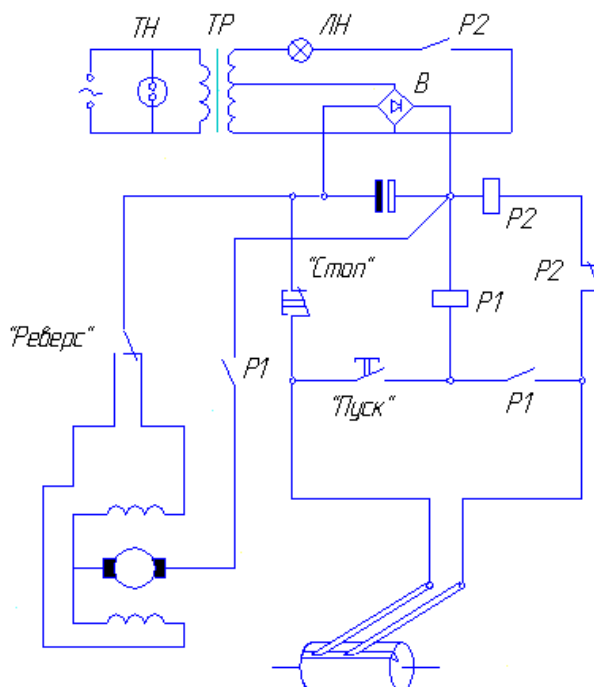


Рисунок 3.2 - Схема пульта керування дослідною установкою

Зміст роботи

1 Визначити дугу ковзання при роботі приводного шківів в тяговому і гальмівному режимах.

2 Обчислити коефіцієнт тертя гумової стрічки об шків в умовах проведення дослідів.

3 Порівняти отримані на основі даних дослідів коефіцієнти тертя з коефіцієнтом тертя плоского зразка гуми по сталі $f=0,58$ та умовним табличним коефіцієнтом зчеплення $\mu=0,3$.

4 Обчислити тяговий фактор приводного шківів на основі дослідних значень f' і порівняти його з розрахунковим значенням $e^{\mu\beta}=e^{0,3\pi}=2,56$.

Методичні рекомендації і порядок виконання розділів роботи

При роботі приводного шківів як у тяговому, так і в гальмівному режимі дуга ковзання утвориться з боку вітки, що збігає. Дугу ковзання заміряють після зупинки шківів за допомогою сектора з кутовими діленнями. Зусилля $S_{нб}$ і $S_{зб}$ створюються змінними вантажами. З кожним із трьох наборів різних вантажів дослід повторюється три рази.

Коефіцієнт тертя за даними дослідів визначають за рівняннями:

$$\text{тяговий режим } f' = \frac{1}{\beta_{\kappa}} \ln \frac{S_{нб}}{S_{зб}}$$

$$\text{гальмівний режим } f' = \frac{1}{\beta_{\kappa}} \ln \frac{S_{зб}}{S_{нб}}$$

Зміст звіту

Звіт по роботі повинен містити: принципову схему лабораторної установки; дані експериментів і результати визначення за ними розрахункових параметрів (табл. 3.1); стислий аналіз отриманих результатів.

Таблиця 3.1 - Дані дослідів та розрахунків

Режим роботи	Номер досліду	$S_{нб}$	$S_{зб}$	$\ln \frac{S_{нб}}{S_{зб}}$	$\ln \frac{S_{зб}}{S_{нб}}$	β		f'	$f_{ср}'$	Тяговий фактор за даними дослідів $e^{f_{ср}'\pi}$	Табличні значення
		Н	Н			Град	Рад				
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Тяговий	1										$f = 0,58$
	2										
	3										
	4										
	5										
	6										
	7										
	8										
	9										
Гальмівний	10										$e^{\mu\pi} =$ $e^{0,3\pi} =$ $= 2,56$
	11										
	12										
	13										
	14										
	15										
	16										
	17										
	18										

Контрольні питання

1 За яким законом змінюється натяг гнучкого елемента на приводному шківі при передачі тягової сили тертям?

2 У чому полягає принципова відмінність між дугою ковзання і дугою спокою?

3 Чому гнучкий елемент проковзує по поверхні шківа на дузі ковзання?

4 Від чого залежить тяговий фактор приводного шківа? Його

математичний вираз.

5 У чому полягає принципова відмінність в дослідженнях закономірностей передачі сили тертям, проведених Л. Ейлером і Н.Г. Жуковським?

6 Чим відрізняється реальна конвеєрна стрічка від ідеальної гнучкої нитки, прийнятої в дослідженнях Л. Ейлера?

7 При яких умовах виникає проковзування нерухомої стрічки на всій дузі обхвату стрічкою приводного шківів?

8 Яким чином в інженерних розрахунках враховуються недостатньо вивчені фактори, що впливають на передачу сили тертям?

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА № 4 ДОСЛІДЖЕННЯ ШВИДКОСТІ ТРАНСПОРТУВАННЯ ВАНТАЖУ ВІБРАЦІЙНИМ КОНВЕЄРОМ

Мета роботи – експериментально визначити швидкість транспортування насипного вантажу і порівняти дослідні дані з розрахунковими значеннями; визначити кутову частоту власних коливань системи на пружних підвісах.

Короткі теоретичні положення

Транспортування матеріалів за допомогою вібраційних конвеєрів здійснюється безупинним впливом вібруючої площини на матеріал, що робить стрибкоподібне переміщення[5]. Частки вантажу, що транспортується, переміщуються по жолобі конвеєра в результаті безупинно плинних один за одним мікропольотів над вібруючою поверхнею (рис. 4.1). Як впливає з діаграм, зображених на рис. 4.2,б, на початку прямого ходу жолоб рухається зі зростаючим уповільненням, тиск частки на жолоб зменшується (рис.4.2,а) і в якийсь момент стає рівним нулю. Тоді частка, відірвавшись від жолоба, робить мікрополіт у напрямку переміщення. Основний параметр, що характеризує вібраційний конвеєр, – коефіцієнт режиму його роботи K_p , що визначає відношення максимальної нормальної складової прискорення вібруючої площини до складової прискорення сили ваги.

Запишемо математичний вираз для коефіцієнта K_p відповідно до розрахункової схеми (див. рис. 4.2,а):

$$K_p = \frac{j_{ж} \sin \beta}{g \cos \alpha} = \frac{Ap^2 \sin \beta}{g \cos \alpha}, \quad (4.1)$$

де $j_{ж}$ – прискорення несучої вібруючої площини конвеєра, м/с^2 ;

g – прискорення сили ваги, $g=9,81 \text{ м/с}^2$;

β, α – відповідно кут напрямку коливань і нахилу конвеєра;

A – амплітуда коливань, м ;

p – кутова частота змушених коливань, с^{-1} ;

$$p = \frac{\pi n}{30}, \quad (4.2)$$

n – частота обертання кривошипа, об/хв.

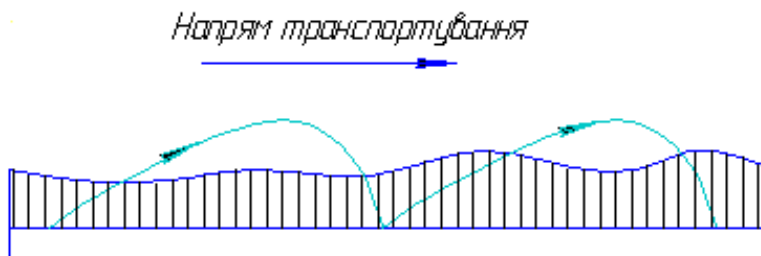
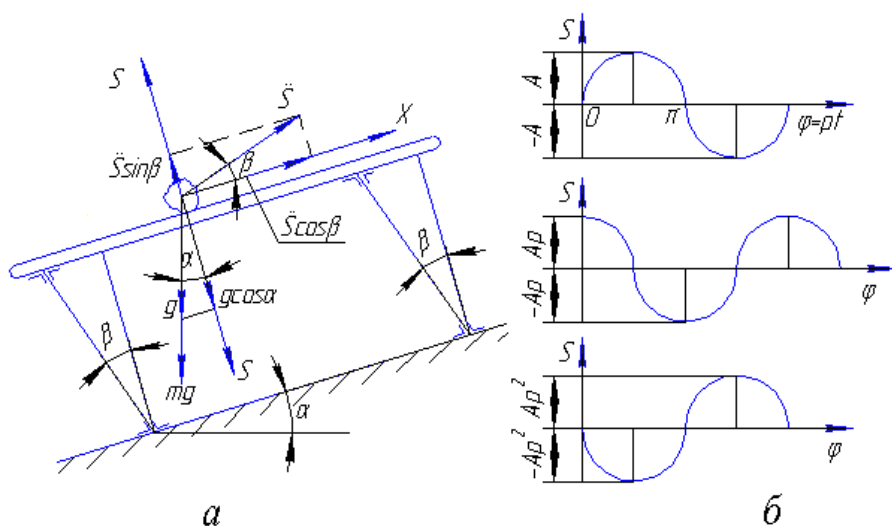


Рисунок 4.1 - Схема польоту часток в жолобі віброконвеєра



а – вібраційного конвеєра; б – діаграми переміщення, швидкості та прискорення жолоба конвеєра.

Рисунок 4.2 - Розрахункова схема

Відрив частини вантажу від віброуючої поверхні буде відбуватися лише в тому випадку, якщо $K_p > 1$.

Через малу амплітуду і велику довжину опор чи підвісів для всіх приводів можна вважати, що жолоб конвеєра в будь-якій фазі переміщується паралельно самому собі. У цьому випадку коливання жолоба – гармонійні і можуть бути описані відомими функціями для переміщення S , швидкості $\dot{S}$ і прискорення $\ddot{S}$:

$$\begin{aligned} S &= A \sin pt \\ \dot{S} &= Ap \cos pt \\ \ddot{S} &= -Ap^2 \sin pt, \end{aligned} \quad (4.3)$$

де A , Ap , Ap^2 – відповідно амплітуди переміщення, швидкості, прискорення;

pt – фазовий кут;

t – час.

До параметрів, що характеризують коливання, також відноситься період коливання, с:

$$T = \frac{2\pi}{p} \quad (4.4)$$

Продуктивність конвеєра при відомій об'ємній масі вантажу, що транспортується, визначається перерізом матеріалу в жолобі і швидкістю його транспортування.

Швидкість транспортування вантажів вібраційними конвеєрами залежить від безлічі факторів і приблизно може бути визначена аналітично. Стосовно до горизонтальних вібраційних конвеєрів швидкість транспортування вантажів розраховують за формулою, м/с:

$$u = k_1 Ap \cos \beta \sqrt{1 - \frac{1}{K_p^2}} \quad (4.5)$$

де k_1 – емпіричний коефіцієнт для зернистих вантажів $k_1=0,85$.

По настроюванню пружних елементів вібраційні конвеєри поділяються на дві групи:

$$\text{резонансні} \left(0,85 < \frac{p}{p_0} < 1,25 \right)$$

$$\text{зарезонансні} \left(p > 1,25 p_0 \right)$$

де p_0 – кутова частота власних коливань системи, с^{-1} .

Кутова частота власних коливань системи залежить від сумарної жорсткості пружних елементів ΣK і загальної маси коливних частин конвеєра M , с^{-1} :

$$p_0 = \sqrt{\frac{\Sigma K}{M}} \quad (4.6)$$

З умови віброізоляції несучих конструкцій, до яких кріпляться пружні елементи, при проектуванні конвеєрів з невідновженими масами прагнуть одержати досить низькі коефіцієнти передачі:

$$\mu_0 = \left(\frac{1}{15} \cdots \frac{1}{63} \right)$$

Коефіцієнт передачі характеризує відношення динамічного навантаження, що діє на несучу конструкцію, до максимальної збуджуючої сили, діючої на пружні елементи. Аналітично коефіцієнт передачі визначають за формулою

$$\mu_0 = \frac{1}{\left(\frac{p}{p_0} \right)^2 - 1} \quad (4.7)$$

Устаткування, прилади, матеріали

1 Вібраційний конвеєр із завантажувальним бункером і шнековим живильником.

2 Блок безступінчастого регулювання частоти обертання кривошипа з вбудованими приладами контролю: тахометром, регулятором оборотів, електросекундоміром і пусковою апаратурою з кнопками керування, лінійка сталевая, штангенциркуль, ємкості мірні - 3 шт., капрон у гранулах.

3 Вібраційний конвеєр підвісної конструкції з вільно коливною одномасною неврівноваженою системою має горизонтально встановлений жолоб, підвішений на пружних амортизаторах до нерухомих опорних стійок.

Для забезпечення коливань жолоба і переміщення вантажу в заданому напрямку використовують ексцентриковий привод із жорстким шатуном. Лінія дії спрямованої збуджуючої сили, що розвивається приводом, проходить через центр інерції жолоба під кутом напрямку коливань β до поздовжньої осі конвеєра.

У даному випадку $\beta = 30^\circ$. Привод має електродвигун з частотою обертання $n = 3000$ об/хв, з'єднаний за допомогою пасової передачі з валом кривошипа. Передаточне число пасової передачі $i_{nn} = 1,76$. Зміною подаваної на електродвигун напруги забезпечується безступінчасте регулювання його частоти обертання.

Ексцентриситет виконаний регульованим, регулювання безступінчасте в діапазоні 0...10 мм. Для зручності установки заданого ексцентриситету використана кругова шкала. Фіксацію кривошипа у визначеному положенні здійснюють стопорним гвинтом. Схема регульованого ексцентрикового привода показана на рис. 4.3.

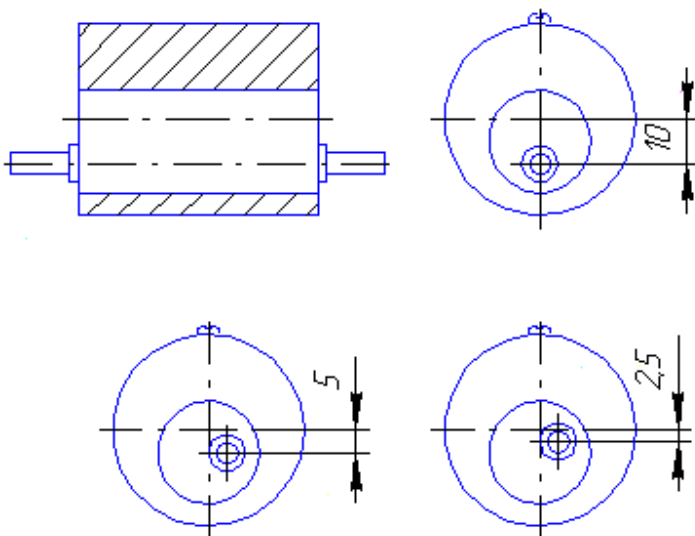


Рисунок 4.3 - Схема регульованого ексцентрикового привода

Зміст роботи

1 Накреслити схему досліджуваного вібраційного конвеєра.

2 Експериментально визначити швидкість руху насипного вантажу в жолобі конвеєра при різних амплітудах коливання системи.

3 Аналітично визначити розрахункові швидкості руху насипного вантажу і порівняти отримані значення з експериментальними даними.

4 Розрахувати частоту обертання кривошипа, при якій наступить резонанс, тобто збіг кутових частот змущених і власних коливань системи.

5 Визначити коефіцієнт передачі динамічних навантажень на опорні конструкції при максимальних і мінімальних кутових частотах змущених коливань, прийнятих при проведенні експерименту.

Методичні рекомендації і порядок виконання розділів роботи

При виконанні схеми конвеєра необхідно особливо виділяти пружну підвіску і привод з регульованим ексцентриситетом кривошипа.

Установивши і перевіrivши задану амплітуду і кутову частоту змущених коливань системи, провести досліди в наступній послідовності:

- перевірити роботу установки без насипного вантажу;
- засипати бункер вантажем до 80% його заповнення, вантаж що залишився висипати в мірну ємкість №1;
- ввімкнути живильник і вібраційний конвеєр, забезпечивши вихід його на стабільний режим завантаження жолоба; вивантаження вантажу з жолоба робити в мірну ємкість №2;
- одночасно з включенням електросекундоміра замінити ємкість №2 на порожню ємкість №3;
- через 5...8 с зробити зворотну заміну ємкостей, зупинивши секундомір і знявши з нього показання;
- визначити об'ємну продуктивність конвеєра, м³/с:

$$V = \frac{V_3}{t_{зав}}, \quad (4.8)$$

де V_3 – об'єм вантажу в ємкості №3, м³; $t_{зав}$ – час завантаження ємкості №3, с;

- виміряти висоту шару вантажу в жолобі зупиненого конвеєра й

обчислити площу поперечного перерізу вантажу F в жолобі;

- обчислити швидкість руху вантажу в жолобі на основі експериментальних даних, м/с:

$$u_{екс} = \frac{V}{F}, \quad (4.9)$$

Використовуючи формули (4.1), (4.2) і (4.5), визначити розрахункові значення швидкості вантажу в жолобі при різних заданих в експерименті значеннях амплітуди і кутової частоти змущених коливань системи.

Для визначення частоти обертання кривошипа, при якій наступить резонанс, необхідно порахувати і заміряти: n_{np} – число пружин пружного підвісу; i – число витків однієї пружини; d – діаметр дроту пружини, м; D_{cp} – середній діаметр пружини, м; G – модуль пружності сталі при зсуві, $G = 8 \cdot 10^{10}$ Па; M – масу коливних частин навантаженого конвеєра, кг:

$$M = M_{жс} + \lambda M_{\epsilon}, \quad (4.10)$$

де $M_{жс}$ – маса жолоба (у даному випадку 1,15 кг);

λ – коефіцієнт обліку коливної маси вантажу (вважаємо збільшено $\lambda = 0,15$);

M_{ϵ} – маса вантажу, кг:

$$M_{\epsilon} = 1000 F L_{жс} \rho_0, \quad (4.11)$$

де F – площа поперечного перерізу вантажу в жолобі, м²;

$L_{жс}$ – довжина жолоба, м; ρ_0 – об'ємна маса капрону ($\rho_0 = 0,74$ т/м³);

- жорсткість пружного підвісу жолоба, Н/м:

$$\sum \mathcal{K} = n_{np} \frac{Gd}{8i \left(\frac{D_{cp}}{d} \right)^3}, \quad (4.12)$$

- кутову частоту власних коливань системи, с⁻¹:

$$\rho_0 = \sqrt{\frac{\sum \mathcal{K}}{M}},$$

Частота обертання кривошипа при резонансі системи, об/хв:

$$n = \frac{30 p_0}{\pi}, \quad (4.13)$$

Коефіцієнт передачі динамічних навантажень на опорні конструкції визначають за формулою (4.7). Кожна підгрупа виконує експерименти лише при одній з кутових частот змущених коливань і при трьох значеннях амплітуд коливань. Кожний із трьох дослідів з різними амплітудами повторюють тричі.

Зміст звіту

Звіт по роботі повинен містити схему вібраційного конвеєра; таблицю з результатами експерименту (табл. 4.1);

Таблиця 4.1 - Результати експерименту

Номер дослід	A м	V_3 м ³	$t_{зав}$ с	V м ³ /с	h м	$\frac{b_0 + b_n}{2}$ м	F м ²	$u_{екс}$ м/с	$u_{екс}^{cp}$ м/с	K_p (4.1)	u м/с (4.5)
1											
2											
3											
4											
5											
6											
7											
8											
9											

графік $u=f(A)$ за даними експерименту і розрахунку; розрахунок частоти обертання кривошипа при виході на резонансний режим; розрахунок коефіцієнта передачі динамічних навантажень; стислий аналіз отриманих результатів.

Контрольні питання

1 Чому мікрополіт часток матеріалу, що транспортується, на жолобі вібраційного конвеєра відбувається лише при коефіцієнті режиму роботи $K_p > 1$?

2 Які фактори визначають кутову частоту змушених коливань системи?

3 Які фактори визначають кутову частоту власних коливань системи?

4 Яке налаштування пружних елементів вібраційних конвеєрів є раціональним?

5 Як визначається маса коливних частин навантаженого вібраційного конвеєра?

6 Основні параметри, що характеризують коливальний процес жолоба вібраційного конвеєра.

7 Покажіть на схемі вібраційного конвеєра і на діючому конвеєрі кут напрямку коливань [1; 3; 6].

ЛАБОРАТОРНА РОБОТА №5

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ І ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОДУКТИВНОСТІ СТРІЧКОВОГО КОНВЕЄРА

Мета роботи – вивчити конструкцію стрічкового конвеєра і виявити фактори, що впливають на його продуктивність.

Короткі теоретичні положення

Стрічкові конвеєри набули широкого застосування у всіх галузях промисловості завдяки своїм високим експлуатаційним якостям: переміщення матеріалу на суцільній несучій поверхні, висока продуктивність, безшумність у роботі; простота конструкції і відносно невелика маса.

Продуктивність стрічкових конвеєрів залежить від ширини і швидкості руху стрічки [3].

Якщо конвеєр переміщає вантаж зі швидкістю u м/с, а на кожному метрі конвеєра знаходиться маса вантажу q кг/м, то за 1 с конвеєр переміщає вантаж qu кг/с. Продуктивність по масі прийнято виражати в тонно-годинах; якщо помножимо qu на 3600 с/год, одержимо продуктивність у кілограм-годинах, а розділивши на 1000 кг/т, одержимо, т/год:

$$Q = 3,6qu, \quad (5.1)$$

При русі вантажу безупинним потоком постійного перерізу маса вантажу на 1 м стрічки, кг/м:

$$q = 1000F\rho_0\psi, \quad (5.2)$$

де F – площа поперечного перерізу вантажу на конвеєрі, м² (рис. 5.1);

ρ_0 – об'ємна маса насипного вантажу, т/м³;

ψ – коефіцієнт наповнення (вважаємо $\psi = 0,9$).

Продуктивність по масі, т/год:

$$Q = 3600Fu\rho_0\psi, \quad (5.3)$$

Продуктивність по об'єму, м³/год:

$$V = 3600Fu\psi, \quad (5.4)$$

Площа поперечного перерізу вантажу F залежить від ширини

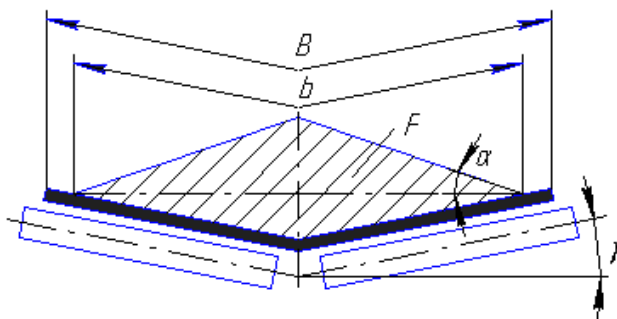
стрічки B , м; форми жолобчатості стрічки, створюваної роликоопорами, тобто від числа роликів на одній опорі і кута нахилу роликів до горизонту; кута природного укошу насипного вантажу α в стані руху (табл. 5.1).

Таблиця 5.1 - Характеристика насипних вантажів[6]

Номер завдання	Найменування насипного вантажу	Об'ємна маса ρ_0 , т/м ³	Кут природного укошу в стані спокою α_n , град	Кут природного укошу в стані руху $\alpha = 0,6\alpha_n$, град
1	Агломерат свинцевий	3,5	50	30
2	Залізний концентрат	2,8	45	27
3	Боксит	1,8	35	21
4	Вугілля кам'яне	0,85	40	24
5	Ячмінь	0,65	27	16

Щоб уникнути опадання вантажу по краях стрічки повинні бути вільні поля, тому в розрахунках вважають, що ширина основи вантажу на стрічці, м:

$$b = (0,9B - 0,05), \quad (5.5)$$



а – плоскій; б – жолобчастий.

Рисунок 5.1 - Переріз насипного вантажу на стрічці

Розрахункові перерізи насипного вантажу на плоскій стрічці і стрічці, у якої жолобчатість забезпечується двома роликами, нахиленими до горизонту під кутом γ , показані на рис. 5.1.

Потужність привода стрічкового конвеєра, кВт:

$$P = \frac{k_3 \sum W u}{1000 \eta_p}, \quad (5.6)$$

де k_3 – коефіцієнт запасу (у даному випадку $k_3 = 1,2$);
 $\sum W$ – повний опір руху стрічки горизонтального стрічкового конвеєра малої довжини, Н:

$$\sum W = k \left(q + 2q_c + q_p' + q_p'' \right) L_k g w, \quad (5.7)$$

де u – швидкість стрічки, м/с;

η_p – ККД планетарного редуктора (у даному випадку $\eta_p = 0,95$);

k – коефіцієнт, що враховує опір на кінцевих барабанах (для конвеєрів довжиною до 6м $k = 6$);

q – погонна маса вантажу, кг/м:

$$q = \frac{Q}{3,6u}, \quad (5.8)$$

де q_c – погонна маса стрічки, кг/м:

$$q_c = 1100 B \delta_c, \quad (5.9)$$

де δ_c – товщина стрічки, м; q_p' і q_p'' – погонна маса обертових частин роликів відповідно на верхній і нижній вітках конвеєра, кг/м:

$$q_p' = \frac{G_{рол}'}{t_{рол}'} \quad (5.10)$$

$$q_p'' = \frac{G_{рол}''}{t_{рол}''} \quad (5.11)$$

де $G_{рол}^{'}$ і $G_{рол}^{''}$ – маса обертових частин роликів відповідно на верхній і нижній вітках (у даному випадку $G_{рол}^{'}=4$ кг; $G_{рол}^{''}=3,5$ кг), кг;

$t_{рол}^{'}$ і $t_{рол}^{''}$ – відстань між роlikоопорами відповідно на верхній і нижній вітках конвеєра, м;

L_K – довжина конвеєра, м;

g – прискорення сили ваги ($g=9,81$ м/с²);

w – коефіцієнт опору пересуванню стрічки (у даному випадку $w=0,025$).

Устаткування, прилади, матеріали

Макет двороликової опори верхньої вітки конвеєра з кутом нахилу роликів, що змінюється, електросекундомір, лінійка сталева, рулетка.

Стрічковий конвеєр. На несучій рамі 6 конвеєра (рис. 5.2) змонтовані роlikоопори верхньої 5 і нижньої 4 віток. Натяжний барабан 1 із гвинтовими натяжними пристроями 2 встановлений у головній (по ходу стрічки) частині конвеєра, а приводний барабан 7 – у хвостовій. Конвеєрна гумовотканинна стрічка 3 замкнута відносно кінцевих барабанів і утворює жолоб на вантажній вітці конвеєра.

Мотор-барабан конвеєра (рис. 5.3) складається з корпусу барабана, електродвигуна, вал якого з'єднаний з центральним зубчастим колесом планетарного редуктора 5. Обертання передається на великі сателіти 4. Сателіти 2, обкатуючись по нерухомому зубчастому вінці 1, обертають водило 3 і з'єднаний з ним корпус приводного барабана 7.

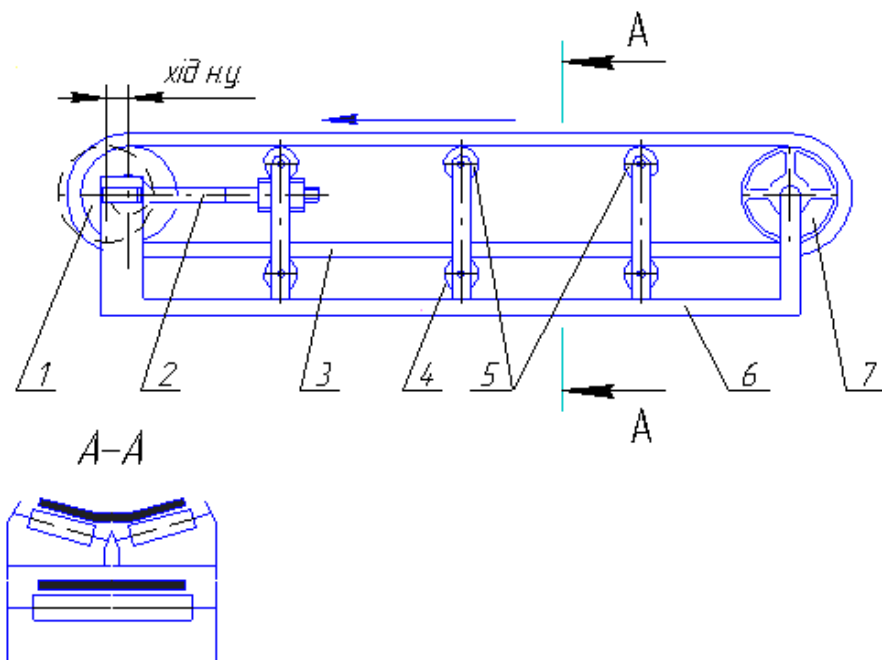


Рисунок 5.2 - Схема стрічкового конвеєра

Зміст роботи

- 1 Накреслити схему досліджуваного стрічкового конвеєра.
- 2 Заміряти діаметр приводного барабана.
- 3 Визначити число обертів приводного барабана.
- 4 Заміряти довжину стрічки конвеєра з урахуванням довжини перегинів на кінцевих барабанах, ширину стрічки B і її товщину δ_n .
- 5 Заміряти відстань між роликоопорами на верхній і нижній вітках конвеєра.
- 6 Визначити швидкість стрічки аналітично й експериментально за допомогою рулетки і секундоміра.
- 7 Визначити продуктивність конвеєра по масі й об'єму при переміщенні заданого виду насипного вантажу, вважаючи ролики верхньої вітки нахиленими під такими кутами, град: 0, 10, 20, 30, 40.
- 8 Побудувати графік зміни продуктивності по об'єму в

залежності від кута нахилу роликів.

9 Визначити необхідну потужність двигуна привода при роботі конвеєра з найбільшою розрахунковою продуктивністю.

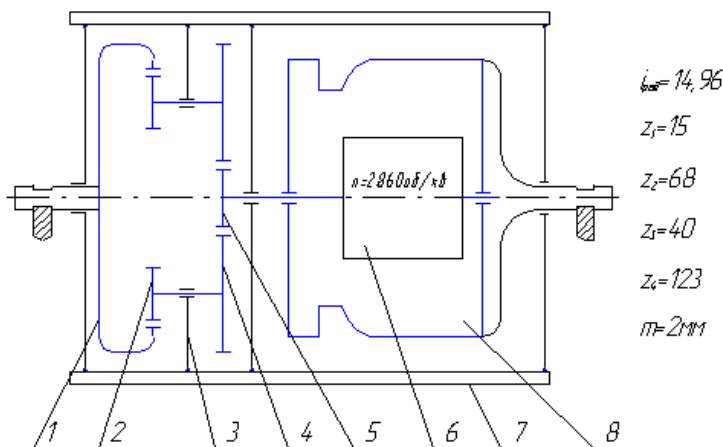


Рисунок 5.3 - Схема мотор-барабана

Методичні рекомендації і порядок виконання розділів роботи

Оскільки в даній роботі об'єктом дослідження є діючий швидкісний стрічковий конвеєр, при виконанні роботи необхідно виконувати правила техніки безпеки відповідно до ДСТУ EN 620:2022 [3].

Після детального ознайомлення з даною інструкцією проводять необхідні виміри і виконують розрахунки, передбачені змістом роботи.

Кожен студент при виконанні роботи використовує дані для одного з насипних вантажів (див. табл. 5.1).

Зміст звіту

Звіт по роботі повинен містити: схему стрічкового конвеєра; результати вимірів параметрів конвеєра; результати вимірів і розрахунку швидкості руху стрічки; результати розрахунку продуктивності стрічкового конвеєра; графік зміни об'ємної

продуктивності від кута нахилу роликів; розрахунок необхідної потужності двигуна; стислий аналіз отриманих результатів.

Контрольні питання

1 Які фактори визначають продуктивність стрічкового конвеєра?

2 Як впливає на розрахункову продуктивність конвеєра кут нахилу роликів вантажної вітки конвеєра?

3 Як впливає на розрахункову продуктивність конвеєра кут природного укосу насипного вантажу?

4 Які фактори визначають розрахункову потужність привода стрічкового конвеєра?

5 Як визначити погонну масу вантажу на стрічці, знаючи продуктивність конвеєра і швидкість стрічки?

6 Які функції виконує конвеєрна стрічка стрічкового конвеєра?

7 Як визначити швидкість стрічки конвеєра, якщо відомий діаметр приводного барабана і частота його обертання?

Перелік джерел посилання

1. Дереза О.О. Машины безперервного транспорту : навч. посіб. / О.О. Дереза. Мелітополь : Таврійський державний агротехн. ун-т, 2016. 108 с.
2. Ляшук О. Монографія : створення та модернізація транспортно-технологічних систем / О. Ляшук. 2019. ISBN 978-617-7331-96-3. (монографія, розділи по транспортуючих машинах і розрахунках робочих органів). [Електрон. ресурс].
3. ДСТУ EN 620:2022. Підіймально-транспортувальне устаткування та системи неперервної дії. Конвеєри стрічкові стаціонарні для сипких матеріалів. Вимоги щодо безпеки (EN 620:2021, IDT). Київ : ДП «УкрНДНЦ», 2022.
4. Слободян Н.М., Пономарчук І.А. Вантажопідйомні машини : навч. посіб. / Н.М. Слободян, І.А. Пономарчук. Вінниця : ВНТУ, 2020. 224 с.
5. Воляннюк В.О., Горбатюк Є.В., Федішин Б.М. Вантажно-розвантажувальні машини логістичних систем : навч. посіб. / В.О. Воляннюк, Є.В. Горбатюк, Б.М. Федішин. Київ : КНУБА, 2025. 289 с.
6. Пшінько О.М., Кравець С. В., Кравець В. П. Будівельні машини та обладнання : підручник./О.М. Пшінько, С.В. Кравець, В.П. Кравець. Дніпро : ДНУЗТ, 2016. 528 с.