

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА РОБОТА

01.09. – МР.463”С” 2023.28.03 13ПЗ

Мельник Іван Вікторович

2023 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Затверджую
Завідувач кафедри
Конструювання машин
(назва кафедри)
Ловейкін В.С.
(підпис)
“ ” 20__ р.

ЗАВДАННЯ

на магістерську роботу

студенту (слухачу) Мельника Івана Вікторовича
Тема роботи: «Обґрунтування конструкційно-технологічних параметрів скребкового конвеєра для переміщення сипких вантажів безшарнірним тяговим органом»

НУБІП України

Затверджена наказом ректора НУБіП від _____ 2023 року № 463 «С»

Термін здачі студентом закінченої роботи _____ 2023 року
(рік, місяць, число)

НУБІП України

- Вихідні дані до роботи:
- Продуктивність, $Q = 10$ т/год;
 - Довжина конвеєра: $L = 8$ м;
 - Матеріал, що транспортується – жито;
 - Кут нахилу конвеєра, $\beta = 29^\circ$;
 - Швидкість руху, $v = 1,7$ м/с;
 - Об'ємна маса вантажу, $\rho = 800$ кг/м³;
 - Кут природного укосу, $\varphi_0 = 32^\circ$;
 - Коефіцієнт заповнення, $\psi = 0,55$

НУБІП України

Зміст розрахунково-пояснювальної записки

- Вступ
- Розділ 1. Аналіз конструкції та принцип роботи скребкових конвеєрів
- Розділ 2. Обґрунтування конструкційно-технологічних параметрів скребкового конвеєра із безшарнірним тяговим органом
- Розділ 3. Економічне обґрунтування проекту
- Висновки
- Список використаної літератури
- Додатки

НУБІП України

Керівник магістерської роботи _____ / Рибалко В.М. /

Студент _____ / Мельник І.В.

НУБІП України

Дата видачі завдання
“ ” 2023 р.

Реферат.....5

Вступ.....6

1. Аналіз конструкції та принцип роботи скребкових конвейєрів.....7

1.1. Призначення та будова скребкових конвеєрів.....7

1.2. Тягові органи скребкових конвеєрів та їхні недоліки.....13

1.3. Методика розрахунку скребкових конвеєрів.....21

2. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів скребкового конвеєра із канатним тяговим органом.....31

2.1. Конструкція запропонованого конвеєра.....31

2.2. Технологічні показники запропонованого конвеєра.....34

2.3. Обґрунтування параметрів основних конструктивних елементів конвеєра.....42

3. Економічна ефективність проекту.....44

Висновки.....56

Список літератури.....57

Додатки.....60

НУБІП України

НУБІП України

РЕФЕРАТ

НУБІП України

Пояснювальна записка дипломного проекту складається з 50 сторінок машинописного тексту на сторінках формату А4, 3 розділів, висновків, списку використаної літератури, презентації з кресленнями деталей і вузлів досліджуваних.

НУБІП України

Тема дипломного проекту «Обґрунтування конструкційно-технологічних параметрів скребкового конвеєра для переміщення сипких вантажів без шарнірним тяговим органом».

НУБІП України

У дипломному проекті проаналізовані конструкція та робота скребкових конвеєрів, запропонована і аналітично досліджена будова і процес роботи скребкових конвеєрів із гнучким безшарнірним тяговим органом.

НУБІП України

Ключові слова: скребковий конвеєр, безшарнірний тяговий орган, стійкість скребка, жорсткість пружини.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Високопродуктивна робота сучасного підприємства неможлива без правильно організованих і надійно працюючих засобів промислового транспорту, які грають дуже важливу роль у підвищенні продуктивності праці, збільшенні кількості випуску продукції, звільненні працівників від важких та трудомістких транспортних і навантажувально-розвантажувальних робіт.

Зовнішнє промислове транспортування в більшості випадків забезпечується засобами автомобільного, залізничного, водного та повітряного транспорту. Але в окремих випадках, за відповідних умов, з успіхом використовують види безперервного транспорту, а саме – конвеєрний.

В якості засобів внутрізаводського транспорту, особливо при транспортуванні насипних вантажів, значного поширення набули конвеєри різних типів, які мають високу продуктивність і є більш економічними, ніж інші види транспорту.

Скребокві транспортери застосовуються в сільському господарстві для переміщення зерна, коренеплодів, гною, силосної маси, комбікормів і т.д. Вони використовуються як у вигляді самостійних машин, так і у вигляді механізмів, вбудованих в складні машини.

Галузі застосування скребокві конвеєрів дуже різноманітні; транспортування пороховидних, зернистих, кускових, насипних і гарячих матеріалів (попіл, шлаки та ін.), різних вантажів хімічної, харчової, металургійної промисловості, механізація сільськогосподарського виробництва.

Переваги цього типу конвеєрів: простота конструкції; можливість переміщати практично будь-які сипкі матеріали, в тому числі хімічно активні, гарячі та ін.; допускають великий кут нахилу (30...40° для звичайних і 50° для ящикових скребокві); простота завантаження та розвантаження; можливість герметизації при переміщенні пильних чи газовиділяючих матеріалів

НУБІП України

1.1. Призначення та будова скребкових конвеєрів.

Скребкові транспортери застосовуються в сільському господарстві для переміщення зерна, коренеплодів, гною, силосної маси, комбікормів і т.д. Вони використовуються як у вигляді самостійних машин, так і у вигляді механізмів, вбудованих в складні машини.

Як самостійні машини скребкові транспортери бувають: стаціонарні, пересувні, переносні, самохідні.

Скребкові конвеєри (рис. 1.1, а) складаються з нерухомого відкритого чи закритого жолоба 8, яким рухається замкнений ланцюг 2 зі скребками 3, обгинаючи приводні 1 та натяжні 5 зірочки. Ролики 6 ланцюга котяться по напрямних 4, закріплених на станині конвеєра. Приводні зірочки обертаються від привода, який складається з двигуна, редуктора і сполучної муфти. Вал натяжних зірочок монтується на опорах і за допомогою гвинтового механізму переміщується по напрямних.

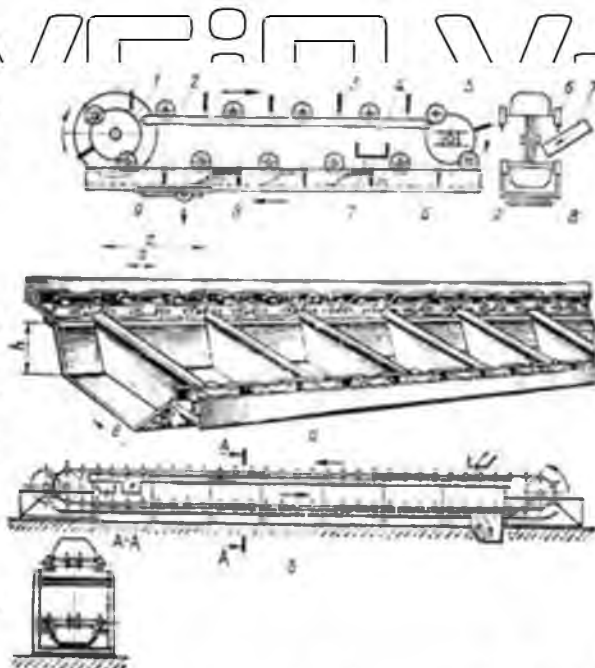


Рис. 1.1. Скребкові конвеєри порційного велочіття

Завантажувальним пристроєм 7 матеріал засипається в будь-якому місці по трасі конвеєра. Розвантаження виконується в кінці конвеєра або в іншому місці

крізь випускні отвори в днищі жолоба, які відкриваються і закриваються шибєрними затворами 9.

Галузь застосування скребокoвих конвеєрiв дуже рiвноманiтнi; транспортування пороховидних, зернистих, кускових, насипних i гарячих матерiалів (попiл, шлаки та iн.), рiзних вантажiв хiмiчної, харчової, металургiйної промисловостi, механiзацiя сiльськогосподарського виробництва. Найширше скребокoвi конвеєри застосовуються в гiрничовидобувнiй промисловостi для транспортування корисних копалин у лавах, забоях, на збагачувальних фабриках.

Переваги цього типу конвеєрiв: простота конструкцiї; можливість перемiщати практично будь-якi сипкi матерiали, в тому числi хiмiчно активнi, гарячi та iн.; допускають великий кут нахилу (30...40°); простота завантаження та розвантаження; можливість герметизацiї при перемiщеннi пильних чи газовидiляючих матерiалів. Недолiки: подрiбнення матерiалів (тому їх не використовують для транспортування, наприклад, кокеу); значне спрацювання скребокiв i жолобiв; велика витрата енергiї.

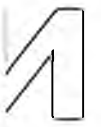
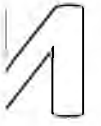
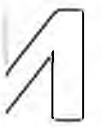


Вид 1

НУБІП

України

НИ



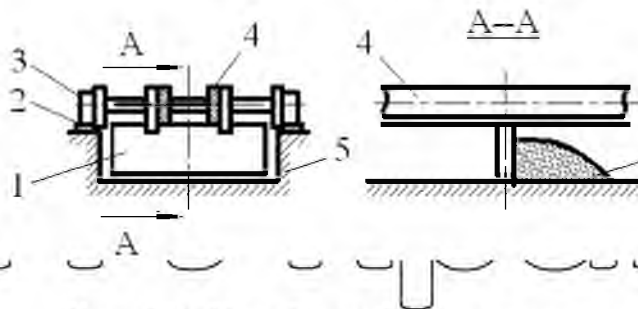
Вид 2.

Рис. 1.2. Скребоквий конвеєр.

НУБІП України

Так, наприклад, вантаж 6 рухається в нерухомому жолобі 5 (рис.3) і проштовхується окремими порціями перед скребками 1, які закріплені до тягового ланцюга 4 що спирається ходовими катками 3 на направляючі 2.

НУБІП України



НУБІП

НИ

Рис. 1.3. Скребоквий транспортер.

НУБІП України

За характером роботи і конструктивними особливостями скребкові транспортери поділяють на горизонтальні і похилі, з верхньою або нижньою робочою віткою, порційного (вантаж розміщений вздовж шляху

транспортування порціями) або суцільного волочиння (безперервний шар вантажу) рисунок.

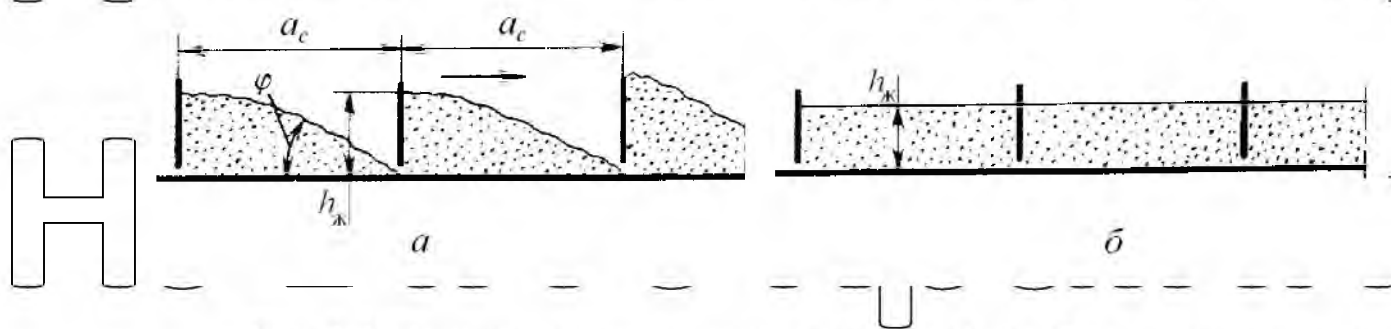


Рис. 1.4. Транспортування вантажу: а – порціями; б – суцільним шаром

Тяговим органом скребоквих транспортерів є ланцюг, трос чи пас, до якого кріпляться скребки. Таких тягових органів може бути один або два.

Основні переваги скребоквих транспортерів полягають в простоті конструкції, низькій вартості і зручності завантаження і розвантаження в будь-якій точці вздовж транспортера, а при необхідності і в декількох точках одразу. Серйозними недоліками скребоквих транспортерів є: спрацювання деталей що труться (скребоків і жолоба) і подрібнення транспортуючого вантажу. Окрім того, в скребоквих транспортерах витрачається на транспортування вантажу більше енергії, ніж в лоткових чи в пластинчастих.

За уваги вказаних недоліків скребокві транспортери (особливо ланцюгові) не застосовують для транспортування вантажу на великі відстані і їх довжина рідко перевищує 50 м.

Довжина канатних (тросових) скребоквих транспортерів іноколи досягає декількох сот метрів.

Скребокві конвеєри поділяють:

1. За формою і висотою скребка:
 - а) з високими суцільними скребками;
 - б) з низькими суцільними скребками;

в) з контурними скребками.

2. За кількістю ланцюгів:

а) одноланцюгові;

б) двохланцюгові;

в) трьохланцюгові;

3. За характером установки на робочому місці:

а) стаціонарні;

б) пересувні згинні;

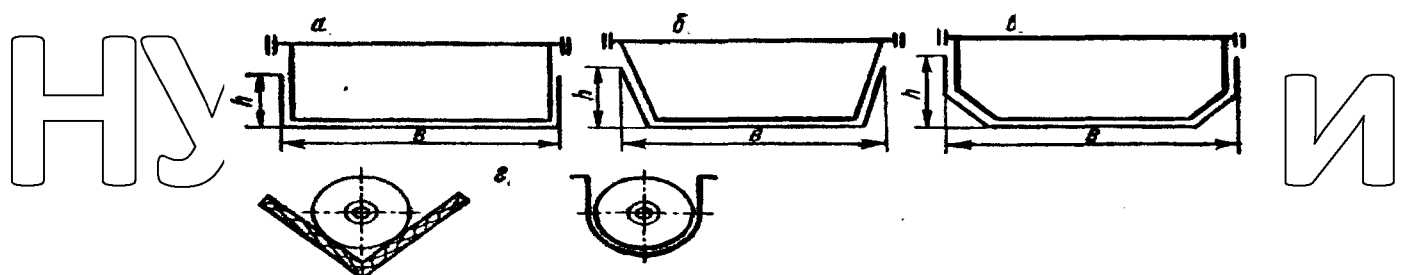
в) переносні розбірні.

Скребок транспортера з листової сталі виготовляється товщиною 3...8 мм. На нижню кромку скребка, яка треться по жолобу, інколи для збільшення строку роботи роблять наплавку. В деяких випадках застосовують пластмасові скребки.

У транспортерів, призначених для переміщення зерна, робоча частина скребка виготовляється із прогумованої багат шарової тканини.

Вазор між скребками та жолобом складає 3...6 мм. Крок скребок дорівнює двом крокам ланцюга: $P_c = 2P$ (320...800 мм), для кускових вантажів крок повинен бути більше розміру найбільшого куска ($P_c \geq 1,5a_{max}$).

Скребки для порційного транспортування бувають за формою (рис. 1.5.) прямокутні, прямокутні із скошеними кутами, трапецідальні і дискові. Крім плоских скребок застосовуються також увігнуті



НУБІП УКРАЇНИ

Рис. 1.5. Форма жолобів і скребоків скребкового транспортера.

- а - прямокутна; б - трапецеїдальна; в - зі зрізаними кутами,
г - жолоб для круглих дискових скребоків.

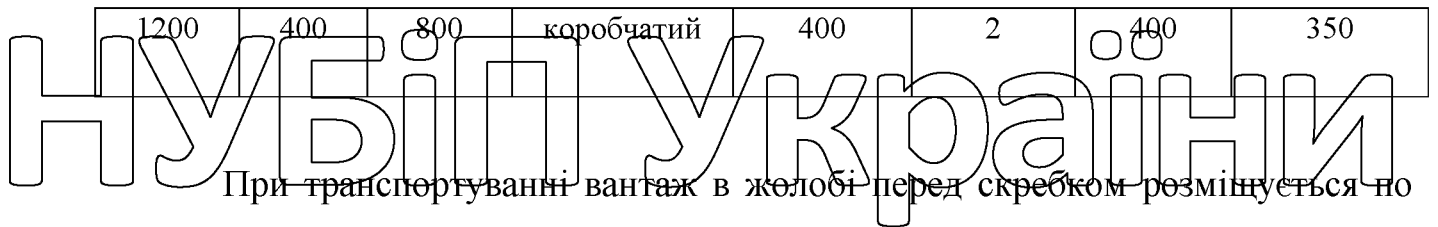
НУБІП УКРАЇНИ

Основні розміри скребоків вибирають залежно від роду вантажу і його властивостей, продуктивності транспортера і напрямку транспортування.

Таблиця 1.1

Деякі параметри скребкових транспортерів

Розміри скребка, мм		Крок скребоків P_c , мм	Тип скребка	Крок ланцюга, P_l , мм	Кількість тягових ланцюгів	Допустимі найбільші розміри кусків вантажу, мм	
Ширина B_c	Висота h_c					Рядового	сортованого
200	100	320	консольний	160	1	50	30
250	125	320	консольний	160	1	60	40
320	160	500	консольний	250	1	80	50
400	200	500	консольний та симетричний	250	2	180	120
500	200	630	коробчатий	315	2	220	150
650	250	630	коробчатий	315	2	300	200
800	250	630	коробчатий	315	2	300	220
1000	320	800	коробчатий	400	2	350	300



При транспортуванні вантаж в жолобі перед скребком розміщується по формі нерівнобокої трапеції (рис. 1.5. а) з кутом φ , близьким до кута природного

укосу в русі. Тоді можна визначити розрахункову площу S переріза вантажу в жолобі з урахуванням середнього коефіцієнта заповнення жолоба ψ , відношення об'єму вантажу на ділянці між скребками до геометричного об'єму цієї ділянки.

На основі експериментальних випробувань приймають $\psi = 0,5...0,6$ для

легкосипучих м'яких вантажів і $\psi = 0,7...0,8$ для поганосипучих кускових вантажів.

1.2. Тягові органи скребоквих конвейерів та їхні недоліки

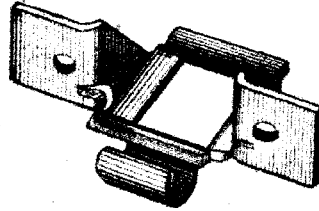
В скребоквих транспортерах в якості тягового органа використовують ланцюги і металеві канати (троси). Ланцюги можуть бути різноманітними – від простих круглоланкових, кованих і до складних з ланками з ковкого чавуна чи штамповані. При підборі ланцюгів для скребкового конвеєра необхідно враховувати умови, в яких працюють ланки ланцюга (звичайно без змащення, забруднені транспортуючим вантажем), і необхідність пристосовувати форму ланки до даного скребка. Так, наприклад, ланки, приведені на рис. 1.5. а, виготовлені з ковкого чавуну, мають приливи з отворами для кріплення скребків необхідних розмірів і форми.

На рис. 1.5. б, в зображені сталеві ланцюги, ланки яких також пристосовані для кріплення скребків. Чим більша поверхня дотику ланок ланцюга і чим краще закриті шарніри від потрапляння до них пилу, тим довше буде працювати ланцюг, тим більше він підійде до умов роботи скребоквих транспортерів.

Як було зазначено, в скребкових транспортерах застосовують один ланцюг - при легкій роботі і два ланцюга - при важкій роботі. В останньому випадку ланцюги кріплять з боків скребка.

НУБІ

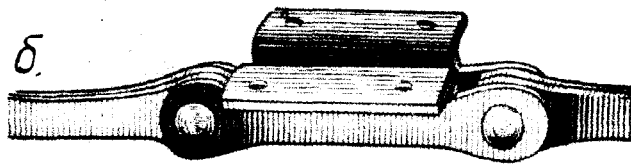
а



ІНИ

НУБІ

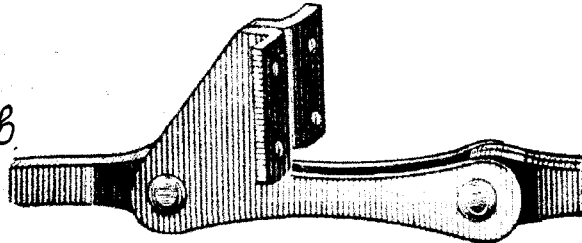
б



ІНИ

НУБІ

в



ІНИ

НУБІП УКРАЇНИ

Рис. 16. Ланцюги для кріплення скребків.

Круглоланкові ланцюги доцільно застосовувати при транспортуванні пилоподібних і зернистих абразивних вантажів, оскільки вони мають відкритий шарнір, що самоочищується. Ланцюгові конвеєри застосовують для переміщення сипучих та штучних вантажів. Основними вимогами тягових органів є:

- 1) велика гнучкість, що забезпечує вільне огинання барабанів, зірочок;
- 2) висока міцність у поєднанні з малою власною вагою;
- 3) простота і технологічність масового виготовлення;

4) низька вартість;
 5) висока довговічність та зносостійкість.
 6) зручність кріплення несучих та ходових деталей;

7) зручність і надійність передачі на тяговий елемент рушійної сили;
 8) мале подовження при робочому навантаженні

Існують основні параметри всіх типів ланцюгів. До них відносяться t - крок ланцюга (відстань між шарнірами), S - руйнуюче навантаження, q - вага одного метра (погонна вага).

Круглоланкові зварні ланцюги.

Залежно від співвідношень між кроком та шириною ланки ланцюга

виділяють

- 1) коротколанкові;
- 2) довголанкові.

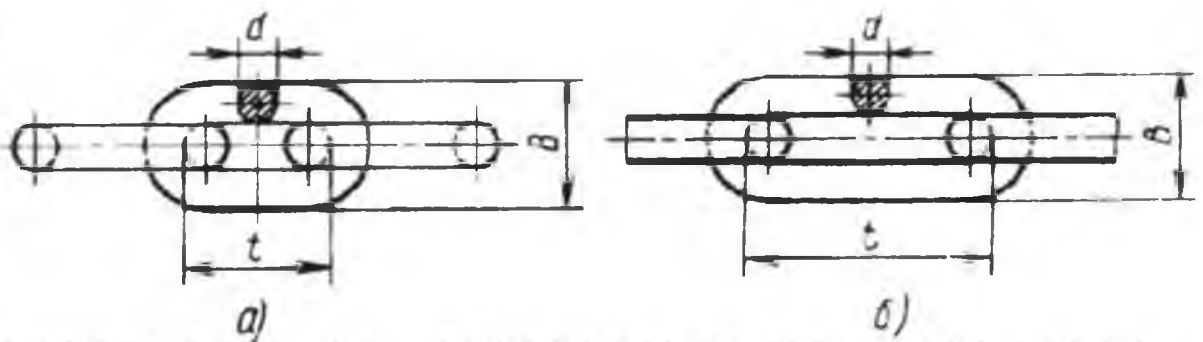


Рис. 1.7 Круглоланкові ланцюги: а - коротколанкова; б - довголанкова

Ланцюги виготовляють на спеціальних автоматах відрізками по 1..2 м з круглого сталевого стрижня марки Ст.2, Ст.3, сталью, 30ХГСА з термообробкою та без термообробки. Відрізки сполучають в процесі збірки разом з вантажонесучими елементами за допомогою спеціальних сполучних

ланок. НУБІП України

По точності виготовлення ланок ланцюги бувають:

1) що калібруються (відхилення кроку до $\pm 2,5\%$);

2) що не калібруються (відхилення кроку зверху $\pm 2,5\%$).

Ланцюги, що калібруються, застосовуються на конвеєрах з приводом на зірочці, що не калібруються - з приводом на фрикційному блоці. Достоїнствами круглоланкових зварних ланцюгів є простота конструкції і наявність шарнірів,

що самоочищаються, недоліками - недостатня точність виготовлення.

Перевірочний розрахунок ланок ланцюга здійснюється по НУБІП України

$$\text{руйнуючому навантаженню } S_p = nS_{\text{расч}} = n2 \frac{\pi d^2}{4} = [\sigma]_p \quad (1.1)$$

де n - коефіцієнт запасу, для середніх умов можна приймати $n = 10$;
 $S_{\text{расч}}$ - максимальне розрахункове натягнення ланцюга; d - діаметр стрижня ланцюга;

[σ]_p — напруга, що допускається, для матеріалу стрижня. Пластинчасті ланцюги. НУБІП України

По конструкції вузла шарніра підрозділяються на:

- 1) безвтулкові: а - безроликові; б - роликові
- 2) втулкові: а - безроликові; б - роликові
- 3) коткові: а - з безребордними котками; б - з ребордними котками. Ролики

мають діаметр менше ширини пластини і призначені для захисту від зносу валу або втулки при контакті із зубами зірочки. Котки мають діаметр більше ширини пластини і служать ходовими опорними пристроями. Можуть бути на підшипниках ковзання і кочення.

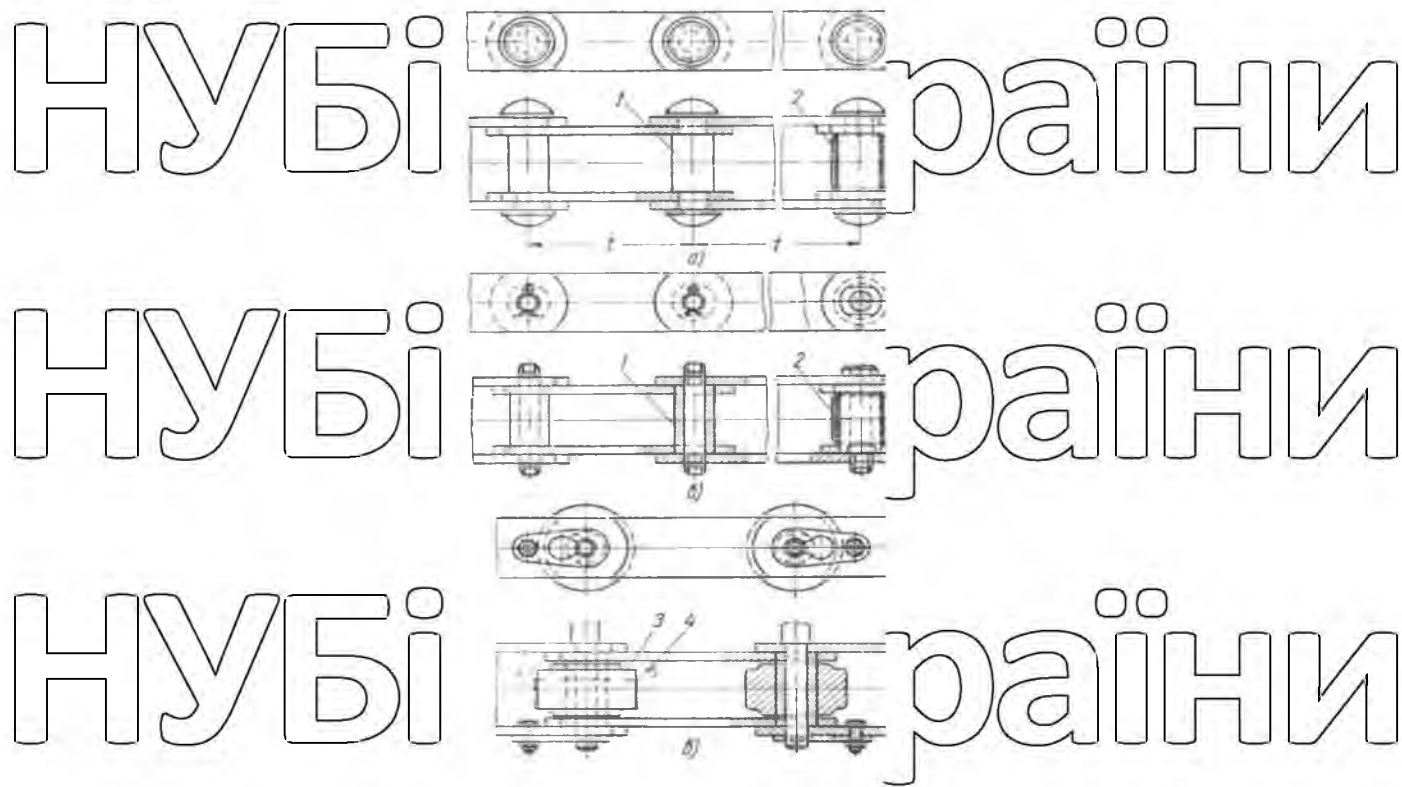


Рис. 1.8. Пластинчасті ланцюги: а - безвтулкові; б — втулкові; в — коткові

Найбільшого поширення в транспортуючих машинах набули втулкові ланцюги, як більш зносостійкі і довговічні. Безвтулкові ланцюги застосовуються в конвеєрах рідко і лише при малих швидкостях і невисоких навантаженнях.

Деталі ланцюга виготовляють із сталей 40, 50, 40Г2, 40Х з термообробкою.

Крок ланцюгів 63, 80, 100, 160, 200 і 250 мм. Ланцюг вважається одним з найбільш розновсюджених і знаходить широке застосування в конвеєрах різних типів, що мають просторову трасу. Холодноштампований ланцюг складається з зовнішньої 1 та внутрішньої ланок, штампованих із смуги, і точеного валу 3.

Внутрішньою ланкою служать дві однакові зімкнуті одна з одною пластини. Кут повороту ланок в площинності шарнірів складає 5...8°. Достоїнствами цього виду ланцюга є порівняно мала маса і можливість виготовлення із смуги на універсальному устаткуванні, недоліками - складність забезпечення спільної роботи здвоєних внутрішніх ланок і мала поперечна жорсткість. Ланцюги випускаються з кроком 100 мм і застосовуються в підвісних конвеєрах при чалих

навантаженнях.

НУБІП України

Опорні пристрої

Призначені для підтримки ходової частини конвеєра при її русі по трасі і обмеженню провисання гнучкого тягового елемента.

НУБІП України

Розділяються на:

1) із стаціонарно встановленими опорними роликами;

2) пристрої ковзаючого тертя; пристрої

НУБІП України

3) пристрої для ходової частини, що мають власні опорні катки.

Для конкретних конструкцій конвеєрів опорні пристрої вибираються залежно від типу ходової частини і умов експлуатації.

НУБІП України

Приводи

Служать для приведення в рух тягового і вантажонесучого елементів.

За способом передачі тягового зусилля розрізняють приводи:

НУБІП України

1) з передачею зусилля зчепленням;

2) з передачею зусилля тертям (фрикційні);

3) з передачею зусилля за допомогою електромагнітів.

НУБІП України

Приводи з передачею тягового зусилля зчепленням підрозділяють на:

1) кутові із зіркою або кулачковим блоком;

2) гусеничні із спеціальним приводним ланцюгом і кулаками;

НУБІП України

3) гусеничні з плоскими електромагнітами.

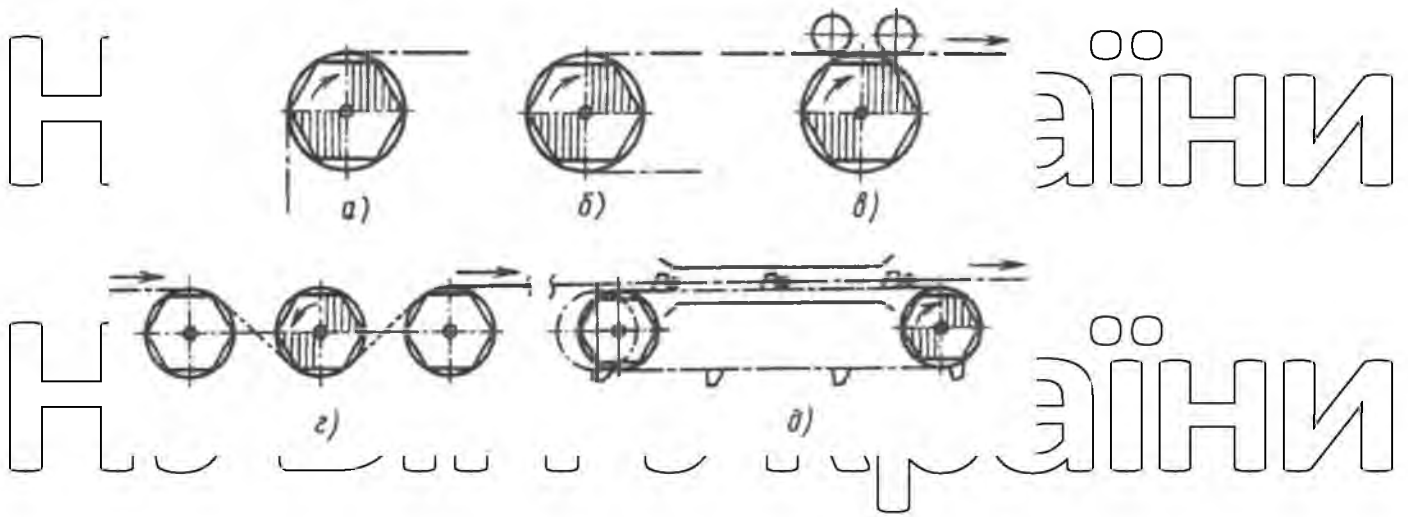


Рис. 1.9. Схема приводів з передачею тягового зусилля зчепленням:

а, б, в — кутових із зірочкою при повороті на 90° , 180° і на прямолінійній ділянці відповідно; г — з зірочкою на відхиленні ланцюга; д — прямолінійний (гусеничний)

По вигляду рушійній енергії приводи можуть бути:

- 1) електричними;
- 2) електрогідролічними;
- 3) пневматичними.

У електроприводах, ще набули переважного поширення, застосовуються асинхронні електродвигуни трифазного струму, найчастіше з короткозамкнутим ротором загального конструктивного виконання. Для багатопровідних конвеєрів застосовують двигуни з підвищеним ковзанням або з фазним ротором. Для конвеєрів важкого типу, а також при пульсуючому русі тягового елемента застосовують двигуни з підвищеним пусковим моментом.

Гідролічні і пневматичні приводи не знаходять широкого розповсюдження через низький ККД і застосовуються переважно в умовах висухонебезпечного середовища.

Привод, як правило, має один приводний двигун. За конструктивними міркуваннями, а також в тих випадках, коли неможливо підібрати двигун

достатньої потужності, можуть бути встановлені два або три двигуни, що працюють на один виконавчий орган.

Механізми передачі за конструкцією складових частин бувають:

1) редуктори;

2) набори з відкритих передач;

3) комбіновані, такі, що складаються з редуктора і додаткових відкритих зубчатих, ланцюгових або ремінних передач;

вбудовані.

Вхідний вал редуктора з валом електродвигуна з'єднуються за

допомогою муфт:

1) пружною втулково-пальцевою;

2) гідравлічною (турбомуфти);

3) електромагнітною.

Вихідний вал редуктора з валом виконавчого органу з'єднуються, як правило, жорсткою муфтою (зубчатою, ланцюговою, кулачковою та ін.) При необхідності на приводі може бути встановлене гальмо або останов.

На приводах конвеєрів з плавним регулюванням швидкості руху вантажонесучих елементів встановлюються варіатори. Найбільшого поширення набули варіатори з розсувними конусами і гнучким ременем. Для сучасного конвеєробудівництва перспективними є застосування лінійних асинхронних двигунів поступальної ходи.

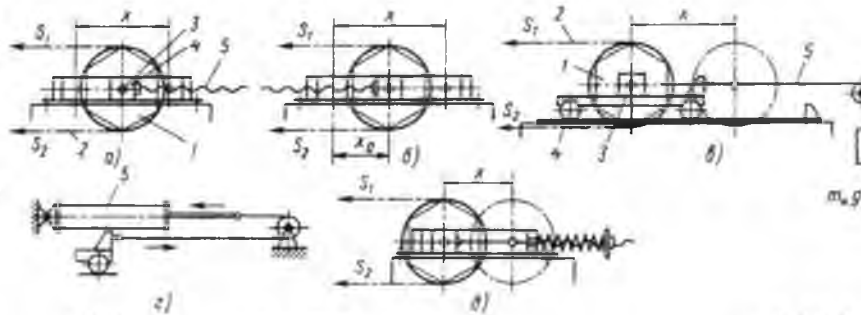
Натяжні пристрої

Натяжний пристрій служить для створення первинного (попереднього) натягнення гнучкого тягового елемента. Складається з поворотного пристрою 1 (барабана, зірочки, блоку, роликів, батарей та ін.), рухомих повзунків або

візків 4, на яких закріплюється вісь 3 поворотного пристрою та натяжного механізму 5.

НУБІП України

НУБІП України



НУБІП України

Рис. 1.10. Схеми натяжних пристроїв:

а і б - гвинтового; в - візочного; г - пневматичного (гидравлічного)

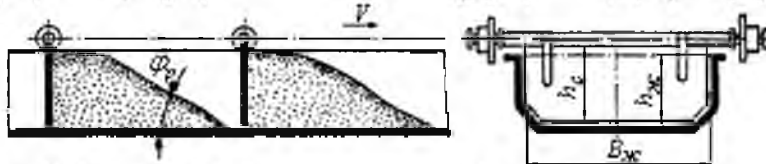
НУБІП України

1.3. Методика розрахунку скребкових конвеєрів

Визначення розмірів поперечного перерізу жолоба.

При переміщенні на дні жолоба (рис. 1.11) сипкий вантаж розміщується перед скребками під кутом нахилу, близьким до кута природнього укосу стану руху. Тому площа поперечного перерізу вантажу в жолобі враховується коефіцієнтом заповнення жолоба ψ .

НУБІП України



НУБІП України

Рис. 1.11. Схема до розрахунку розмірів жолоба

Продуктивність скребкового транспортера (т/год) визначається формулою:

$$\Pi = 3600SV\gamma\psi K_{\beta} = 3600B_{\text{жс}} h_{\text{жс}} V\gamma\psi K_{\beta}, \quad (1.2)$$

де S – площа поперечного перерізу жолоба, $S = B_{\text{жс}} h_{\text{жс}}$; V – швидкість руху скребків ($V = 0,1 \dots 0,5$ м/с); γ – щільність вантажу, т/м³; ψ – коефіцієнт заповнення жолоба ($\psi = 0,5 \dots 0,8$); K_{β} – коефіцієнт, який враховує зменшення об'єму вантажу перед скребками від збільшення кута нахилу транспортера ($K_{\beta} = 1$ при $\beta = 0^{\circ}$; $K_{\beta} = 0,85$ при $\beta = 10^{\circ}$; $K_{\beta} = 0,65$ при $\beta = 20^{\circ}$; $K_{\beta} = 0,5$ при $\beta = 30^{\circ} \dots 40^{\circ}$).

Коефіцієнт співвідношення ширини і висоти жолоба: $K' = B_{\text{жс}} / h_{\text{жс}}$, звідки

ширина жолоба:

$$B_{\text{жс}} = K' h_{\text{жс}}. \quad (1.3)$$

Тоді продуктивність: $\Pi = 3600K'^2 h_{\text{жс}}^2 V\gamma\psi K_{\beta}$, звідки робоча висота жолоба, м:

$$h_{\text{жс}} = \sqrt{\frac{\Pi}{3600K'^2 V\gamma\psi K_{\beta}}}. \quad (1.4)$$

Висота скребка: $h_c = h_{\text{жс}} + 25 \dots 50$ мм.

Ширину жолоба необхідно перевірити на відповідність найбільшому розміру куска вантажу:

- в дволанцюгових транспортерах

$$B_{\text{жс}} \geq (2 \dots 2,5) a'_{\text{max}} \quad \text{для рядового вантажу};$$

$$B_{\text{жс}} \geq (3 \dots 4) a'_{\text{max}} \quad \text{для сортового вантажу};$$

- в одностанцюгових транспортерах:

$$B_{\text{жс}} \geq (3 \dots 3,5) a'_{\text{max}} \quad \text{для рядового вантажу};$$

$$B_{\text{жс}} \geq (5 \dots 7) a'_{\text{max}} \quad \text{для сортового вантажу};$$

де a'_{max} – допустимі більші розміри кусків сортового вантажу.

Тяговий розрахунок

Сили натягу у вітках тягових ланцюгів скребкового транспортера визначають методом обходу контуру, викладеним раніше.

Точку 1 позначаємо в збіжній вітці приводної тягової зірочки (рис. 1.12).

Далі всю трасу транспортера поділяють на характерні відрізки по ходу руху ланцюга: прямолінійні та криволінійні (характерні точки 2, 3, 4).

Лінійна сила тяжіння вантажу, Н/м:

$$q = \Pi / \beta, \text{ м}^3/\text{м} \quad (1.5)$$

Лінійна сила тяжіння q_0 тягових ланцюгів і скребків, Н/м:

$$q_0 = K_c B_c \quad (1.6)$$

де K_c – емпіричний коефіцієнт, який рівний $K_c = 1500 \dots 2500$ (для дволанцюгових транспортерів) і $K_c = 900 \dots 1200$ (для одностанцюгових транспортерів); B_c – ширина скребка, м.

Найменша сила натягу тягового ланцюга для утримання скребків в робочому положенні:

$$F_{\min} = F_2 = 3000 \dots 10000 \text{ Н.}$$

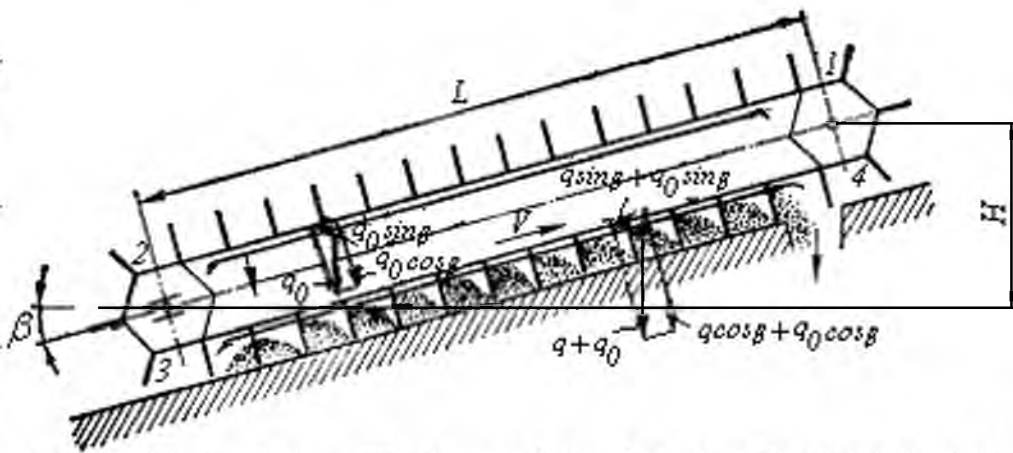


Рис. 1.12. Схема до тягового розрахунку скребкового транспортера

В горизонтальних транспортерах: $F_{\min} = F_1 = F_{36}$.

Горизонтальна довжина транспортера:

$$l_r = L \cos \beta. \quad (1.7)$$

Висота підйому вантажу:

$$H = L \sin \beta = l_r \operatorname{tg} \beta. \quad (1.8)$$

Сила натягу ланцюгів в точці 2:

$$F_2 = F_1 + F_{1-2} = F_1 + q_0 l_r (\omega - \operatorname{tg} \beta), \quad (1.9)$$

де ω – коефіцієнт опору руху ланцюгів з котками на підшипниках ковзання ($\omega = 0,1 \dots 0,13$), на підшипниках кочення ($\omega = 0,045$); F_{1-2} – сила опору на ділянці 1-2:

$$F_{1-2} = q_0 \cos \beta l (\omega - \operatorname{tg} \beta) = q_0 l_r (\omega - \operatorname{tg} \beta). \quad (1.10)$$

Тоді сила натягу ланцюгів в точці 1:

$$F_1 = F_2 - q_0 l_r (\omega - \operatorname{tg} \beta). \quad (1.11)$$

Сила натягу ланцюгів в точці 3:

$$F_3 = K_1 F_2, \quad (1.12)$$

де K_1 – коефіцієнт опору рухові ланцюга на натяжних зірочках, $K_1 \approx 1,05 \dots 1,1$.

Відрізок 3-4 навантажений вантажем, що переміщається.

Натяг ланцюгів в точці 4:

$$F_4 = F_3 + F_{on3-4} = F_3 + l_r(qf' + q_0\omega + (q + q_0)tg\beta), \quad (1.13)$$

де f' – коефіцієнт опору вантажу по жолобу, який враховує тертя вантажу по дну та стінках сталевого жолоба (для кам'яного вугілля великих кусків – $f' \approx 0,7 \dots 1$; для вугільного дріб'язку та пилу $f' \approx 0,6 \dots 0,7$; для інших вантажів – $f' \approx 1,1f$, де f – коефіцієнт тертя вантажу по дну жолоба; F_{on3-4} – сила опору на ділянці 3-4:

$$F_{on3-4} = q \cos\beta l f' + q_0 \cos\beta l \omega + q \sin\beta l + q_0 \sin\beta l = l_r(qf' + q_0\omega + (q + q_0)tg\beta). \quad (1.14)$$

Тягова (колова) сила на приводних зірочках:

$$F_t = F_4 - F_1 + \cos(F_4 - F_1). \quad (1.15)$$

Необхідна потужність електродвигуна:

$$P_{об} = K_3 F_t v / 10^3 \eta_3, \quad (1.16)$$

де K_3 – коефіцієнт запасу, $K_3 = 1,2 \dots 1,25$; η_3 – к. к. д. привода, $\eta_3 = 0,8 \dots 0,85$.

При двох тягових ланцюгах останній вибирається по найбільшій розрахунковій рушійній силі з запасом міцності $S = 6 \dots 8$:

$$F_{розр} = S(0,6 \dots 0,7)F_4. \quad (1.17)$$

НУБІП України

Рами ланцюгових транспортерів будова рам пластинчастих та скребкових транспортерів децю нагадує конструкцію рами стрічкового транспортера. Вони виконуються зварними із кутникового та швелерного сталевого прокату.

НУБІП України

Кінцеві частини виготовляють у вигляді окремих рам для розміщення приводних та натяжних пристроїв, середня частина на яку спирається ходова частина, виконується з окремих секцій довжиною 4...6м – складається із стояків та опорних напрямних 1, стояків 3 розміщених на відстані 1...1,5м між собою.

НУБІП України

Напрямні шляхи 1, по яких рухаються ходові котки тягових ланцюгів, виготовляють з кутників.

В транспортерах з горизонтальною та похилою траєкторією руху котків ланцюгів на криволінійних ділянках траси поряд з опорними напрямними 1, встановлюють направляючі контршпани 2, для запобігання підйому котків.

НУБІП України

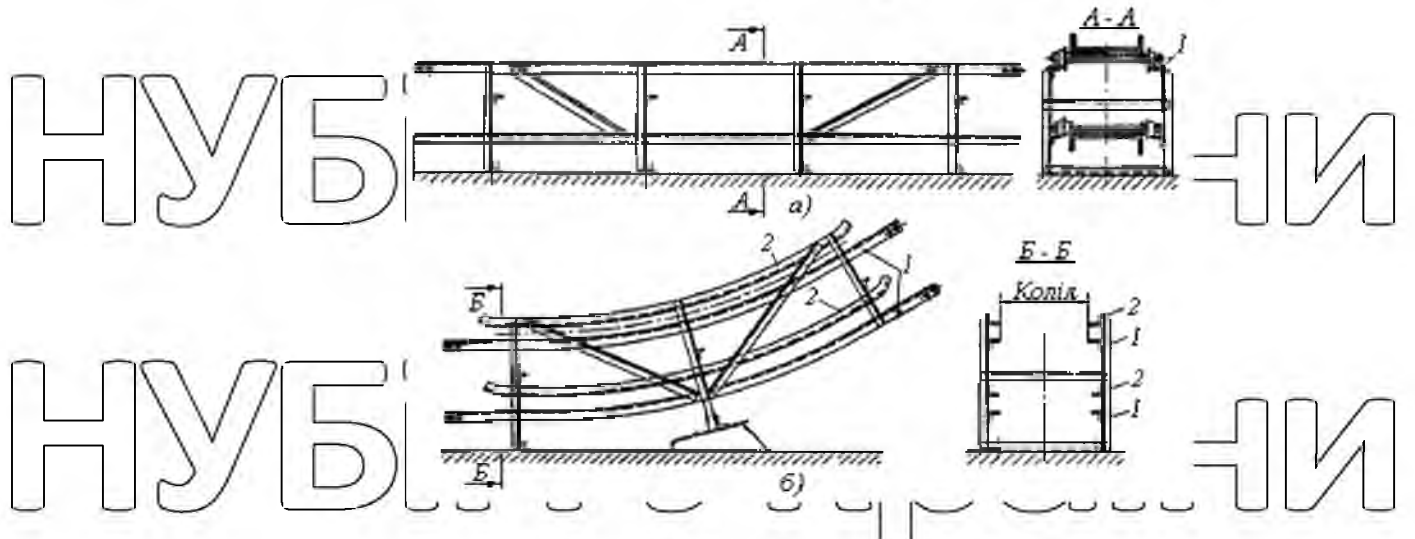


Рис. 1.13. Середня частина рами

НУБІП України

а – прямолінійна ділянка; б – криволінійна ділянка

Кінематика та динаміка тягових ланцюгів транспортерів.

Так як в ланцюгових транспортерах використовують тягові ланцюги з великим кроком, для зменшення розмірів тягових приводних зірочок, останні виконують з невеликим числом зубців (граней): $Z=4...8$. Як результат, тяговий ланцюг кладеться на багатокутник, що приводить в коливальний рух пересувні маси (полотно чи скребки з ланцюгами, та вантаж).

Ведуча зірочка (рис. 3.40) обертається із сталою кутовою швидкістю ω . Колова швидкість зірочки шарніру ланцюга, що розміщений на ділільному колі зірочки:

$$V = \omega R = \text{const}, \quad (1.18)$$

де R – радіус кола ділільного діаметра зірочки.

В довільний момент зачеплення, що характеризується кутом φ , колову швидкість зірочки розкладемо на складові: швидкість ланцюга з вантажем в напрямку робочого руху, V_x та швидкості ланцюга в перпендикулярному напрямку, V_y :

$$V_x = V \cos \varphi = \omega R \cos \varphi; \quad V_y = V \sin \varphi = \omega R \sin \varphi. \quad (1.19)$$

Швидкість V_y невелика і характеризує невеликий пульсуючий рух.

В подальшому нас буде цікавити швидкість V_x в напрямку руху ланцюга.

Кут φ змінюється від $-\alpha$ до $+\alpha$.

В момент захвату зірочкою шарніру ланцюга

в точці 1: $\varphi = -\alpha$ і $V_{x_1} = \omega R \cos \alpha;$ (1.20)

в точці 2: $\varphi = 0$ і $V_{x_2} = \omega R;$ (1.21)

в точці 3: $\varphi = +\alpha$ і $V_{x_3} = \omega R \cos \alpha.$ (1.22)

Як наслідок, на рис. 3.40 видно, що рух ланцюгів з вантажем нерівномірний.

Прискорення a_x в напрямку робочого руху ланцюга:

$$j_x = dV_x / dt = -\omega R \sin \varphi (d\varphi / dt) = -\omega^2 R \sin \varphi; \quad (1.23)$$

в точці 1: $j_{x_1} = +\omega^2 R \sin \alpha = +j_{x_{\max}}; \quad (1.24)$

в точці 2: $j_{x_2} = 0; \quad (1.25)$

в точці 3: $j_{x_3} = -\omega^2 R \sin \alpha = -j_{x_{\max}}; \quad (1.26)$

Так як $\sin \alpha = p / (2R)$, то $j_{\max} = \pm \omega^2 p / 2$.

Прискорення змінюється від $+j_{x_{\max}}$ до $-j_{x_{\max}}$ миттєво в момент, коли зуб зірочки стикається з наступним шарніром ланцюга в точках 1 та 3.

Враховуючи, що кутова швидкість зірочки $\omega = \pi n / 30$, а частота обертання зірочки $n = 60V / (Zp)$, знаходимо: $\omega = 2\pi V / (Zp)$.

Найбільше прискорення

$$j_{\max} = \pm \omega^2 p / 2 = \pm 2\pi^2 V^2 p / (Zp)^2. \quad (1.27)$$

Звідси видно, що при постійному діаметрі зірочки, найбільше прискорення ланцюга пропорційне швидкості другого степеня та кроку ланцюга.

Так як прискорення змінюється від $+j_{x_{\max}}$ до $-j_{x_{\max}}$ миттєво, на величину $2j_{\max}$ проти руху ланцюга, то динамічна сила на ланцюгу буде: $4m_3 j_{\max}$, де m_3 – зведена маса рухомих частин транспортера з вантажем, кг.

Враховуючи силу інерції, направлену в сторону руху, коли ланцюг рухається із співвідношенням $(-j_{x_{\max}})$, то динамічна сила дорівнюватиме:

$$F'_d = 4m_3 j_{\max} - m_3 j_{\max} = 3m_3 j_{\max} = 6m_3 (\pi V)^2 p / (Zp)^2 =$$

$$m_s = 6m_s(\pi V)^2 / (Z^2 p). \quad (1.28)$$

НУБІП України

Зведена маса:

$$m_s = (m_6 + K_1 m_7) L_p, \quad (1.29)$$

НУБІП України

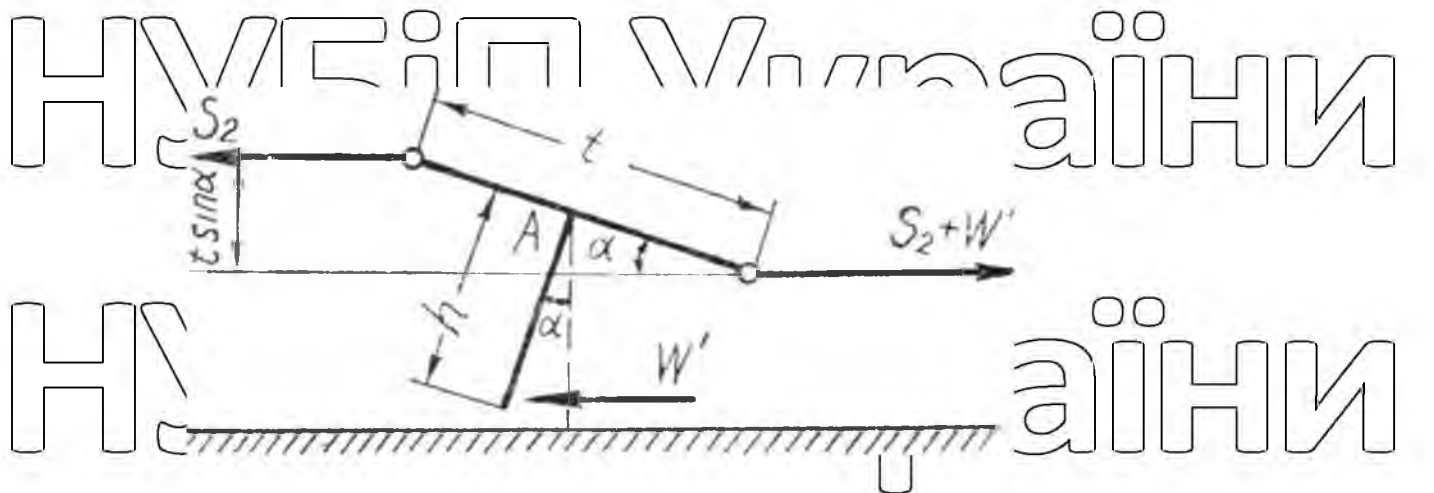
де m_6 – лінійна маса вантажу, кг/м, $m_6 = U / (3,6V)$; m_7 – лінійна маса рухомих частин транспортера, K_1 – коефіцієнт участі маси ланцюга в ударі ($K_1 = 2$ при $L < 25$ м; $K_1 = 1,5$ при $L = 25 \dots 60$ м; $K_1 = 1$ при $L > 60$ м;).

НУБІП України

Недоліками транспортерів суцільного волочіння є велика витрата енергії та інтенсивне спрацювання ланцюга і жолоба; позитивними ознаками – можливість крутопохилого і навіть вертикального переміщення вантажів.

НУБІП України

Умовою для роботи крутопохилих і вертикальних транспортерів суцільного волочіння є необхідність повного заповнення жолоба. У даному випадку переміщення всієї маси вантажу, що знаходиться в жолобі, можливе тільки тоді, коли коефіцієнт внутрішнього тертя (тертя часток вантажу одна об одну) більший за коефіцієнт тертя вантажу об стінки і дно жолоба.



НУБІП України

Рис. 1.15. Схема дії сил на тяговий орган.

Для зменшення динамічних сил в тягових ланцюгах необхідно знизити
робочу швидкість, або вибрати ланцюг з меншим кроком із збільшенням числа
зубців зірочки.

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

НУБІП УкРАЇНИ

2.1 Конструкція запропонованого конвеєра

Скребокний конвеєр із гнучким тяговим органом, який складається із рами, жолоба, ведучого та веденого ватів тягового органу із закріпленими на ньому скребками, завантажувального пристрою, згідно корисної моделі тяговий орган виконаний у вигляді безкінечного сталевго каната, на якому із певним кроком, нерухомо закріплені хомути, у нижній частині яких утворено опорну поверхню, що має контакт із поверхнею жолоба, западинами ведучого і веденого барабанів, а у верхній частині хомутів вертикально встановлені пружні, U-подібні кронштейни, на яких нерухомо закріплені скребки, причому один із кінців кожного кронштейну встановлено у хомуті рухомо.

Виконання гнучкого тягового органу конвеєра у вигляді безкінечного сталевго каната дозволяє забезпечити міцність тягового органу та його гнучкість, без використання шарнірів. Це забезпечить його довговічність.

Застосування пружних U-подібних кронштейнів для кріплення на тяговому органі скребків забезпечує компенсацію динамічних навантажень, які виникають у наслідок нерівномірності розподілу вантажу між скребками та вздовж скребків.

Встановлення на тяговому органі із певним кроком хомутів, у поєднанні із западинами на ведучому та веденому барабанах, забезпечує рух тягового органу без ковзання.

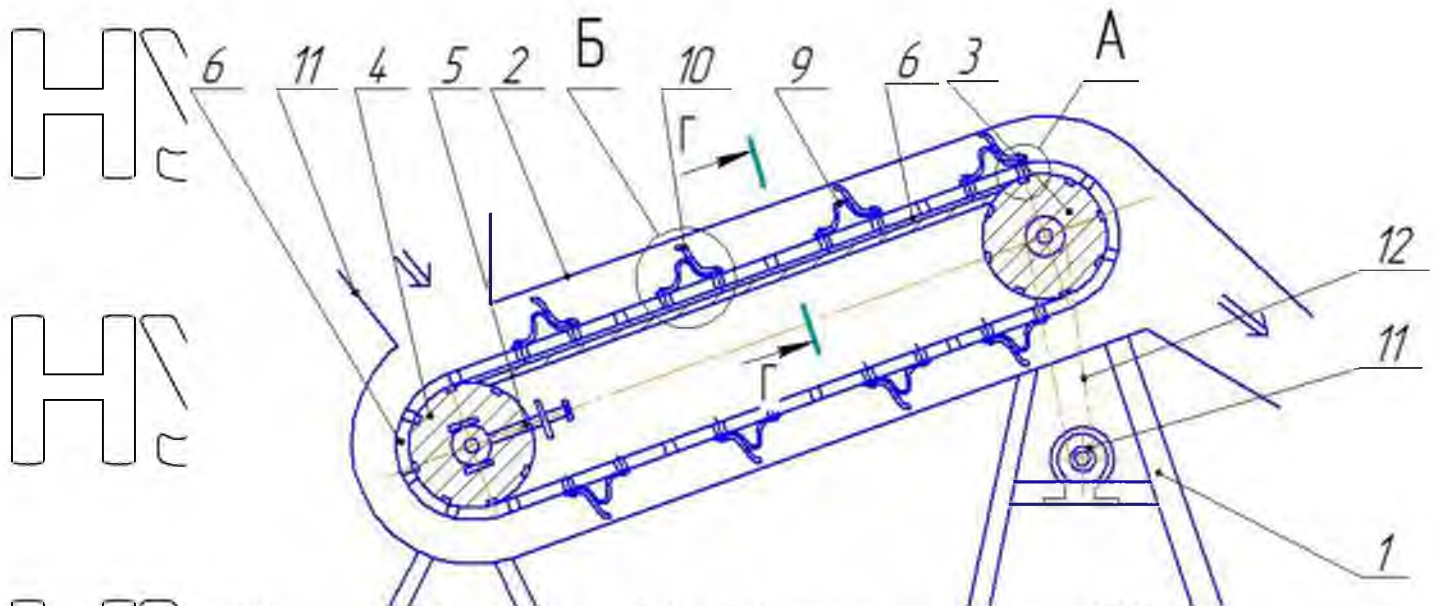


Рис. 2.1. Скребковий конвеєр

На рис. 2.1 зображено загальний вид скребкового конвеєра із гнучким тяговим органом

Скребковий конвеєр складається із рами 1, у верхній частині якої розміщено жолоб 2. На рамі, по обидва кінці жолоба встановлено ведучий 3 та натяжний 4 барабани. Натяжний барабан встановлено у салаках натяжного пристрою 5. На барабани, із певним натягом, по обидва боки жолоба 2 встановлено гнучкі тягові органи 6, виконані у вигляді безкінечного сталевго каната. На кожному із канатів, із певним кроком нерухомо встановлені хомути 7, у нижній частині яких утворено опорну поверхню 8. У верхній частині хомутів вертикально встановлені U-подібні кронштейни 9, один з кінців кронштейну закріплено до тягового органу нерухомо, другий – рухомо. На рухомій вілці кронштейна 9 нерухомо закріплено скребок 10. На поверхні барабанів 3 і 4 утворено западини, які розміщені із певним кроком, що відповідає кроку розміщення хомутів 7 на тяговому органі 6. У нижній частині конвеєра, над натяжним барабаном 4 встановлено завантажувальний пристрій 11. Привод конвеєра складається із мотор-редуктора 17 та ланцюгової передачі 12.

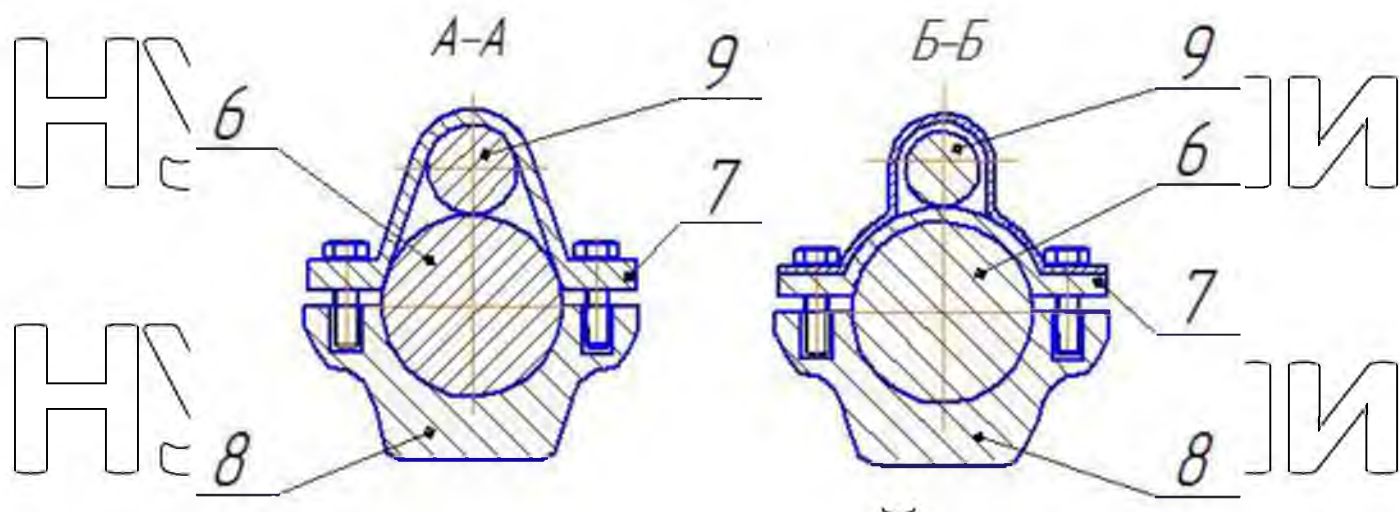


Рис. 2.2 Жорстка схема кріплення

Рис. 2.3 Рухома схема кріплення

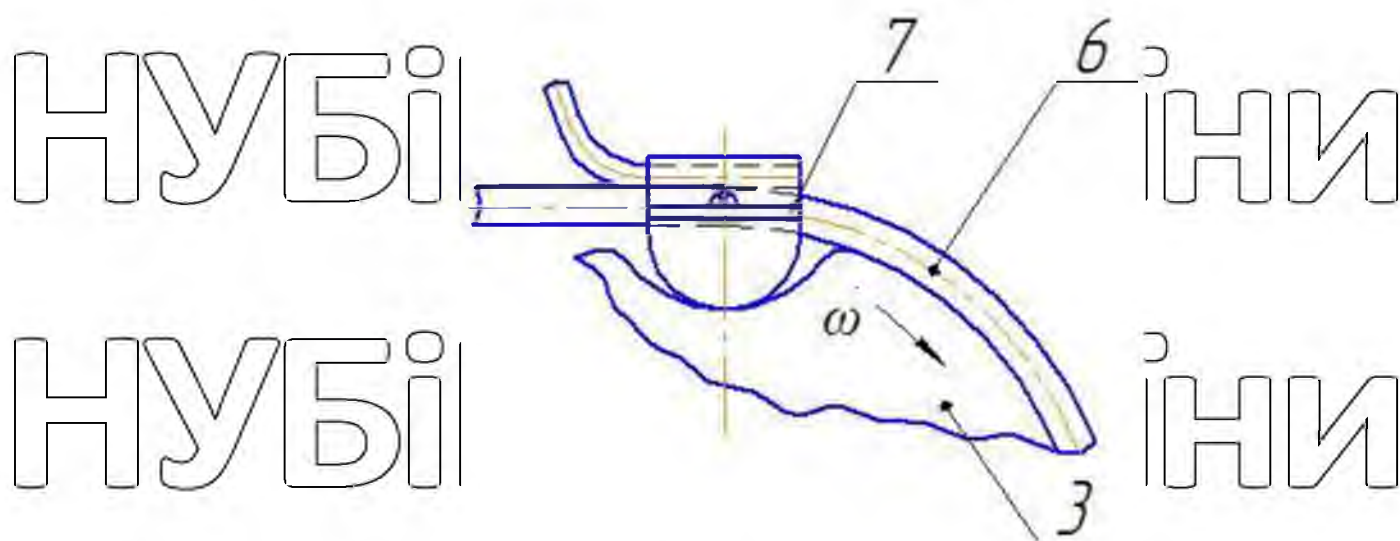


Рис. 2.4 Спосіб передачі обертального руху

Скребокний конвеєр працює наступним чином. У завантажувальний ківш засипають сипкий вантаж та вмикають привод конвеєра. Вантаж потрапляє у жолоб 2, де підхвачує скребками 10 і переміщується до приводного барабану місця розвантаження. Рух вантажу забезпечують скребки 10, які за допомогою кронштейнів закріплені на тяговому органі 6. Рух тягового органу – канату

забезпечує ведучий барабан 3, який через западини на поверхні контактує із опорною поверхнею 8 хомутів 7. Такий спосіб руху канату значно зменшує натяг тягового органу, оскільки рух його здійснюється за рахунок зачеплення поверхні хомута із поверхнею барабана, а не за рахунок сил тертя. Канат, на відміну від ланцюга має значно меншу масу і не має шарнірів, що підлягають зношуванню, але має достатню гнучкість, що забезпечує його довговічність. На довговічність канату впливає і такий факт, що у момент контакту скребка із вантажем скребка, який закріплений на рухомій частині кронштейну 9 відхиляється на певний контрольований кут, і тим самим зменшує динамічне навантаження на тяговий орган і привід конвеєра.

Отже, дана корисна модель дає можливість забезпечити стійкість скребоків, закріплених на канаті в умовах мінімального натягу тягового органу, утвореному завдяки зменшенню його маси та динамічних навантажень і, за рахунок цього збільшити довговічність тягового органу.

2.2 Конструкція кріплення скребка

Розглянемо схему кріплення кронштейну та скребка до тягового органу, за якою це кріплення жорстке.

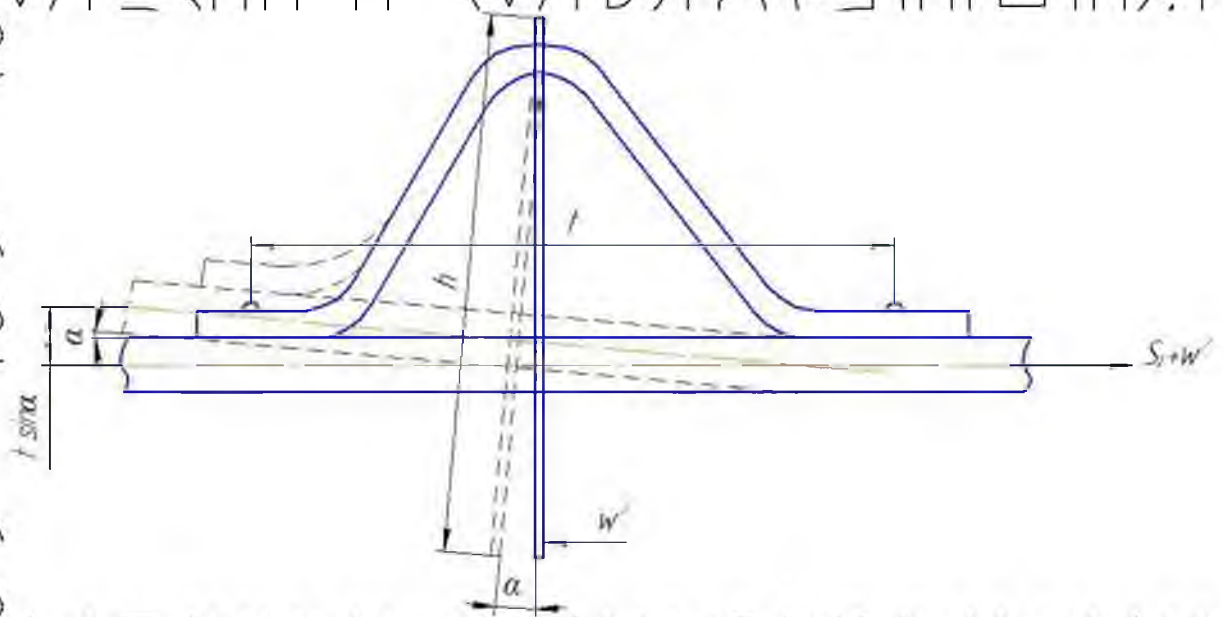


Рис. 2.5 Жорстке кріплення кронштейну та скребка до канату

S_2 – натяг у набігаючій вітті;
 w' – сила опору вантажу;
 t – крок кріплення кронштейну;

α – кут відхилення скребка.
Схема сил, що діють на скребок та умови стійкості скребка залишаються незмінними. $\alpha = 3^\circ$ – кут відхилення скребка. Така схема кріплення скребка не є досконалою, оскільки повністю повторює недоліки ланцюга: стійкість скребка –

кут « α » залежить від натягу S_2 канату.

$$\tan \alpha = \frac{2w'/h}{t(2S_2+w')} \quad (2.1)$$
$$S_2 = \frac{w'(h-t \cdot \tan \alpha)}{t \cdot \tan \alpha} \quad (2.2)$$
$$w' = w_2 = (q_B + q_T) \cdot Lg \omega_S \quad (2.3)$$

Із залежності (2.8) визначимо величину натягу S_2 , що відповідає положенню скребка із кутом зміщення $\alpha_{max} = 3^\circ$. Аналіз залежностей (2.9) та (2.10) показує, що при однакових показниках із ланцюгом, канат має позитив, що полягає у значно меншому значенні q_T – погонна маса тягового органу.

А отже, сила S_2 натягу каната буде менша (15...20%) ніж у випадку із ланцюгом. Але основний недолік кріплення скребка – залежність стійкості скребка від сили натягу. Це додаткові витрати енергії та значні навантаження на вали і підшипники. Залишається необхідність використовувати коефіцієнт запасу міцності $n=1.25 \dots 1.5$.

Запропоновано іншу схему кріплення кронштейну до канату (рис. 2.6)

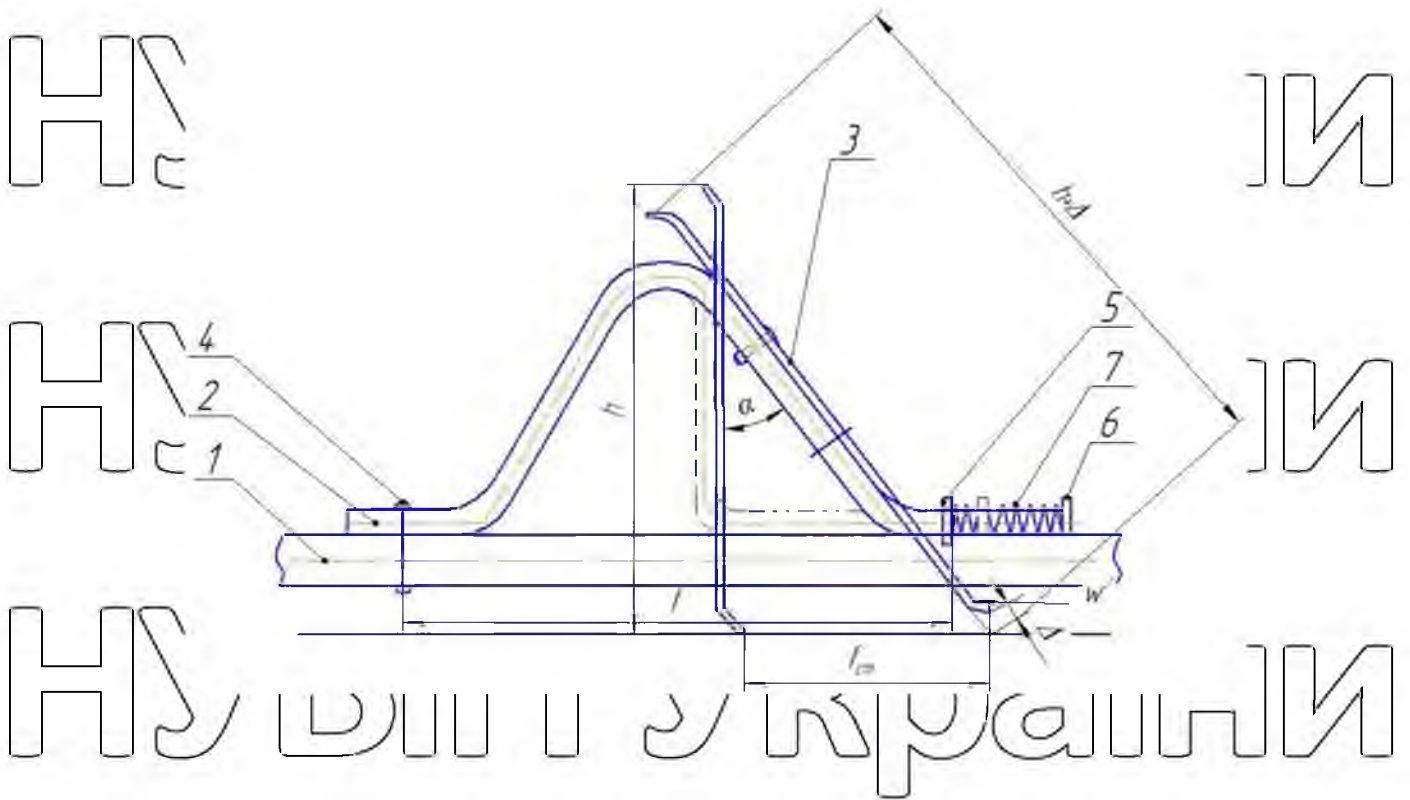


Рис. 2.6. Схема кріплення кронштейну

1 - канат; 2 - кронштейн; 3 - скребок; 4 - фіксагор;
5 - рухома опора; 6 - обмежувач; 7 - пружина

Запропонована схема кріплення кронштейну до канату (рис. 2.6) відрізняється від попередньої тим, що одна із опор кронштейну (із боку дії сили опору w) встановлена на канаті рухома, друга - жорстко.

Така схема кріплення скребка на канаті дозволяє забезпечити стійкість скребка без врахування сили натягу S_1 каната у набігаючій вітці конвеєра.

Кріплення скребка на рухомій частині кронштейну дозволяє за рахунок зміщення скребка у межах f_{cm} компенсувати зростання динамічної сили F_d , особливо у момент завантаження.

$$w_1 = \frac{q_v(v^2 - v_0^2)}{0,2} \quad \text{сили опору при завантаженні} \quad (2.4)$$

v - швидкість руху скребка; v_0 - початкова швидкість руху вантажу.

Величину зміщення скребка f_{cm} можна визначити за залежністю, яка дозволяє визначити величину зміщення і умовах згину:

$$f_{ст} = \frac{(w' + 0,5G_{кр}) \cdot l^3}{48 E I} \quad (2.5)$$

де w' - сила опору вантажу; $G_{кр} = m_{кр} \cdot g$ - вага кронштейну;

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \quad \text{— момент інерції кронштейну}$$

$l = h$ - висота кронштейну; $E = 2,15 \cdot 10^5$ МПа - модуль пружності;

Аналіз залежностей (2.11 і 2.12) показує, що величина зміщення скребка залежить від декількох факторів, які можна розділити на такі, що визначені технологічним процесом транспортування вантажу ($w', l = h$) та фактори, що пов'язані із конструкцією кріплення скребка: $G_{кр}, E, I$. Ці фактори будуть залежати від величини зміщення $f_{ст}$ скребка, яке обмежується умовою стійкості скребка. Стійкість скребка - це величина зазору Δ між жолобом та нижньою кромкою скребка, що залежить від конструкції останнього та його кута α нахилу. Із збільшенням зазору Δ - різко зменшується продуктивність Q конвеєра. З цієї причини, величина зазору Δ не перевищує 1% від висоти h скребка, тому обмежений кут нахилу скребка $\alpha \leq 5^\circ$.

Відповідно до схеми кріплення кронштейну (рис. 2.6) величина $f_{ст}$ - величина зміщення скребка, виходячи з умови стійкості скребка:

$$f_{ст} = (h + \Delta) \cdot \sin \alpha \quad (2.6)$$

де h - висота скребка, $\Delta = 0,01 \cdot h$ - зазор між скребком та кожухом.

Кут α - кут нахилу скребка у вихідному положенні прийнято у межах $\alpha = 5^\circ$, виходячи із умов попереднього конструювання подібних конструкцій [12].

Величини $f_{ст}$ - зміщення потрібно забезпечити жорсткістю кронштейну (рис. 2.6) із використанням залежності (2.13). Із цієї залежності, при умові використання металевих канатів, можна визначити діаметр каната. Цей діаметр буде мати значні розміри, що порушує запропоновану конструкцію. Жорсткість кронштейну визначають за залежністю:

$$C = \frac{G_{\text{пр}}}{f_{\text{ст}}} \quad (2.7)$$

де C – коефіцієнт жорсткості при згині;

$G_{\text{пр}}$ - приведена вага системи;

$f_{\text{ст}}$ – величина зміщення скребка.

Жорсткість кронштейну (2.14) має сталі значення, тому при досягненні максимального значення жорсткості та при умові подальшого зростання сил опору вантажу w' буде відбуватися згин тягового органу. За таких умов стійкість скребка буде, також від сили S_1 натягу канату.

Встановлення на рухомій опорі кронштейну циліндричної пружини (рис.2.6) дозволило виключити деформацію тягового органу, оскільки функцію компенсації навантажень на скребок будуть два елементи: кронштейн і пружина.

Жорсткість пружини визначають за залежністю:

$$\lambda = \frac{8PD^3i}{Gd^4} \quad (2.8)$$

де λ – коефіцієнт жорсткості пружини; P – зусилля стиску пружини; D – зовнішній діаметр пружини; i – кількість витків пружини; G – модуль зсуву; d – діаметр дроту.

Довжину робочої частини пружини визначають за залежністю:

$$\chi = \lambda i (P_{\text{max}} - P_{\text{min}}) \quad (2.9)$$

де χ – пружне переміщення пружини; P_{max} – максимальне зусилля на пружину; P_{min} – мінімальне зусилля на пружину.

а) Жорсткість кронштейну:

$$C = \frac{G_{\text{пр}}}{f_{\text{ст}}} \quad (2.10)$$

$G_{\text{пр}} = w' + G_{\text{пр.кр.}}$ - приведена вага системи (кронштейн, скребок, вантаж)

НУБІП УКРАЇНИ

$$G_{\text{кр.}} = \frac{17}{35} G_{\text{кр.}} \text{ — приведена вага кронштейну}$$

$$G_{\text{кр.}} = m_{\text{кр.}} \cdot g \text{ — вага кронштейну}$$

НУБІП УКРАЇНИ

$$c = \frac{(w' + 0,5G_{\text{кр.}})l^3}{48 \cdot E \cdot I} \text{ — величина зміщення скребка} \quad (2.11)$$

де w' — сила опору руху скребка;

НУБІП УКРАЇНИ

$$G_{\text{кр.}} = m_{\text{кр.}} \cdot g \text{ — вага кронштейну;}$$

$$l = h \text{ — висота скребка;}$$

$$E = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа — модуль пружності;}$$

$$I = \frac{\pi d^4}{64} \text{ — момент інерції кронштейну}$$

НУБІП УКРАЇНИ

б) Жорсткість пружини

$$\lambda = \frac{8(w' + G_{\text{кр.}})D \cdot i}{G d^4} \quad (2.12)$$

НУБІП УКРАЇНИ

де D — діаметр пружини;

i — кількість витків пружини;

G — модуль зсуву матеріалу пружини;

d — діаметр дроту витків пружини

НУБІП УКРАЇНИ

Пружне переміщення пружини у межах від P_{min} до P_{max} :

$$\chi = \lambda i (P_{\text{max}} - P_{\text{min}}) \quad (2.13)$$

НУБІП УКРАЇНИ

де $P_{\text{max}}, P_{\text{min}}$ — максимальне та мінімальне зусилля, що діють на пружину

Стосовно умов переміщення вантажу запропонованим конвейєром:

$$P_{\text{max}} = (w_2 + G_{\text{кр.}}) \quad (2.14)$$

$$P_{\text{мтп}} = G_{\text{кр}} \quad (2.15)$$

Із врахуванням переміщення скребка, маємо:

$$f_{\text{ст}} = \chi = \lambda i w_2 \quad (2.16)$$

Тобто, зміщення (переміщення) скребка буде залежити від жорсткості пружини, кількості витків та сили опору w_2 .

Загальна жорсткість системи (кронштейн пружина) має такий вид:

$$\lambda_{\text{заг}} = C + \lambda_{\text{пр}} \quad (2.17)$$

де C – коефіцієнт жорсткості при згині;

$\lambda_{\text{пр}}$ – жорсткість пружини;

Або із врахуванням попередніх виразів, маємо

$$\lambda_{\text{заг}} = (w_2 + G_{\text{кр}})[G \cdot d^4 + 8D^3 \cdot i^2 \cdot \lambda_{\text{пр}} \cdot w_2] \quad (2.18)$$

Основну функцію стійкості скребка та жорсткості системи буде виконувати пружина, оскільки її жорсткість підлягає регулюванню.

Параметри пружини. $\lambda_{\text{пр}} = 1,09 \text{ Н/мм}$ – жорсткість пружини; пружина

№257, $d = 1,2 \text{ мм}$; $D = 13 \text{ мм}$; $z = c_1 = 1,26 \text{ кгс/мм}$ – жорсткість одного витка;

$n_1 = 13$ – кількість витків; $t = 3,8$ – крок; $H_0 = 45,18$ – висота пружини у вільному стані; $H_1 = 37,88 \text{ мм}$; $H_2 = 22,58 \text{ мм}$.

Встановимо залежність жорсткості λ пружини від величини зміщення $f_{\text{ст}}$

скребка. Ця залежність дозволить вибрати потрібну пружину, залежно від

конструкції кронштейну і скребка, та забезпечить регулювання жорсткості пружини залежно від умов експлуатації (стійкість скребка, спосіб завантаження та ін.). Кут відхилення $\alpha = 2^\circ \dots 9^\circ$, висота скребка $h = 102 \text{ мм}$, $f_{\text{ст}} = 3,46 \dots 15,9$

мм – зміщення скребка(стійкість). Результати досліджень рис. 2.7.

$$\lambda = \frac{P_2 - P_1}{f_{CT}} \quad (2,19)$$

$$P_1 = const \quad (2,20)$$

$$\lambda = f(f_{CT}) \quad (2,21)$$

НУБІП УКРАЇНИ

Оскільки жорсткість пружини λ є основою робочого, що забезпечує деформацію пружини $H_2=20$ мм, тому максимальну деформацію кронштейна збільшено у межах кроку $f_{CT} = 38$ мм (для унеможливлення деформації тягового органу). При такій деформації та прийнятих параметрах системи (кронштейн – скребок – тяговий орган) визначили діаметр каната кронштейну: $d = 6,1$ мм.

Встановимо залежність жорсткості λ пружини від сили P_1 попередньої деформації, тобто умови регулювання жорсткості пружини. Скористуємося даними пружиною, прийнятою для даних умов роботи скребкового конвеєра. Викідними умовами досліджень є $f_{CT} = 14,2$ мм, жорсткість $\lambda = 0,11$ (рис. 2.7).

Регулювання жорсткості пружини здійснюється шляхом збільшення сили P_1 попередньої деформації. Жорсткість пружини визначається за залежністю:

$$\lambda = \frac{P_2 - P_1}{f_{CT}} \quad (2,22)$$

$$P_2 = const \quad (2,23)$$

$$\lambda = f(P_1) \quad (2,24)$$

НУБІП УКРАЇНИ

Висновок. Запропонована конструкція тягового органу скребкового конвеєра забезпечує умови переміщення вантажу, при яких стійкість скребків не залежить від сил натягу у канаті. Зменшення маси системи (скребок – тяговий орган) та її здатність компенсувати поштовхи зменшує динамічні сили, у порівнянні із ланцюгом, що позитивно впливає на довговічність тягового органу.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП України

2.3 Обґрунтування вибору тягового органу.

1. Натяг у вітці, що набігає:

$$S_{\text{т}} = S_{\text{нб}} = S_{\text{розр.}} + P'_d + P''_d \quad (2.25)$$

$S_{\text{розр.}}$ – розрахунковий натяг;

$S_{\text{розр.}} = K_0 P_0$, де $K_0 = 1,5 \dots 2,0$ – коефіцієнт запасу натягу, із врахуванням регулювання кута нахилу скребків та вибору зазорів у ланках ланцюга.

$$P_0 = c \sum w - \text{рушійна сила} \quad (2.26)$$

$$P_d = 6m \left(\frac{\pi \vartheta_{\text{п}}}{z} \right)^2 \frac{1}{t} - \text{динамічна сила} \quad (2.27)$$

де, m – маса, що рухається, на яку поширюється нерівномірність руху ланцюга;

$$m = m' + m'' \quad (2.28)$$

де $m' = (q_{\text{в}} + q_{\text{т}})L$ – для робочої вітки (2.29)

$$m'' = q_{\text{т}}L - \text{холоста вітка} \quad (2.30)$$

$q_{\text{в}}, q_{\text{т}}$ – відповідно початкова маса ланцюга та вантажу;

$$\vartheta_{\text{п}} - \text{швидкість ланцюга, } \vartheta \neq \text{const}$$
$$\vartheta_{\text{п}} = v_0 \cos \varphi = \omega_0 R_0 \cos \varphi \quad (2.31)$$

$v_0; \omega_0$ – колова та кутова швидкість зірочки;

R_0 – початковий радіус зірочки;

$\varphi = \frac{\alpha}{2} + \frac{\alpha}{2}$ - кут між положеннями шарнірів ланцюга у межах одного кроку;
 $\alpha = \frac{360^\circ}{z_1}$ - центральний кут між шарнірами ланцюга у межах одного t ;

z_1 - кількість зубів ведучої зірочки;
 Маса ланцюга М20, $t=40$ мм, $m=1,26$ кг, $Q_{руйн} = 2000$ кгс (20000 Н) - руйнуюче навантаження

Маса каната ЛК-3 ГОСТ 7665-99; $m=0,2$ кг, $d_k=8,1$ мм, $Q_{руйн} = 32000$ Н

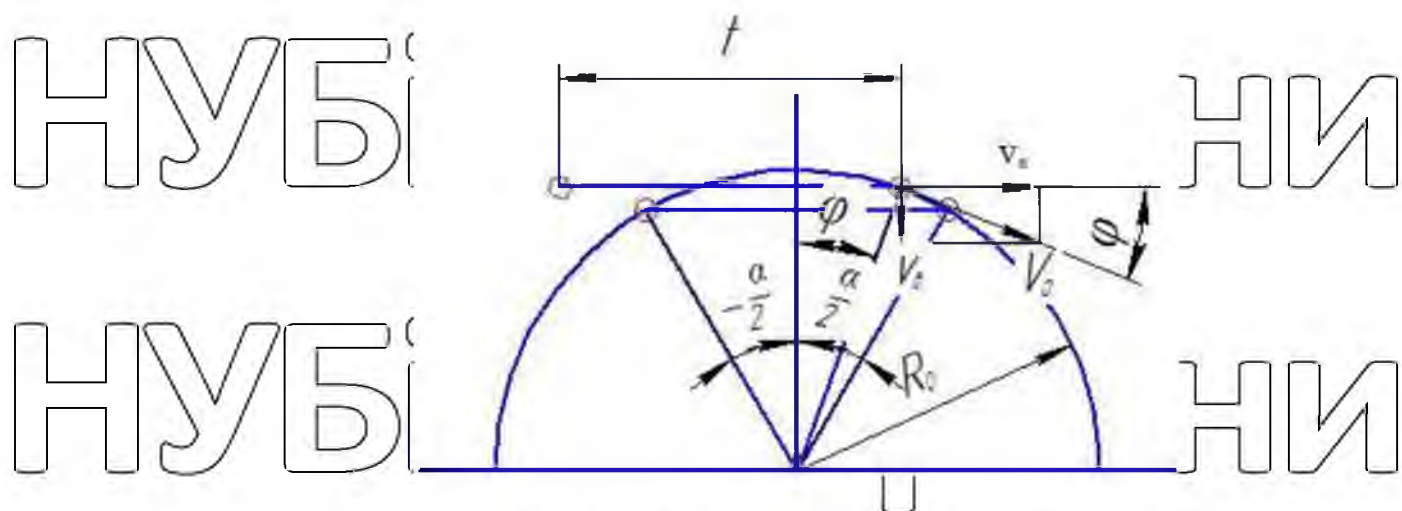


Рис. 2.9. Визначення швидкості руху ланцюга

Таб. 3.1. Дані для порівняння

Назва характеристики	Умовне	Одиниця виміру	Скребоквий конвеєр	
			Ланцюго - вий	Канатний
Годинна технічна	P^T_T	т/год	8	11,5
Номинальна потужність	$N_{ном}$	к Вт	2,1	2,1
Масса	G	т	1,7	1,2
Коефіцієнт переходу від продуктивності до	K_T		0,75	0,75
Оптова заводська ціна	$C_{оп}$	грн.	1280000	-
Ресурс тягового органу до ремонту	T_{pY}	год.	8000'	8500
Періодичність виконання ремонту	$t_{пр}$	год.	2800	3000
Періодичність виконання обслуговування	t_{pmo}	год.	245	245
Кількість обслуговуючого персоналу	B	чол.	1	1

Визначення капітальних витрат

Розрахункова вартість базової конструкції транспортера:

НУБІП України

НУБІП України

$$C_{\text{баз}} = C_{\text{оп}} \times K_6, \quad (4.1)$$

де $C_{\text{оп}}$ - оптова ціна конвеєра, $C_{\text{оп}} = 1280000$ грн.;

НУБІП України

K_6 - коефіцієнт переходу від оптової вартості до середньої вартості, $K_6 = 1,12$.

$$C_{\text{баз}} = 1280000 \times 1,12 = 1433600 \text{ (грн.)}$$

НУБІП України

Середня вартість конвеєра після заміни тягового органу.

НУБІП України

$$C_{\text{б.мод}} = C_{\text{баз}} + C_{\text{мод}} \text{ де } C_{\text{мод}} - \text{вартість удосконалення, (4.2)}$$

$$C_{\text{мод}} = -1800 \text{ грн.}$$

НУБІП України

$$C_{\text{б.мод}} = 14336 + (-1800) = 1253600 \text{ (грн.)}$$

Визначення річної експлуатаційної продуктивності.

НУБІП України

Експлуатаційна продуктивність транспортера визначається на основі технічної продуктивності при однакових умовах експлуатації.

Експлуатаційна продуктивність визначається за час (змін) та рік

Годинна експлуатаційна продуктивність визначається за формулою:

$$P_{\Gamma}^e = P_{\Gamma}^T \times K_{\Gamma}$$

де P_{Γ}^T - годинна технічна продуктивність, для базової конструкції:

$$P_{\Gamma}^T = 86,4 \text{ т/год.}$$

для удосконаленої конструкції:

$$P_{\Gamma}^T = 121 \text{ т/год.}$$

K_{Γ} - коефіцієнт переходу від технічної продуктивності до експлуатаційної,

$$K_{\Gamma} = 0,75.$$

$$P_{\Gamma}^e = 86,4 \times 0,75 = 64,8 \text{ т/год.}$$

$$P_{\Gamma}^e = 121 \times 0,75 = 90,75 \text{ т/год.}$$

Річна експлуатаційна продуктивність транспортера розраховується по формулі:

$$P_{\text{річн}}^e = P_{\Gamma}^e \times T_{\text{річний}} \times K_{\text{в}}$$

де $K_{\text{в}}$ - коефіцієнт використання часу зміни, $K_{\text{в}} = 0,82$;

$T_{\text{річний}}$ - річний дійсний фонд робочого часу транспортера,

$$T_{\text{річний}} = 120 \text{ днів} = 2800 \text{ год.}$$

для базової конструкції:

НУБІП України

$$P_{\text{річн}} = 64,8 \times 2800 \times 0,82 = 148,79 \text{ т/Рік}$$

для удосконаленої конструкції

НУБІП України

$$P_{\text{річна}} = 90,75 \times 2800 \times 0,82 = 208,362 \text{ т/Рік}$$

НУБІП України

Визначення річних поточних витрат

Річні поточні витрати визначаються за формулою

НУБІП України

$$C_{\text{річн}} = C_{\text{маш-зм}} \times N_{\text{зм}}$$

НУБІП України

де $C_{\text{маш-зм}}$ - собівартість машино-змін, грн./маш.зм.

$N_{\text{зм}}$ - кількість змін в році, $N_{\text{зм}} = 360$ змін.

витрати по амортизаційним відрахуванням, $C_{\text{обс}}$ - змінні витрати на обслуговування персоналу,

НУБІП України

$C_{\text{ен}}$ - змінні енергетичні витрати,

$C_{\text{то}}$ - змінні затрати на ТО і ремонт,

НУБІП України

Результати всіх розрахунків зводимо до таблиці.

НУБІП України

Табл.4.2. Техніко-економічні показники

Показники	Одиниця виміру	Тяговий орган	
		ланцюговий	канатний
Середня вартість транспортера	грн.	1433600	1253600
Експлуатаційна продуктивність машини: годинна річна	т/год.	69,2	69,8
	т/рік	18342	18353
Собівартість однієї машино-зміни	грн.	2792	2662
Собівартість одиниці продукції	грн./т	520	480
Річний економічний	грн.	-	344980
Питомі	грн./1000т	62822	46646

НУБІП України

Розрахункова вартість із ланцюговим тяговим органом:

НУБІП України

$$C_{\text{бвз}} = 1433600 \text{ грн}$$

Середня вартість із канатним тяговим органом:

НУБІП України

$$C_{\text{баз.мод.}} = C_{\text{баз.}} \times C_{\text{мод}}$$

НУБІП України

де $C_{\text{мод}}$ – вартість удосконалення,

НУБІП України

$$C_{\text{мод}} = C_{\text{баз.}} \times 10\% = 14336 \times 12\% = 180000 \text{ грн}$$

$$C_{\text{баз.мод.}} = 1433600 - 180000 = 1253600 \text{ грн}$$

НУБІП України

Визначення річних поточних витрат за формулою:

НУБІП України

$$C_{\text{річ}} = C_{\text{маш.-змін}} \times N_{\text{зм.}}$$

де, $C_{\text{дет.-змін}}$ – собівартість машино-змін, грн./маш.-змін,

НУБІП України

$N_{\text{зм.}}$ – кількість змін у рік,

$$N_{\text{зм.}} = 270 \text{ змін}$$

НУБІП України

$$C_{\text{маш.-змін}} = C_{\text{ам}} + C_{\text{обс}} + C_{\text{ен}} + C_{\text{то}}$$

НУБІП України

$C_{ам}$ – змінні витрати по амортизаційним відрахуванням,

$C_{обс}$ – змінні витрати на обслуговування персоналу,

НУБІП України

$C_{ен}$ – змінні енергетичні витрати,

$C_{то}$ – змінні витрати на ТО і ремонт.

Змінні амортизаційні відрахування визначаються за формулою:

НУБІП України

$$C_{ам} = \frac{A}{N_{зм.}}$$

НУБІП України

A – амортизаційні відрахування на повне відновлення і капітальний ремонт лабораторної установки в гривнях

НУБІП України

$$A = \frac{C_б \times a}{100}$$

НУБІП України

де $C_б$ – середня вартість лабораторної установки,

$$C_{баз} = 143360 \text{ грн}$$

НУБІП України

$$C_{баз.мод.} = 125360 \text{ грн}$$

а – норма амортизаційних відрахувань,
НУБІП України

а=6%
НУБІП України
$$A = \frac{14336 \times 6}{100} = 860,16$$

НУБІП України
$$A = \frac{12536 \times 6}{100} = 752,16$$

НУБІП України
$$C_{ам} = \frac{860,16}{270} = 3,2$$

НУБІП України
$$C_{ам} = \frac{752,16}{270} = 2,8$$

Змінні витрати на обслуговуючий персонал:
НУБІП України
$$C_{обс} = N \times 3_{зм} \times 1,25$$

де N - кількість обслуговуючого персоналу,
НУБІП України

НУБІП України $N=1$

НУБІП України $Z_{зм}$ заробітна плата працівника за одну зміну

$$Z_{зм} = T_{ст} \times t_{см}$$

НУБІП України де $T_{ст}$ – годинна тарифна ставка робочого,

НУБІП України $T_{ст} = 10$ грн/год

$t_{см}$ – тривалість однієї зміни,

НУБІП України $t_{см} = 4$ год

НУБІП України $Z_{зм} = 10 \times 4 = 40$

$$C_{обс} = 1 \times 40 \times 1,25 = 50$$

НУБІП України Змінні енергетичні затрати визначаються за формулою:

НУБІП України $C_{ен} = W_{ен} \times S_{1кВт}$

де $W_{ен}$ — споживання електроенергії приводом лабораторної установки,
НУБІП України $S_{1кВт}$ — вартість одного кіловата електроенергії,

НУБІП України $S_{1кВт} = 3,8$ грн
 $W_{ен} = \frac{N_{ном} \times t_{см} \times K_{см} \times K_{в} \times K_{дм} \times K_{л}}{\eta}$

де $N_{ном}$ — номінальна потужність двигуна,

НУБІП України $N_{ном} = 2,2$ кВт
 $K_{см}$ — число змін,

НУБІП України $K_{см} = 1$

$K_{в}$ — коефіцієнт використання двигуна по часу,
НУБІП України $K_{в} = 0,86$

НУБІП України

$K_{дм}$ – коефіцієнт, що враховує втрати двигуна по потужності,

НУБІП України

$$K_{дм} = 0,6$$

$K_{п}$ – коефіцієнт корисної дії двигуна при його завантаженні,

НУБІП України

$$K_{п} = 1,05 = 1,1$$

НУБІП України

η – коефіцієнт корисної дії двигуна при його завантаженні,

$$\eta = 0,8$$

НУБІП України

$$W_{ен} = \frac{2,2 \times 4 \times 1 \times 0,86 \times 0,6 \times 1,1}{0,8} = 6,2$$

НУБІП України

$$C_{ен} = 6,2 \times 0,38 = 2,4$$

Змінні витрати на ТО і ремонт можна прийняти 5% від середніх вартості лабораторної установки:

НУБІП України

НУБІП України

$$C_{\text{то}} = \frac{C_6 \times 0,05}{H_{\text{см}}}$$

НУБІП України

$$C_{\text{то}} = \frac{16800 \times 0,05}{270} = 3,1$$

НУБІП України

$$C_{\text{то}} = \frac{18480 \times 0,05}{270} = 3,4$$

НУБІП України

$$C_{\text{маш.-змін}} = 3,7 + 50 + 2,4 + 3,1 = 59,2$$

НУБІП України

$$C_{\text{маш.-змін}} = 4,1 + 50 + 2,4 + 3,4 = 59,9$$

На відміну від скребкового конвеєра із тяговим органом у вигляді ланцюга, собівартість виготовлення із тяговим органом у вигляді канату є меншою. Відповідно вона є більш доступною при тій самій потужності двигуна і значно меншою дією динамічних сил вона є на невеликий рівень продуктивнішою.

Так, як вартість її менша, а продуктивність більша, то скребковий конвеєр із канатним тяговим органом є більш економічно вигідним.

Вартість експлуатації є незмінною, але процес догляду і ремонту є простішим і легшим, а довговічність є в 2-3 рази більшою.

НУБІП України

ВИСНОВКИ

1. В умовах оптимальної кількості зубів ведучої зірочки $z_1 = 27$ швидкість ланцюга $v_{\text{л}}$ змінюється у межах 10%, вона зменшується. Із зменшенням кількості зубів $z < z_{\text{опт}}$ та із збільшенням кроку ця різниця буде збільшуватися.

2. Натяг S_1 впливає на стійкість скребків та довговічність ланцюга. Для підвищення стійкості скребків збільшують S_1 , одночасно збільшуючи тиск у шарнірах, що зменшує довговічність ланцюгів. Саме із цієї причини, для визначення $S_{\text{розр.}}$ $K_0 = 1,5 \dots 2,0$ - коефіцієнт запасу натягу, свідомо збільшуючи у 2 рази запас міцності ланцюга, що викликає збільшення маси ланцюга.

3. Маса ланцюга та швидкість впливають на величину динамічної сили P_d , яка погіршує процес переміщення вантажу та негативно впливає на довговічність ланцюга.

4. На відміну від ланцюга канат огинає приводний барабан і рухається разом із ним, тому його швидкість є постійною, а при умові закріплення на канаті кронштейнів, що контактують із западинами на поверхні барабана, можна зменшити силу натягу канату.

5. Маса каната у 4-5 разів менша за масу ланцюга із аналогічним руйнуючим навантаженням $Q_{\text{руйт}}$ за діаметр живого перерізу каната у 2 рази менше, ніж у ланцюга. Тому динамічна сила, що діє у тяговому органі (канаті) буде значно менша, у порівнянні із ланцюгом, що позитивно впливає на його довговічність.

6. Запропонована конструкція тягового органу скребкового конвеєра забезпечує умови переміщення вантажу, при яких стійкість скребків не залежить від сил натягу у канаті.

7. Зменшення маси системи (скребок – тяговий орган) та її здатність компенсувати поштовхи зменшує динамічні сили, у порівнянні із ланцюгом, що позитивно впливає на довговічність тягового органу.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Список використаних джерел

1. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъемных машин. - К.: Вища шк., 1975. 520 с.

2. Спиваковский А.О., Дьячков В.К. Транспортирующие машины. М.: Машиностроение, 1985. - 847 с.

3. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины. - М.: Машиностроение, 1989.-535 с.

4. Александров М.П. Подъемно-транспортные машины. М.: Высш.шк., 1985. - 536 с.

5. Шеффлер М., Пайер Г., Кург Ф. Основы расчета и конструирования подъемно-транспортных машин. - М.: Машиностроение, 1980. — 255 с.

6. Красников ВВ. Подъемно-транспортные машины. М.: Агропромиздат, 1987. - 270 с.

7. Ярошенко В.Ф., Мазоренко Д.І. Підйомно-транспортні машини. Програма для сільськогосподарських вищих навчальних закладів із спеціальності "Механізація сільськогосподарського виробництва". - К., Вища шк., 1995.- 12 с.

8. Зенков Р.І., Иванов И.И., Колобов И.Н. Машины непрерывного транспорта. - М.: Машиностроение, 1980. - 720 с.

9. Ярошенко В.Ф. Типові питання студентам при захисті курсових робіт з підйомно-транспортних машин. Методичні вказівки до курсового проектування ПТМ студентами факультету механізації сільського господарства. - К.: Вища шк., 1998. - 25 с.

10. Иванченко Ф.К. Конструкция и расчет подъемно-транспортных машин. К.: Вища шк., - 1988. - 424 с.

11. Руденко Н.Ф. Курсовое проектирование грузоподъемных машин. - М.:

Машиностроение, 1971. - 386 с.

12. Дуров В.К., Жарков В.П., Пшеченков К.А. Машины для погрузки, разгрузки и транспортировки сельскохозяйственных грузов. - М.: Машгиз, 1962.

263 с.

13. Верейн Е.Л., Медведик С.Н. Подъемно-транспортные машины и механизмы. - М.: Пищевая промышленность, 1965. - 391 с.

14. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. Атлас конструкций. Под ред. В.В. Красникова. - М.: Машиностроение, 1967. 124 с.

15. Вайсон А.А. Подъемно-транспортные машины в строительной промышленности. Атлас конструкций. - М.: Машгиз, 1962. - 151 с.

16. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве. Под ред. В.Ф. Дубинина. - М.: Машиностроение, 1970. - 125 с.

17. Подъемно-транспортные машины. Атлас конструкций. Под ред. М.П. Александрова, Л.Н. Решетова. - М.: Машиностроение, 1987. - 122 с.

18. Усов, П. В. Подъемно-транспортные машины: учеб. пособие для ин-тов и фак. механизации сельского хоз-ва/ П. В. Усов. - М.: Высш. шк. 1967. - 236 с.: рис., табл.. - Библиогр.: с. 234 (30 назв).

19. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебн. пособие для техн. спец. вузов. - 11-е изд. - М.: Издательский центр "Академия".

20. Детали машин. Атлас конструкций. Под ред. О.А. Ряховского. М.: МПТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.

21. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя. В 3-х т. - 5-е изд. - М.: Машиностроение, 1980.

22. Варламова Л.П., Тибанов В.П. Методические указания к выполнению

домашнего задания по разделу «Соединения» М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003.

23. Иванов М.Н. Детали машин: Учебн. для студентов высш. учебн. заведений. - 5-е изд. - М.: Высш. шк., 1991.

24. Коновалов А.Б. Ременные передачи: Учебн. пособие для студентов высш. учебн. заведений. - 5-е изд. - Л.: Политехника, 1991.

25. П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. Конструирование узлов и деталей машин.

26. М.Н.Иванов, В.Н.Иванов. Детали машин.

27. Анурьев В.И. "Справочник конструктора машиностроителя" М.: Машиностроение 1978.

28. Чернавский С.А. "Курсовое проектирование деталей машин" М.: Машиностроение 1979.

29. Васильев В.З. "Справочные таблицы по деталям машин" М.: Машиностроение 1966.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України