Богдан Петро Анатолійович

Магістерська робота

Дослідження та вибір раціональних параметрів пластинчастих конвеєрів для гірничої промисловості

Керівник **проф., д.т.н. Громадський А.С.**

ВСТУП

Сучасні гірничодобувна та гірничозбагачувальна галузі промисловості характеризуються величезними вантажопотоками, розгалуженими та протяжними трасами доставки гірничої маси і продуктів її переробки. Значні обсяги транспортних операцій позначаються на собівартості корисних копалин і помітно впливають на загальну продуктивність праці у гірничій промисловості.

Подальший розвиток галузі нерозривно пов'язаний з використанням високоефективних та високопродуктивних транспортних засобів, серед яких, безумовно, чільне місце посідають конвеєрні установки, що дають можливість забезпечити потоковість та автоматизацію транспортних операцій [1-4].

Проте, слід зауважити, що найбільш досконалий та розповсюджений у сучасній промисловості вид конвеєрного транспорту – стрічковий – стикається у надзвичайно важких умовах гірничих виробництв зі значними експлуатаційними проблемами. Головними з них є гранулометричний склад і висока абразивність вантажопотоків, а також складність шляхів їх перевезення в шахтах і кар’єрах з точки зору значної викривленості як у плані, так і у профілю.

Металеві руди, гірничо-хімічна сировина, нерудні будівельні матеріали відрізняються здебільшого значною міцністю і видобуваються буропідривним способом, в результаті чого вантажопотоки, що підлягають транспортуванню, містять шматки розміром до 1000-1500 мм. У той же час серійні конструкції стрічкових конвеєрів з жорсткими роликоопорами здатні переміщати гірничу масу не крупніше 300-350 мм. Більш крупні вантажопотоки своїм динамічним впливом дуже швидко руйнують як саму стрічку, так і роликоопори, що її підтримують. Звісно, існують спеціальні конструкції стрічкових конвеєрів для перевезення таких вантажів (наприклад, з канатним поставом, стрічково-канатні, стрічково-ланцюгові, стрічково-візкові), але вони досить складні за конструкцією і не випускаються серійно [5-11].

Крім того, стрічкові конвеєри не пристосовані працювати на викривлених у плані трасах, а максимальний кут їх нахилу у профілю не перевищує 18-20^{o}. Усе

це не дає можливості широкого використання стрічкових конструкцій в умовах більшості горизонтальних виробок вугільних та рудних шахт, похилих підземних та відкритих виробках з кутом нахилу більше вищезазначеного.

На відміну від них, цих недоліків немає у конвеєрів пластинчастого типу, які забезпечують значне розширення області застосування магістрального конвеєрного транспорту у гірничій промисловості. Вони постачені роликами, що котяться по нерухомим напрямним, а це дає можливість викривлювати постав і полотно конвеєра у плані, постачати останнє поперечними перегородками і транспортувати крупношматкові абразивні матеріали без ковзання відносно робочого органу. Кут нахилу конвеєрної траси у профілю може бути підвищений до 35°.

Усе сказане переконливо свідчить про значні перспективи широкого використання пластинчастих конвеєрів у гірничій промисловості. З огляду на це, важливість подальших досліджень, спрямованих на удосконалення конструкцій конвеєрів такого типу не викликає жодних сумнівів, а тема магістерської роботи представляється цілком актуальною.

Об’єкт дослідження – технологічний процес транспортування гірничої маси конвеєрами пластинчастого типу.

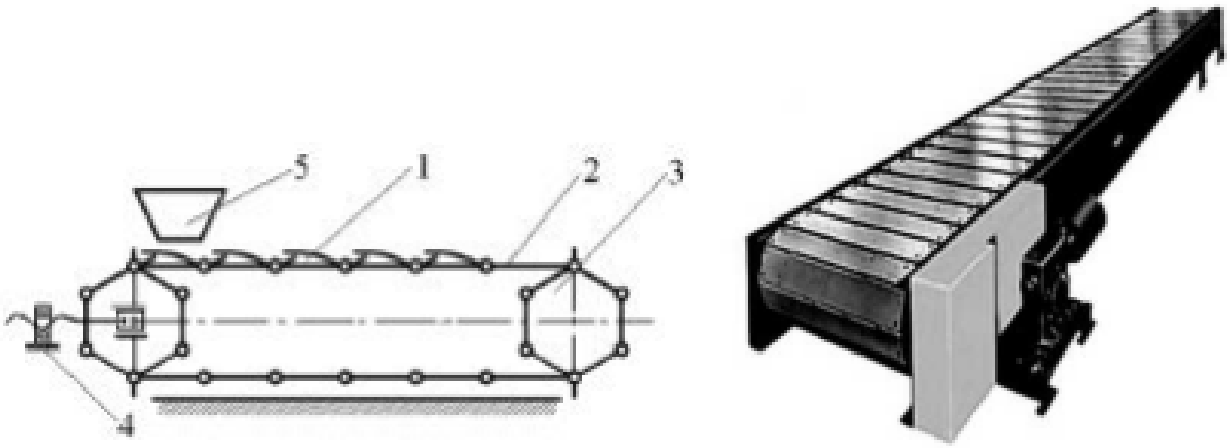
Предмет дослідження – пластинчастий конвеєр.

Наукове положення – використання конвеєрів пластинчастого типу забезпечує транспортування крупношматкової абразивної гірничої маси викривленими у плані і профілю трасами значної довжини.

1 ОБГРУНТУВАННЯ ВИБОРУ ОБЛАДНАННЯ

1.1 Основні конструктивні елементи пластинчастих конвеєрів

Принципова схема та загальний вигляд пластинчастого конвеєра приведені на рис. 1.1.



а *б*

Рисунок 1.1 – Пластинчастий конвеєр:
а – принципова схема (1 – вантажонесуче полотно; 2 – тяговий ланцюг;
3 – приводна зірочка; 4 – натяжний пристрій; 5 – завантажувальна лійка);
б – загальний вигляд конвеєра

1.1.1 Вантажонесучий, тяговий та опорний органи конвеєра

Тяговим та одночасно вантажонесучим органом пластинчастого конвеєра служить його робоче пластинчасте полотно, яке складається з окремих пластин, що кріпляться на тяговому ланцюзі. Частина пластин постачена ходовими роликами [12].

Ширина пластин, яка визначає ширину робочого органу пластинчастого конвеєра, згідно з прийнятим типажем, дорівнює 500, 650, 800, 1000, 1200 та 1400 мм. У поперечному перетині пластини мають трапецієподібну форму. Виготовляються вони з листової сталі методами гарячого та холодного штампування. З огляду на те, що при холодному штампуванні на відміну від гарячого у матеріалі не виникають залишкові напруження, рекомендується використовувати саме його.

Утім, у цьому випадку потрібно більш потужне пресове обладнання.

Товщина пластин вибирається у межах 4-5 мм, а для крупношматкових абразивних матеріалів (руди, розкривних порід) вона має бути збільшена до 6-8 мм. Для жорсткості пластини виконують зі спеціальними ребрами – зігами.

Що стосується довжини пластин, то вини можуть бути короткими і довгими. Крок коротких пластин дорівнює подвійному кроку кільцевого ланцюга, а крок довгих пластин складає чотири кроки ланцюга.

На рис. 1.2 показано пластинчасте полотно з короткими пластинами 1, до підстав яких приварені штамповані коробки 2 з повідцями 3. За допомогою останніх пластини спираються на горизонтальні ланки тягового ланцюга 4 та закріплюються пружинними втулками через отвори. Пластинчасте полотно складається з несучих та опорних пластин. До днищ опорних пластин приварюються осі роликів 5, на кінцях яких монтуються самі ходові ролики 6.

Під час проходження криволінійних дільниць конвеєрної траси опорні пластини при розвертанні спираються своїми задніми кромками на опорні коробки наступних пластин, завдяки чому забезпечується жорсткість полотна на заокругленнях.

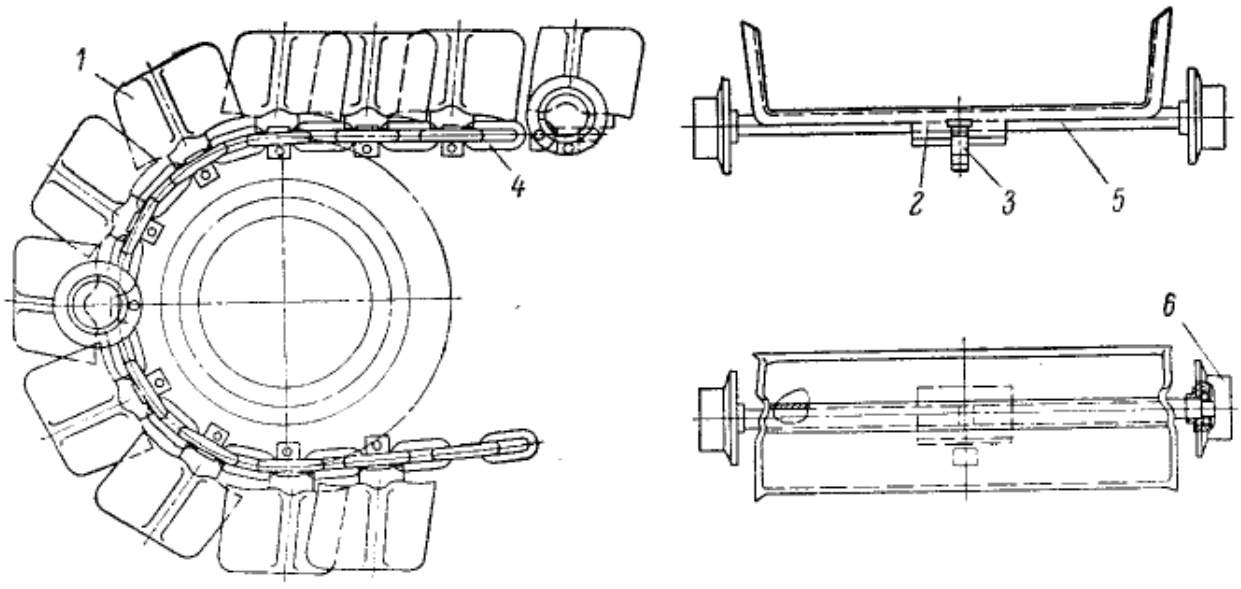


Рисунок 1.2 – Пластинчасте полотно з короткими пластинами:
1 – пластина; 2 – штампована коробка; 3 – повідець;
4 – тяговий ланцюг; 5 – вісь ролика; 6 – ходовий ролик

З огляду на кріплення коротких пластин до тягового ланцюга лише в одній точці, для забезпечення жорсткості полотна у поперечному напрямку пластини повинні стикуватися між собою з малими зазорами поверхонь стикування на певній його довжині, достатньої для надання усьому полотну необхідної жорсткості. У протилежному випадку між пластинами у місцях їх сполучення швидко збільшуються зазори і полотно втрачає працездатність. Важливо пам’ятати, що працездатність полотна також залежить від зносу тягового ланцюга. У міру зносу останнього його довжина зростає, внаслідок чого зменшується величини притискання пластин полотна і знижується його поперечна жорсткість.

Перевагою коротких пластин є мала вага цих елементів, що спрощує монтаж полотна та заміну пластин, які вийшли з ладу.

Схема полотна з довгими пластинами приведена на рис. 1.3. Пластини 2 спереду і ззаду кріпляться до тягового ланцюга 1 за допомогою пружинних втулок 3. Кожна пара сусідніх пластин кріпиться до тягового ланцюга разом.

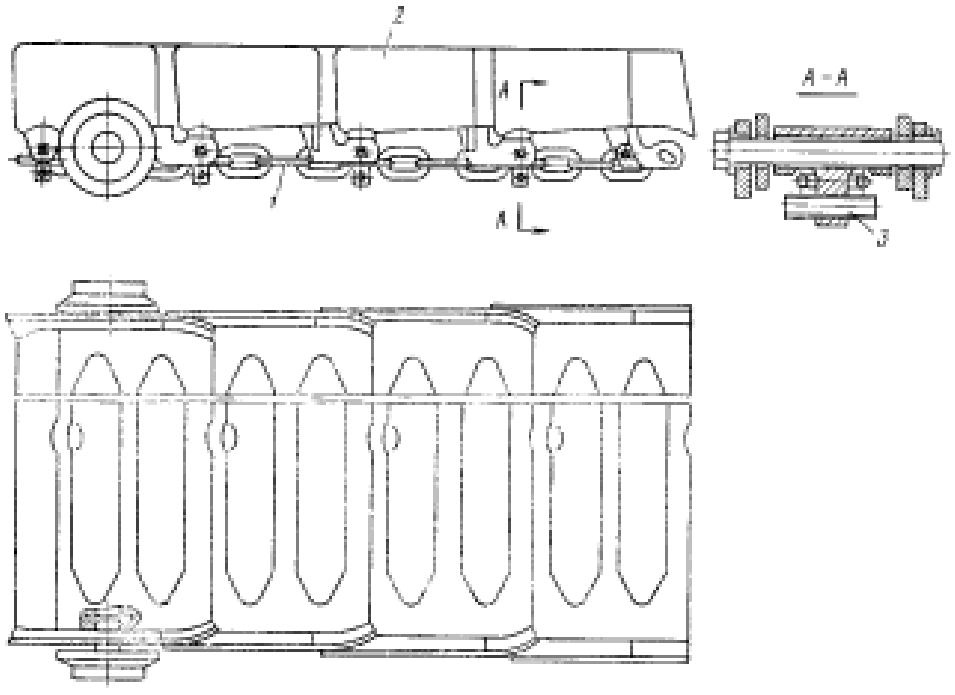


Рисунок 1.3 – Пластинчасте полотно з довгими пластинами:
1 – тяговий ланцюг; 2 – пластина; 3 – пружинна втулка

Кріплення довгих пластин у двох точках забезпечує необхідну поперечну жорсткість полотна без притискання пластин одна до іншої. Завдяки цьому праце-

здатність полотна не залежить від зносу ланцюга.

З кроком 1,2-1,4 м на пластинах монтуються ходові ролики. Кріплення роликів до опорних пластин може здійснюватися за допомогою суцільної осі, як це показано на рис. 1.4, або двох півосей, що приварюються до днища опорної пластини. Перший варіант кращий, адже опорна пластина у цьому випадку має більшу міцність і жорсткість. Але суцільні осі неможливо використовувати на довгих пластинах; до них приварюють лише півосі.

Для забезпечення спрямованого руху полотна по колії ходові ролики постачені ребордами. В якості опор обертання використовуються шарикопідшипники, робочі порожнини яких захищені від проникнення пилу та витікання мастила із зовнішнього боку торцевим лабіринтом, а зі середини – ущільнювальною латунною шайбою.

Пластини можуть бути виконані із синтетичних матеріалів, якщо це буде доцільним з точки зору вартості.

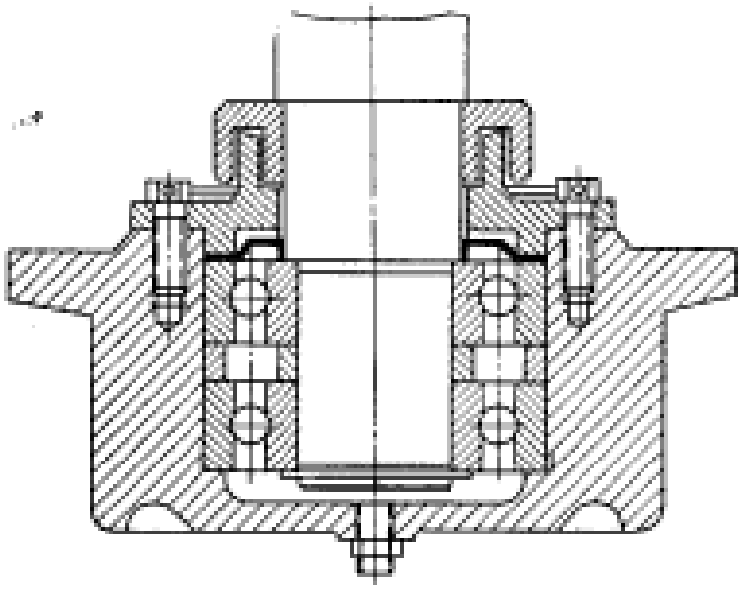


Рисунок 1.4 – Ходовий ролик

В якості тягових ланцюгів можуть використовуватися пластинчасті і кільцеві конструкції. Щодо перших, то вони придатні лише для конвеєрних установок з прямолінійною трасою. Перевагою пластинчастих ланцюгів є відносно точні розміри кроку, що полегшує роботу проміжних приводів конвеєрів.

На відміну від них, кільцеві ланцюги гнучкі в усіх напрямках, що робить їх

незамінними у конвеєрах з криволінійною трасою установки. Крім того, вони мають високу і стабільну міцність.

Кільцеві ланцюги виготовляються відрізками певної довжини, які сполучаються між собою на конвеєрі за допомогою спеціальних з'єднувальних ланок. Один з можливих конструктивних варіантів такої ланки з бічним вирізом прутка показаний на рис. 1.5. Кінці ланки потовщені і мають буртики у вигляді півкільця; на них надівається накладка з пазами, в які заходять буртики. Накладка утримується на ланці за допомогою проміжних штифтів.

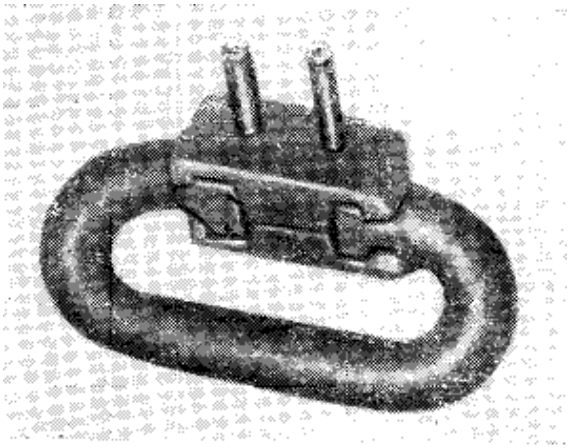


Рисунок 1.5 – З'єднувальна ланка кільцевого ланцюга

Важливою необхідною властивістю тягових ланцюгів є їх здатність сприймати ударні навантаження. Характеристикою ударної міцності ланцюгів є коефіцієнт поглинання, який представляє собою добуток руйнуючого навантаження та подовження, приведеного до довжини ланцюга 914 мм.

Допустиме навантаження на тяговий кільцевий ланцюг визначається шляхом ділення межі пропорційності ланцюга на коефіцієнт запасу, який потрібно приймати рівним 3-4 для горизонтальних конвеєрів та 4-5 – для похилих.

Для пластинчастих ланцюгів втулково-роликової та втулково-коткової конструкцій коефіцієнти запасу для аналогічних умов експлуатації складають відповідно 5 та 7-8.

Опорний постав пластинчастого конвеєра представляє собою металоконструкцію, що складається з опорних рам, а також верхніх і нижніх куткових напря-

мних. Опорні рами встановлюють на певній відстані одна від іншої на шпалах, до рам кріплять напрямні і в разі необхідності контрнапрямні.

По нижніх полицях куткових напрямних здійснюється кочення ходових роликів пластинчастого полотна; реборди роликів при цьому примикають до кромок поличок. Куткові напрямні забезпечують необхідну жорсткість поставу при відносно невеликій його вазі. Для збільшення жорсткості та зменшення зносу можна використовувати спеціальний кутковий профіль зі зносостійкої сталі 30Г з потовщенням на краях горизонтальної полиці.

Для правильного виконання стиків куткових напрямних (навіть невеликі зазори в них призводять до поштовхів і ударів під час проходження роликів) рекомендується використання з'єднувальних конструкцій у вигляді перехідного мостику (рис. 1.6).

Відстань між опорними роликами на прямолінійних дільницях конвеєра приймають 3,2 м, а на криволінійних – удвічі більшу. На останніх куткові напрямні можна також виконувати криволінійними у суворій відповідності до кривизни траси. Проте монтаж таких конвеєрів через недостатність інформації про дійсну конфігурацію майбутньої траси суттєво утруднений. Тому на криволінійних дільницях частіше встановлюють укорочені куткові напрямні під кутом один відносно іншого.

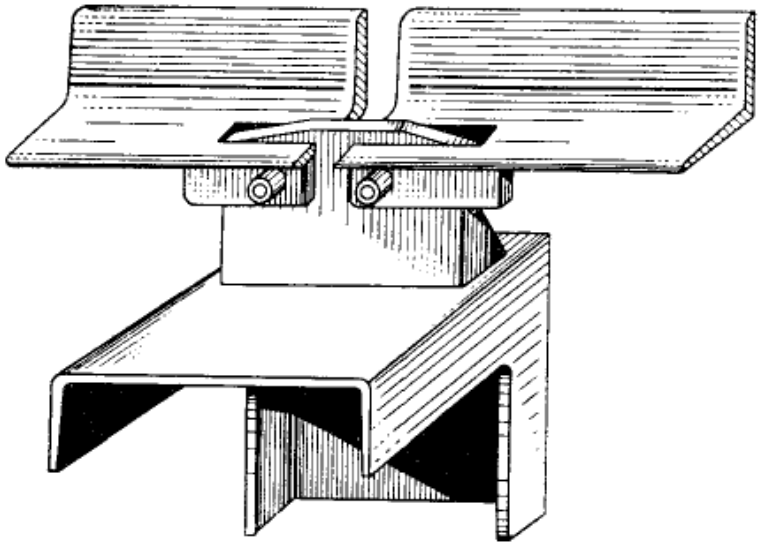


Рисунок 1.6 – Конструкція перехідного мостику між кутковими напрямними опорного поставу пластинчастого конвеєра

Опорний постав пластинчастого конвеєра складається з лінійних, поворотних та перехідних секцій. Перші встановлюються на прямолінійних та слабо викривлених дільницях траси. На рис. 1.7 показаний приклад конструкції лінійної секції пластинчастого конвеєра. Вона складається з двох прогонів 1, опорної рами 2 та поперечної пов'язі 3. Кожний прогін має напрямні 4 для роликів верхнього і нижнього полотен та куткові контрнапрямні 5. Опорна рама виконана у вигляді вигнутого швелера, до якого приварені відповідно перехідні 6 та бічні 7 планки.

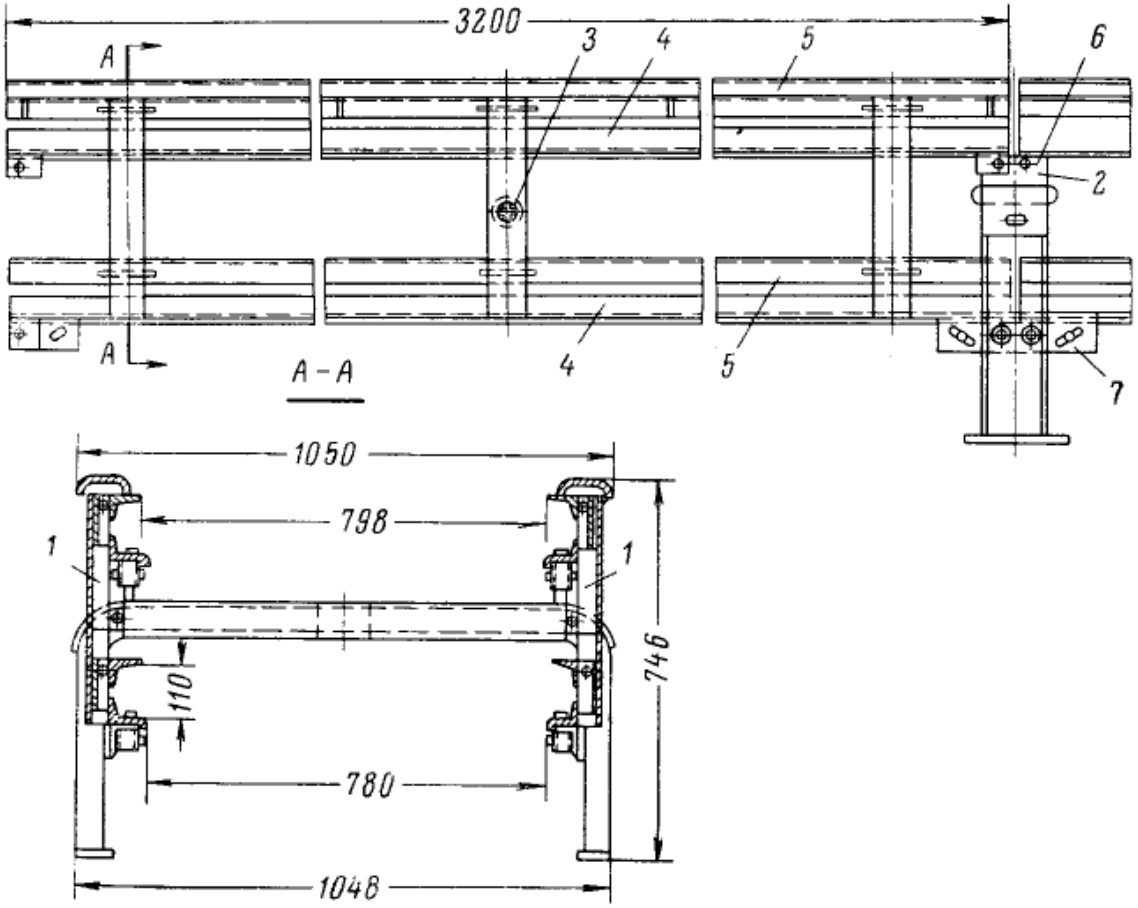


Рисунок 1.7 – Лінійна секція пластинчастого конвеєра:
1 – прогін; 2 – опорна рама; 3 – поперечна пов'язь; 4 – напрямна,
5 - контрнапрямна; 6 – перехідна планка; 7 – бічна планка

1.1.2 Приводні та натяжні пристрої

У залежності від довжини, кута нахилу, характеру траси та продуктивності пластинчасті конвеєри постачаються різними варіантами приводів:

- одним або двома кінцевими приводними пристроями;

- кінцевими та проміжними приводними пристроями;

- лише проміжними приводами.

Кінцеві приводи, які встановлюються в голові чи у хвості конвеєра, можуть бути одинарними або подвоєними. Це можуть бути конструкції з асинхронними короткозамкненими електродвигунами, що передають обертальний момент на вал ланцюгового тягового органу через тягову гідравлічну муфту та редуктор. Є також варіанти використання регульованого електроприводу постійного струму або об'ємного гідроприводу для регулювання швидкості руху полотна. На рис. 1.8 показана конструкція приводної головки пластинчастого конвеєра з подвоєним кінцевим приводом у складі основної 1 і підставної 2 рам, електродвигунів 3, турбомуфт 4, редукторів 5, приводного валу 6 та пристрою для розштибування матеріалу 7.

Основна рама зібрана з двох боковин та поперечних пов'язей трубчастого перетину. На боковинах закріплені редуктори разом з турбомуфтами та електродвигунами. Вузол приводного валу тягового ланцюга складається з самого валу, розрізної зірочки, пристрою для розштибування матеріалу та опор, в литих корпусах яких розміщені підшипники і ущільнення. Трьохступінчасті циліндро-конічні редуктори мають осі електродвигунів, розташовані паралельно осі конвеєра, завдяки чому приводна головка має зменшені за шириною розміри.

Використання гідромуфт в конструкціях пластинчастих конвеєрів забезпечує:

- відносно рівномірне розподілення навантаження між декількома двигунами установки;

- полегшує запуск електродвигуна. У період пуску передача початкового імпульсу від насосного колеса гідромуфти до турбінного відбувається протягом певного часу і двигун встигає розігнатися до номінального числа обертів при холостому навантаженні. Внаслідок цього пускові струми електродвигуна виявляються малими;

- запобігання обриву тягового органу у разі його заклинення. При раптовій

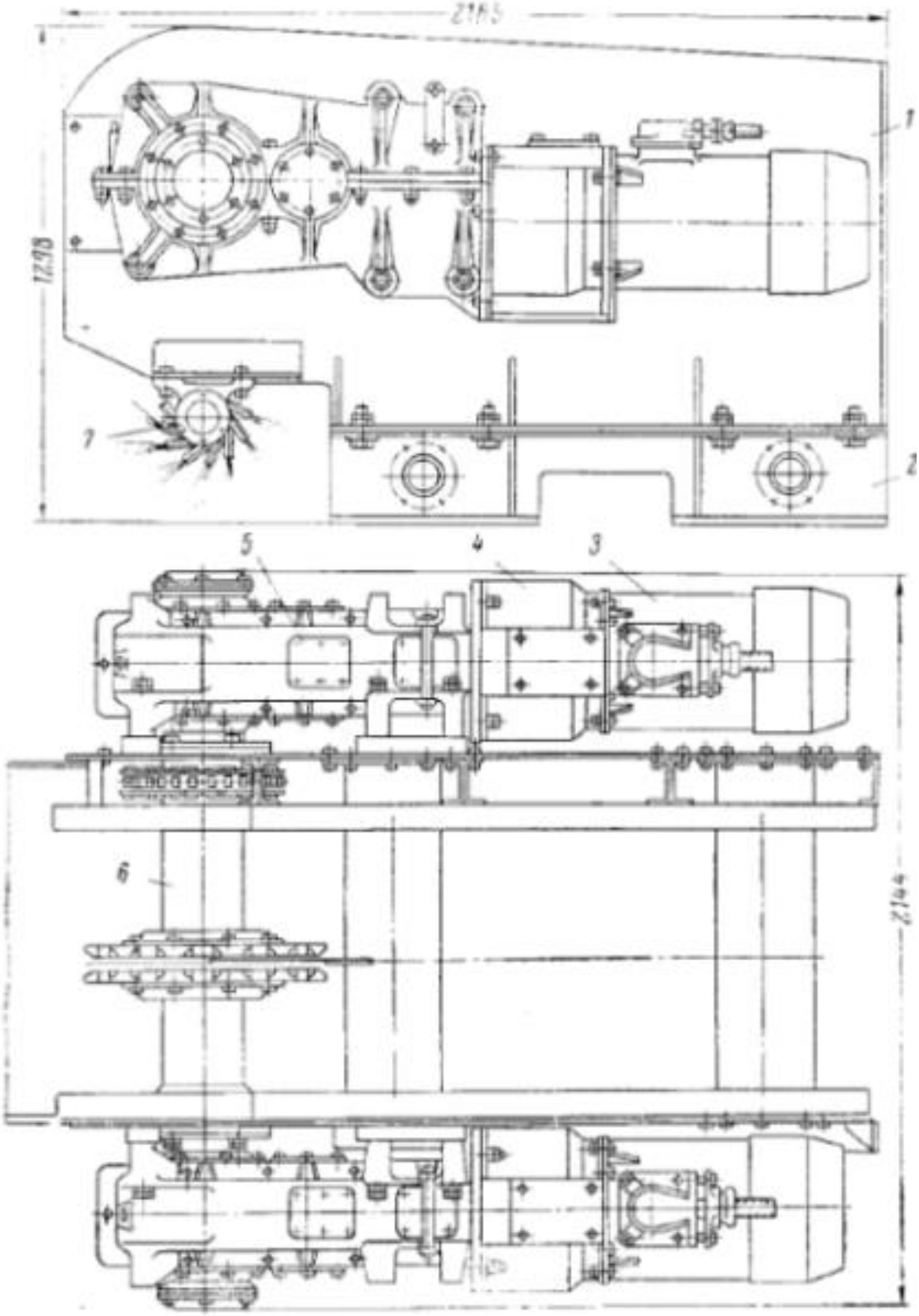


Рисунок 1.8 – Приводна головка пластинчастого конвеєра
з подвоєним кінцевим приводом:
1 – основна рама; 2 – підставна рама; 3 – електродвигун; 4 – турбомуфта;
5 – редуктор; 6 – приводний вал; 7 – пристрій для розштибування матеріалу

зупинці полотна в аварійних випадках кінетична енергія полотна, редукторів та електродвигунів спереду місця заклинення переходить у потенційну енергію пружних деформацій, що викликає додаткове розтягування тягового ланцюга. Але муфта при досягнення максимального моменту роз'єднує редуктор і ротор двигуна. Це усуває вплив ротора, що має великий запас кінетичної енергії, на збільшення деформацій ланцюга.

Крім того, гідродинамічний зв'язок валів у гідромуфті демпфірує виникаючі крутильні та поздовжні коливання.

Проміжні приводи застосовуються при довжині поставу конвеєра більше 1200-1400 м.

Натяжні пристрої використовуються на пластинчастих конвеєрах для попереднього натягу ланцюга, необхідного для передачі тягового зусилля на приводі, обмеження провисання полотна між опорами та забезпечення компенсації подовження тягового органу під час експлуатації конвеєра. Найбільш розповсюдженими є два основні типи жорстких натяжних пристроїв, що характеризуються постійним положення натяжної зірочки у процесі роботи установки.

У першому тяговий орган натягується за допомогою лебідок або рейкових домкратів. Для створення попереднього натягу уся натяжна станція пересувається по відповідним напрямним, але у міру поступового витягнення ланцюга цей натяг зменшується, що вимагає періодичного контролю на станом натягу тягового органу.

Другий тип забезпечує натяг за допомогою гідродомкратів і здатний автоматично контролювати величину попереднього натягу.

Електродвигуни пластинчастих конвеєрів (особливо підземних) характеризуються вибухобезпечним виконанням, значним пусковим моментом та високою перевантажувальною здатністю. Вони відрізняються високою перевантажувальною здатністю та значним пусковим моментом. Завдяки цьому можливий пуск конвеєра з вантажем на полотні. Живлення електрообладнання пластинчастих конвеєрів здійснюється від мережі трьохзфазного струму з напругою 660 В, а ланцюгів керування установкою – струмом з напругою 36 В.

1.2 Визначення основних конструктивних та експлуатаційних параметрів установок

1.2.1 Розрахунок продуктивності пластинчастого конвеєра

Продуктивність може бути визначена за відомою формулою, що використовується для більшості конвеєрних установок [2,4,6,7,9,11]:

$$Q = 3600Fv\gamma, \text{ т/год}, \quad (1.1)$$

де F – площа перетину матеріалу у жолобі конвеєра, м^2; v – швидкість руху полотна, м/с; γ – насипна вага вантажу, т/м^3.

Площа перетину вантажу на полотні пластинчастого конвеєра становитиме (рис. 1.9):

$$F = \left(Bh + \frac{B^2 \tan\rho'}{4}\right)c, \text{ м}^2, \quad (1.2)$$

де B – ширина пластин, см; h – висота бортів пластин, см; ρ’ – кут природного укосу матеріалу на полотні конвеєра, град.; с – коефіцієнт, що враховує зменшення перетину сипкого вантажу на похилому конвеєрі (табл. 1.1).

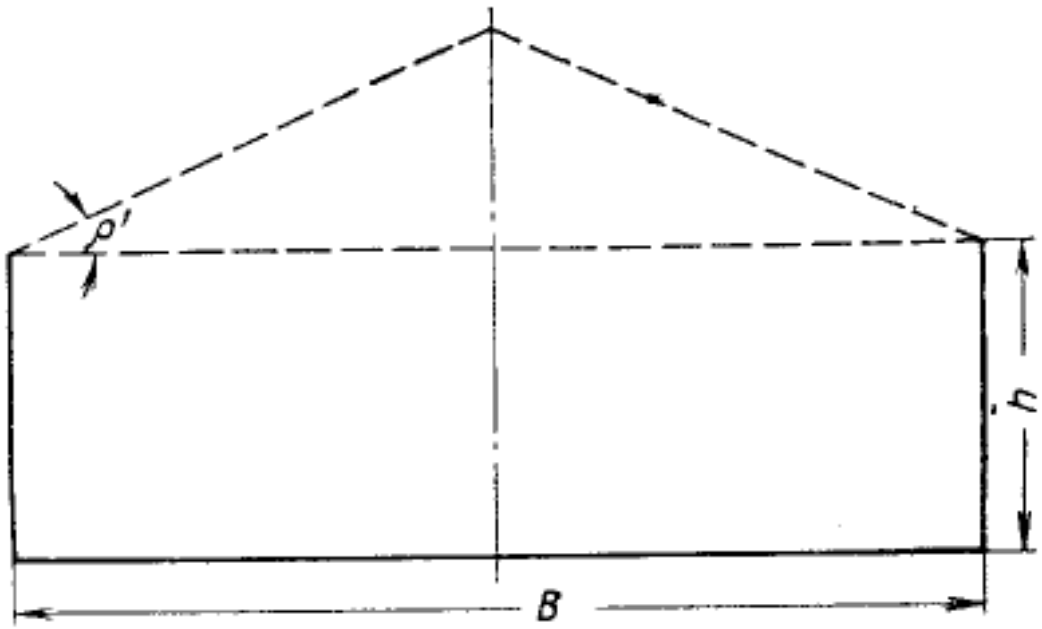


Рисунок 1.9 – Поперечний перетин вантажу на полотні пластинчастого конвеєра

Таблиця 1.1 – Залежність коефіцієнту с від кута нахилу конвеєра

Кут нахилу конвеєра, град.	Коефіцієнт с
до 10	1,00
10-20	0,95
20-30	0,90
більше 30	0,65

1.2.2 Вибір раціональних величин ваги та швидкості руху вантажонесучого полотна

Основним критерієм раціональності вибраних параметрів пластинчастого конвеєра є погонна вага рухомих частин установки. Із зменшенням ваги пластинчастого полотна зменшуються металоємність та вартість конвеєра, витрати електроенергії та зростає відстань між приводами. Вага рухомих частин для заданої продуктивності машини визначається співвідношенням між висотою і шириною несучих пластин та вибраною швидкістю руху робочого органу.

Вага одного погонного метру рухомих частин конвеєра становить:

$$q_0 = (B + 2h)\Delta l_{пл}\frac{100}{t_{пл}}\gamma_{ст} + q_л + q_р, \quad (1.3)$$

де Δ – товщина пластин, см; $l_{пл}$ – довжина пластин, см; $t_{пл}$ – крок пластин, см; $\gamma_{ст}$ – питома вага сталі; $q_л$ – вага 1 м тягового ланцюга; $q_р$ – вага ходових роликів з осями, що припадає на 1 м полотна.

З формули (1.2) маємо:

$$h = \frac{F}{cB} - \frac{B\tan\rho'}{4}. \quad (1.4)$$

Тоді:

$$q_0 = \left(B + \frac{2F}{cB} - \frac{B\tan\rho'}{2}\right)\Delta l_{пл}\frac{100}{t_{пл}}\gamma_{ст} + q_л + q_р. \quad (1.5)$$

Останній вираз представляє собою залежність ваги робочого органу від ширини пластин та площі поперечного перетину матеріалу на полотні. Очевидно, що найбільш раціональною буде така ширина пластин, при якій для даної площі по-

перечного перетину вага рухомих частин конвеєра буде мінімальною. Тобто потрібно визначити таке В, при якому буде найменше значення q_0.

Для горизонтального пластинчастого конвеєра для доставки вугілля при ширині пластин до 700 мм і наступних конструктивних параметрів – Δ = 4 мм; $t_{пл}$ = 160 мм; $l_{пл}$ = 230 мм; $\gamma_{ст}$ = 7,85 г/см^3; $q_л$ = 6 кг/м; $q_р$ = 20-26 кг – маємо:

$$q_0 = (B + 2h)0{,}45 + (20 \div 26). \quad (1.6)$$

Для кута природного укосу матеріалу у русі ρ’ = 15°:

$$F = Bh + 0{,}077B^2,$$

звідси висота бортів пластин складе:

$$h = \frac{F}{B} - 0{,}077B.$$

Тоді формула (1.6) прийме наступний вигляд:

$$q_0 = 0{,}388 + 0{,}9\frac{F}{B} + (20 \div 26). \quad (1.7)$$

Перша похідна q_0 по В:

$$\frac{dq_0}{dB} = 0{,}38 - 0{,}9\frac{1}{B^2}.$$

Критичне значення аргументу (ширини полотна) може бути знайдено з наступної умови:

$$\frac{dq_0}{dB} = 0,$$

звідси:

$$B = 1{,}55\sqrt{F}. \quad (1.8)$$

Оскільки друга похідна – $\frac{d^2q_0}{dB^2} = 1{,}8F\frac{1}{B^2}$ – завжди більше нуля, то при значенні В, що знаходиться за допомогою залежності (1.8), має місце мінімальне значення ваги полотна.

На рис. 1.10 представлені графіки залежності ваги робочого органу від ширини і висоти пластин для різних площ поперечного перетину матеріалу.

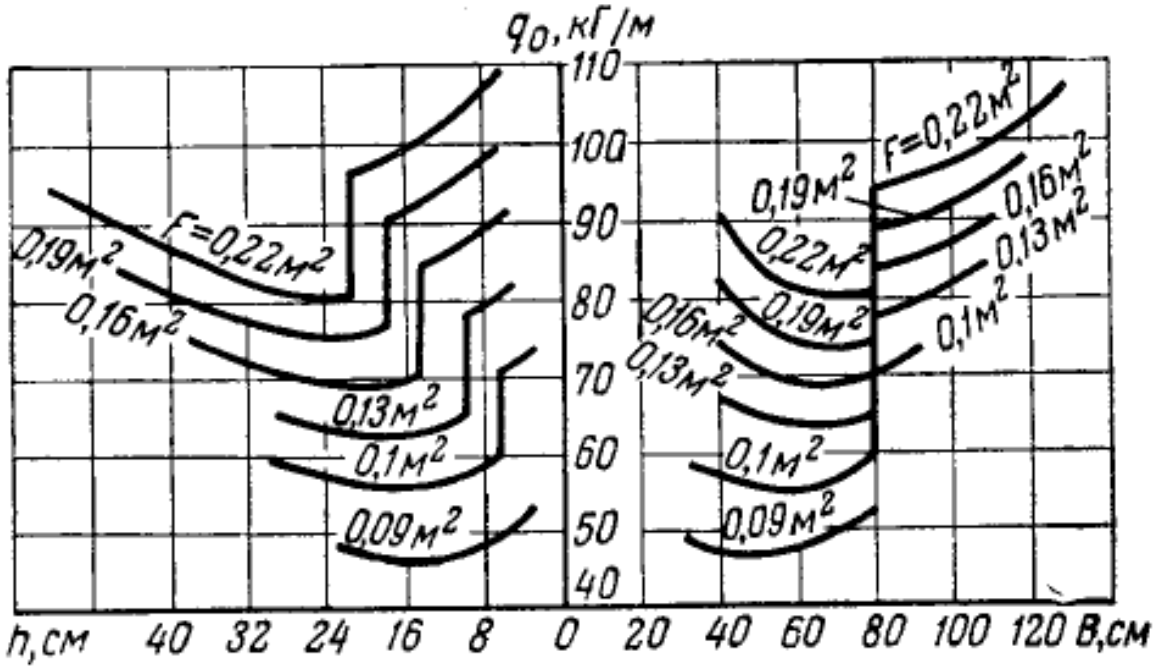


Рисунок 1.10 – Графіки залежності ваги робочого органу пластинчастого конвеєра від ширини і висоти пластин вантажонесучого полотна

На цих графіках видно, що мінімуму значення відповідає певні майданчики кривих, тому ширина конвеєра може призначатися дещо більшою або меншою у порівнянні зі значенням за формулою (1.8).

Вага рухомих частин пластинчастого конвеєра за інших рівних умов визначається також прийнятою швидкістю руху полотна. Якщо у формулу (1.5) підставити значення площі перетину матеріалу, підрахованого за допомогою формули (1.1), то можна знайти залежність ваги робочого органу від швидкості його руху при оптимальних параметрах пластин:

$$q_0 = k\sqrt{\frac{Q}{v}} + b, \tag{1.9}$$

де k і b – постійні коефіцієнти, що залежать від конструкції конвеєра та транспортованого матеріалу.

Для доставки вугілля по горизонталі і товщині пластин 4 мм рівняння (1.9) прийме наступний вигляд:

$$q_0 = 2{,}2\sqrt{\frac{Q}{v}} + (20 \div 26). \tag{1.10}$$

На рис. 1.11 показані графіки залежності ваги полотна від швидкості його руху для різних величин продуктивності. З них видно, що вага полотна зменшується із збільшенням швидкості його руху.

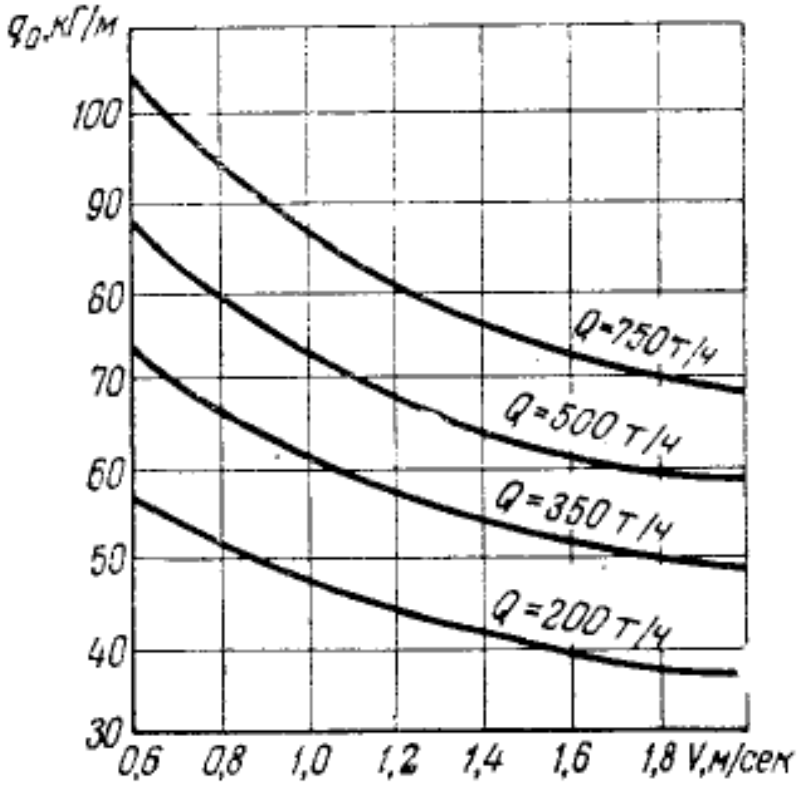


Рисунок 1.11 – Графіки залежності ваги пластинчастого полотна від швидкості його руху

З іншого боку, зростання швидкості руху робочого органу викликає підвищення енергоємності процесу транспортування вантажу. Тому для вибору раціональної швидкості руху пластинчастого полотна потрібно порівнювати витрати на електроенергію за весь період експлуатації конвеєра та витрати на виготовлення робочого органу.

Витрати енергії, що припадають на 1 м довжини прямолінійного конвеєра, кг·м/с:

$$N_{\text{пит}} = (q + q_0)(W_0 \pm i)v + q_0(W_0 \pm i)v, \qquad (1.11)$$

де q – погонна вага вантажу, кг/м; W_0 – середній (для усього конвеєра) коефіцієнт опору руху пластинчастого полотна; і – ухил майданчику, на якому встановлений

конвеєр.

Аналіз останньої формули показує, що збільшення швидкості спричиняє зростання витрат електроенергії. У середньому підвищення швидкості руху удвічі викликає збільшення витрат енергії на 30%.

Вартість 1 м робочого органу конвеєра:

$$C_{\text{р}} = 2q_0 C'_{\text{р}}, \tag{1.12}$$

де $C'_{\text{р}}$ – вартість виготовлення 1 кг деталей робочого органу.

Якщо підставити у цю формулу значення q_0 з виразу (1.9), то можна отримати:

$$C_{\text{р}} = 2C'_{\text{р}} k\sqrt{\frac{Q}{v}} + 2C'_{\text{р}} b\ . \tag{1.13}$$

Таким чином, вартість виготовлення конвеєра зворотно пропорційна кореню квадратному зі швидкості руху полотна.

Порівняння витрат на виготовлення конвеєра і на електроенергію за весь термін експлуатації установки показує, що при горизонтальному розташуванні машини витрати на її виготовлення значно (у 8-10 разів) перевищують витрати на електроенергію. Тобто сумарні витрати на придбання та експлуатацію горизонтального конвеєра зменшуються із збільшенням швидкості пластинчастого полотна. Тому доцільно прискорювати рух полотна для здешевлення вартості конвеєра.

Для похилих установок вибір оптимальної швидкості руху полотна повинен здійснюватися з умови мінімізації сумарних витрат на електроенергію та виготовлення конвеєра.

Висновки:

- подальший розвиток гірничої галузі нерозривно пов'язаний з використанням високоефективних та високопродуктивних транспортних засобів, серед яких чільне місце посідають конвеєрні установки, що дають можливість забезпечити потоковість та автоматизацію транспортних операцій. Але важкі умови гірничодобувного виробництва у багатьох випадках унеможливлюють широке застосування

стрічкового конвеєрного обладнання, найбільш розповсюдженого на сьогоднішній день. За таких обставин значні перспективи мають конвеєри пластинчастого типу, здатні з високою ефективністю та продуктивністю перевозити абразивну гірничу масу практично будь-якої крупності;

- проведений аналіз основних конструктивних елементів пластинчастих конвеєрів для транспортування гірничої маси у вугільних та рудних шахтах і кар'єрах показав, що головною складовою частиною таких установок є пластинчасте полотно, що одночасно виконує ролі тягового та вантажонесучого органів, а також забезпечує можливість транспортування сипких вантажів трасами, викривленими як у плані, так і у профілю. Конструкції, розміри, матеріали та методи виготовлення його елементів – пластин і тягового ланцюга – повинні забезпечити високі рівні міцності, зносостійкості, безвідмовності та довговічності у важких умовах експлуатації гірничих підприємств, що характеризуються значними робочими і постійно діючими навантаженнями;

- вибір тих чи інших типів приводних та натяжних пристроїв пластинчастих конвеєрів має здійснюватися у залежності від довжини, кута нахилу та характеру траси транспортування, а також потрібної продуктивності процесу;

- вибір раціональних конструктивних та експлуатаційних параметрів конвеєрних установок пластинчастого типу повинен бути спрямований на мінімізацію ваги полотна, а, значить, вартості виготовлення конвеєра та витрат на електроенергію під час його роботи, для заданих величин продуктивності.

1.3 Мета і задачі дослідження

Мета роботи – дослідження та вибір раціональних параметрів пластинчастих конвеєрів для гірничій промисловості.

Проведений аналіз особливостей конструктивного виконання та практичного використання в умовах гірничих підприємств конвеєрів пластинчастого типу, переваг і недоліків подібного обладнання, а також можливих шляхів їх удоскона-

лення дав можливість намітити задачі, які потрібно вирішити під час здійснення даного дослідження, а саме:

- вибрати методи теоретичних та експериментальних досліджень;

- дослідити умови роботи та фактори, що впливають на ефективність експлуатації гірничих пластинчастих конвеєрів;

- проаналізувати процеси руху пластинчастого полотна на прямолінійних та криволінійних дільницях траси;

- проаналізувати розподілення навантажень по трасі конвеєра;

- дослідити динамічні процеси, що відбуваються під час роботи пластинчастого конвеєра, зокрема динамічні впливи приводної зірочки тягового ланцюга, а також проміжного приводу конструкції;

- проаналізувати пружні властивості вантажонесучого органу пластинчастого конвеєра;

- проаналізувати умови безвідмовної роботи установки та загальні критерії її надійності;

- оцінити перспективи практичного використання пластинчастих конвеєрів на підприємствах гірничої галузі.

Об’єкт дослідження – технологічний процес транспортування гірничої маси конвеєрами пластинчастого типу.

Предмет дослідження – пластинчастий конвеєр.

Наукове положення – використання конвеєрів пластинчастого типу забезпечує транспортування крупношматкової абразивної гірничої маси викривленими у плані і профілю трасами значної довжини.

2 МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕННЯ

Процес створення та впровадження у виробництво нової високоефективної техніки нерозривно пов'язаний з попереднім проведенням ґрунтовних наукових досліджень, спрямованих на:

- обґрунтування необхідності розробки тієї чи іншої конструкції;

- вибір раціональних параметрів майбутньої машини з метою найкращого виконання тих робочих функцій, для яких вона розробляється;

- забезпечення найвищого світового технічного рівня виробу як з точки зору показників призначення, так і у відношенні максимальної надійності та довговічності виробу;

- розробку ефективного принципу дії і раціональної конструктивної схеми машини на основі творчого аналізу передового досвіду вітчизняного та закордонного галузевого машинобудування;

- забезпечення патентної чистоти та патентного захисту запропонованих технічних рішень;

- оптимізацію конструкції шляхом проведення необхідних теоретичних та експериментальних досліджень тощо.

Виконання цих робіт вимагає якісного опанування методологією наукових робіт з урахуванням специфічних конструктивних особливостей конкретного класу механічного обладнання, вимог, що ставляться до нього та умов його експлуатації.

Проведення наукових досліджень прикладного типу, до яких відносяться описані вище роботи, здійснюється за допомогою загальновідомих методів. Це можуть бути універсальні методи досліджень, які знаходять використання в усіх без виключення галузях науки (аналіз і синтез, індукція і дедукція, абстрагування та конкретизація, аналогія та моделювання), а також спеціальні, що продиктовані цілями та особливостями процесу створення даної техніки з точки зору її важливості та унікальності.

Під час виконання представленої магістерської роботи застосовувалися усі

види методів наукових досліджень. Наприклад, аналітичний метод знайшов використання при обґрунтування вибору розроблюваного обладнання шляхом порівняльного аналізу переваг і недоліків існуючих типів конвеєрного транспорту для перевезення крупношматкової абразивної гірничої маси в умовах гірничих підприємств підземного та відкритого типів, при виборі раціональних конструктивних параметрів пластинчастих конвеєрів на основі вивчення факторів, що впливають на ефективність їх експлуатації, під час оцінки динамічних процесів, які супроводжують роботу такого обладнання, при обґрунтуванні можливих галузей його застосування.

В якості спеціальних можна згадати метод тензометричних вимірювань експлуатаційних параметрів пластинчастих конвеєрів, який використовувався з метою оцінки величин зусиль у тяговому ланцюзі конвеєра під час роботи проміжного приводу, а також методи обробки та презентації результатів експериментальних досліджень, що проводилися під час створення подібних установок.

3 ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ РОБОТИ ТА ФАКТОРІВ, ЩО ВПЛИВАЮТЬ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ЕКСПЛУАТАЦІЇ ГІРНИЧИХ ПЛАСТИНЧАСТИХ КОНВЕЄРІВ

3.1 Аналіз процесу руху пластинчастого полотна на прямолінійних дільницях траси

Технічні показники роботи конвеєра будь-якого типу у значній мірі визначаються опорами руху його робочого органу. У конструкціях пластинчастого типу це опори руху ходових роликів полотна, які складаються з тертя у підшипниках роликів, тертя кочення останніх по напрямних та втрат енергії при ударах і коливаннях полотна від транспортованого вантажу. Останні обумовлені поштовхами під час проходження стиків, вибоїнами на роликах та іншими причинами. Величина коефіцієнту основного опору при цьому може бути визначена за наступною формулою:

$$W_0 = \frac{f'd+2k}{D} + W_{уд}, \tag{3.1}$$

де f' – приведений до внутрішнього діаметру коефіцієнт тертя у підшипниках роликів; d – внутрішній діаметр підшипників ролика; k – коефіцієнт тертя кочення роликів по напрямних; $W_{уд}$ – коефіцієнт опору від ударів та коливань (приблизно, за аналогією з опорами під час руху залізничного транспорту – $W_{уд}$ = 0,001-0,002).

Для незавантаженого полотна коефіцієнт основного опору можна обчислити таким чином:

$$W_0 = \frac{102\eta_{ред}\eta_{м_1}\eta_{дв_1}(N_г+N_х)}{2q_0Lv}. \tag{3.2}$$

Для завантаженої частини полотна:

$$W_0' = \frac{102\eta_{ред}\eta_{м_1}\eta_{дв_1}N_{зав}}{(q+q_0)L_{зав}v} + i, \tag{3.3}$$

де $\eta_{ред}$ – коефіцієнт корисної дії редуктора приводу та вузла тягової зірочки; $\eta_{м1}$ – коефіцієнт корисної дії гідромуфти; $\eta_{дв1}$ – коефіцієнт корисної дії електродвигуна; $N_г$ – потужність, споживана з мережі електродвигуном головного приводу; $N_х$ –

потужність, споживана з мережі електродвигуном хвостового приводу; L – довжина конвеєра; $L_{зав}$ – довжина завантаженої частини конвеєра; i – ухил опорної поверхні конвеєра; $N_{зав}$ – потужність, що витрачається на переміщення завантаженої частини полотна:

$$N_{зав} = (N_г + N_х) - \frac{q_0 v}{102\eta_{ред}\eta_{м_1}\eta_{дв_1}}[L(W_0 + i) + (L - L_{зав})(W_0 - i)]. \qquad (3.4)$$

Результати практичного використання пластинчастих конвеєрів показують, що під час завантаження полотна коефіцієнт опору руху роликів знижується на 5-10% у порівнянні з незавантаженим. У період, що відповідає аварійному стану ходових роликів, коефіцієнт опору зростає удвічі.

Експериментальні дослідження з метою визначення приведеного коефіцієнту опору у підшипниках ходових роликів пластинчастих конвеєрів були проведені свого часу в інституті ВНДІПТМАШ з використанням спеціального пристосування, що давало можливість створювати регульовані радіальні навантаження на підшипники ролика. В результаті аналізу отриманих експериментальних даних були зроблені наступні висновки:

- коефіцієнти тертя у підшипниках нових ходових роликів вищі, ніж у роликів, бувших в експлуатації. Нові ролики можуть мати приведені коефіцієнти опору дещо відмінні один від іншого. У робочих роликів вони практично вирівнюються у результаті припрацювання. На рис. 3.1 і 3.2 показані графіки залежності приведеного коефіцієнту опору від радіального навантаження відповідно нових роликів і таких, що відпрацювали певний час;

- величина приведеного коефіцієнту тертя зростає із збільшенням числа обертів ролика. У діапазоні швидкостей 100-350 об/хв. Вона зростає в середньому на 8% у міру збільшення швидкості на кожні 100 об/хв. Ця залежність приведеного коефіцієнту тертя f’ у підшипниках ролика від швидкості його обертання n може бути виражена наступними емпіричними формулами [13]:

- для порожнього полотна:

$$f' = 0{,}000021n + 0{,}0257; \qquad (3.5)$$

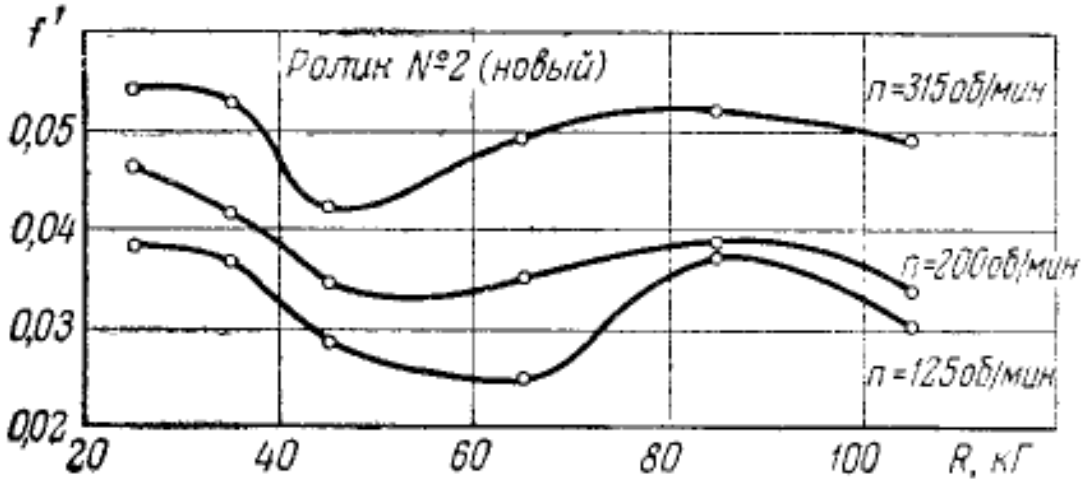


Рисунок 3.1 – Графіки залежності приведеного коефіцієнту опору нових роликів від величини радіального навантаження

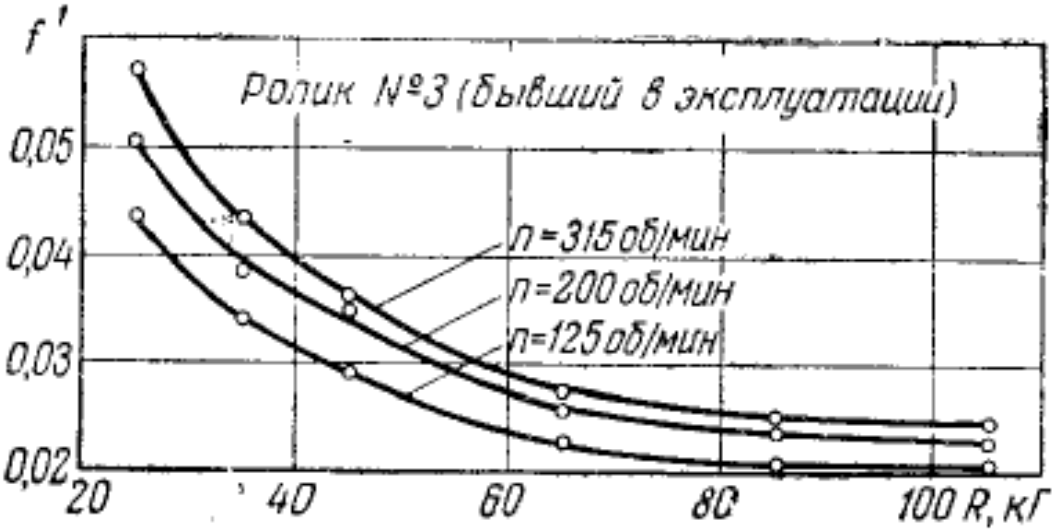


Рисунок 3.2 – Графіки залежності приведеного коефіцієнту опору роликів, бувших в експлуатації, від величини радіального навантаження

- для завантаженого полотна:

$$f' = 0{,}000017n + 0{,}0206. \quad (3.6)$$

- величина приведеного коефіцієнту тертя зменшується із зростанням радіального навантаження на ролик. Для припрацьованих роликів в області малих навантажень коефіцієнт тертя падає досить помітно, а при збільшенні навантаження

інтенсивність зменшення коефіцієнту тертя поступово знижується до нуля. Отже, починаючи з певного навантаження коефіцієнт тертя є постійною величиною;

- для підвищення ступеню захисту підшипників ходових роликів від негативного впливу зовнішнього середовища рекомендується постачати підшипникові вузли торцевими ущільненнями лабіринтового типу. Дослідження показали, що їх використання практично не викликає більш-менш помітного збільшення опорів руху роликів.

Практичний інтерес представляє питання залежності коефіцієнту основного опору від діаметру ходових роликів та швидкості руху несучого полотна. Якщо підставити значення f' і k у формулу (3.1), то можна отримати:

- для порожнього полотна:

$$W_0 = \frac{0{,}00126vd}{\pi D^2} + \frac{0{,}0257d+0{,}08}{D} + 0{,}0015; \quad (3.7)$$

- для завантаженого полотна:

$$W_0' = \frac{0{,}00102vd}{\pi D^2} + \frac{0{,}0206d+0{,}08}{D} + 0{,}0015. \quad (3.8)$$

На рис. 3.3 представлені графіки залежності коефіцієнту основного опору руху порожнього полотна від діаметру ролика (внутрішній діаметр підшипників роликів прийнятий рівним 25 мм) при швидкостях руху пластинчастого полотна 1 і 1,5 м/с. З них видно, що коефіцієнт основного опору різко падає із збільшенням діаметру ходових роликів до 120-150 мм; далі його зменшення стає незначним.

Величини опору на прямолінійній дільниці горизонтального конвеєра:

- верхньої (завантаженої) гілки:

$$W_{зав} = (q + q_0)(W_0' \pm i)l; \quad (3.9)$$

- нижньої (порожньої) гілки:

$$W_{пор} = q_0(W_0 \pm i)l. \quad (3.10)$$

Тут: l – довжина дільниці; i – середній ухил дільниці.

Величини опору на похилому конвеєрі:

- верхньої гілки:

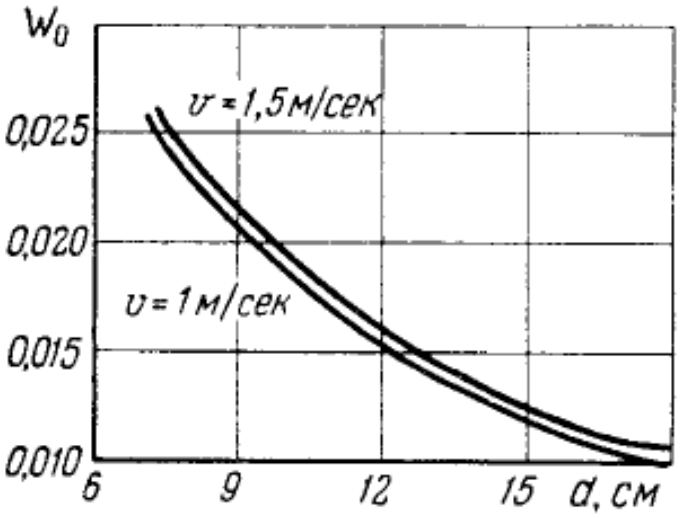


Рисунок 3.3 – Графіки залежності коефіцієнту основного опору руху порожнього полотна від діаметру ролика

$$W_{зав} = (q + q_0)(W_o' \cos\alpha \pm \sin\alpha)l; \quad (3.11)$$

- нижньої гілки:

$$W_{пор} = q_0(W_o \cos\alpha \pm \sin\alpha)l, \quad (3.12)$$

де α – кут установки конвеєра.

3.2 Аналіз процесу руху пластинчастого полотна на криволінійних дільницях траси

Рух пластинчастого полотна на криволінійних дільницях конвеєрної траси ускладнюється появою додаткових приростів натягу, що обумовлюються, крім основного опору руху, опором від ухилу, опором від кривої та жорсткістю полотна. Приріст натягу від основного опору руху та опору від ухилу дорівнює:

$$(q + q_0)(W_o \pm i)dl.$$

Приріст натягу внаслідок опору від кривої:

$$SW_к d\alpha.$$

Тут коефіцієнт $W_к$ враховує опір від притискання реборд до напрямних та опір від жорсткості ланцюга.

Опір від жорсткості пластинчастого полотна:

$$\frac{20}{R} = W_{пл} dl,$$

де $W_{пл}$ – питома сила опору (сила, що припадає на 1 м довжини криволінійної дільниці) від жорсткості пластинчастого полотна при радіусі вигину, що дорівнює 20 м.

Величина повного приросту натягу на елементарній криволінійній дільниці конвеєрної траси:

$$dS = (q + q_0)(W_o \pm i)dl + SW_o d\alpha + \frac{20}{R} W_{пл} dl.$$

Якщо замінити dl = Rdα, то можна отримати:

$$\frac{dS}{d\alpha} - SW_к - (q + q_0)(W_o \pm i)R - 20W_{пл} = 0.$$

Це рівняння вирішується шляхом інтегрування у межах змінення величини натягу (S_0 – S) та кута повороту (0 – α). В результаті отримуємо:

$$S = \frac{(q+q_0)R(W_o \pm i)+20W_{пл}}{W_к} (l^{W_к \alpha}) + S_0 l^{W_к \alpha}. \quad (3.13)$$

Остання залежність дозволяє визначити натяг робочого органу після проходження ним криволінійної дільниці радіусом R при куті повороту α. Проте для використання цієї формули потрібно знати величини $W_к$ і $W_{пл}$, які можуть бути визначені лише експериментальним шляхом.

Проведені численні практичні дослідження опорів руху пластинчастого полотна дали можливість зробити наступні важливі висновки:

- пластинчасті горизонтальні конвеєри можуть працювати без додаткових проміжних приводів при довжині поставу до 1200-1300 м в умовах будь-якої викривленості конвеєрного поставу;

- для суттєвого зниження опорів руху полотна на криволінійних дільницях рекомендується періодичне змащення куткових напрямних солідолом.

Ефективність змащення виявляється вельми високою незважаючи на те, що мастило з куткових напрямних швидко стікає і вони залишаються практично незмащеними. Проте цей ефект можна пояснити з точки зору сучасної теорії механізму сухого та граничного тертя.

Згідно з нею спостерігається суттєве значення адсорбційного шару мастила для зменшення сил тертя. Якщо нанести на поверхні металу тертьових деталей дуже тонкі молекулярні (товщиною в одну-дві молекули) шари мастила, то сила тертя між цими поверхнями знижується у кілька разів. Після стирання (або стікання) надлишку мастила поверхня металу здатна зберегти тонкий його шар, адсорбований (немовби прилиплий за рахунок дії сил молекулярного зчеплення)до поверхонь тертьових деталей. Орієнтовані взаємно паралельно ланцюги молекул адсорбційного моношару зчіплюються силами молекулярного протягування, що забезпечує необхідну міцність усього шару, яка дозволяє йому витримувати без продавлювання силу тиску між контактуючими тілами. Завдяки цьому взаємне ковзання тіл полегшується у порівнянні з незмащеними поверхнями. Так, за даними Інституту фізичної хімії АН СРСР, дослідженнями якого й було виявлено свого часу велике значення адсорбційного шару мастила на сили взаємного тертя, наявність мономолекулярного шару мастила зменшує коефіцієнт тертя між сталевими поверхнями у 3,5 рази [13].

Таким чином, можна стверджувати, що після змащення куткових напрямних і подальшого витікання мастила на поверхнях кутків і ходових роликів утворюються адсорбційні шари мастила, які й призводять до різкого зменшення тертя ковзання між ребордами роликів та кутковими напрямними, а також деякого зменшення тертя кочення роликів по напрямних.

Натяг тягового ланцюга у кінці дільниці між приводами визначається за допомогою наступної формули:

$$S = S_0 + \sum_{i=1}^{n} W_{\text{п}} + \sum_{i=1}^{m} W_{\text{к}}, \qquad (3.14)$$

де S_0 – натяг на початку дільниці; $\sum_{i=1}^{n} W_{\text{п}}$ – сума опорів на прямолінійних дільницях; $\sum_{i=1}^{m} W_{\text{к}}$ – сума опорів на криволінійних дільницях.

3.3 Аналіз розподілення навантаження по трасі конвеєра

Характерною рисою пластинчастих конвеєрів, розрахованих на використання в умовах гірничодобувних підприємств, у багатьох випадках є значна довжина конструкцій, яка вимагає застосування в одному поставі декількох приводів. При цьому два чи три приводи можуть розташовуватися на кінцевих станціях, а в разі залучення на допомогу цим пристроям проміжних приводів загальне число приводних установок може сягати 6-10. У таких умовах роботи важливого значення набуває проблема розподілення потужності між окремими приводами, адже його особливості буде визначати не лише опори руху, а ще й статичні напруження тягового органу.

Згідно з теорією розподілення навантаження між приводами для скребкових конвеєрів величина навантаження кожного з них залежить від жорсткості його характеристики [13]. Такий підхід з успіхом може бути використаний і для багатоприводних пластинчастих конвеєрів. Тягові зусилля, які будуть передавати приводи багатоприводної установки, складатимуть:

$$F_1 = (v_0 - v)ac_1 ;$$
$$F_2 = (v_0 - v)ac_2 ;$$
$$\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots$$
$$F_i = (v_0 - v)ac_i , \qquad (3.15)$$

де c_1, c_2, …, c_i – жорсткість характеристики відповідного приводу; v_0 – швидкість руху тягового органу за відсутності ковзання електродвигуна і муфти; v - фактична швидкість руху тягового органу; а – коефіцієнт, що визначається за наступною формулою:

$$a = \frac{120i}{\pi D_з^2}, \qquad (3.16)$$

де і – передатне число редуктора приводу; $D_з$ – діаметр тягової зірочки.

З огляду на те, що підсумок тягових зусиль на усіх приводах дорівнює підсумковій величині статичних опорів на конвеєрі, остання може бути наступною:

$$W = (v_0 - v)ac,$$

де с – коефіцієнт, величина якого визначається жорсткістю характеристик приводів конвеєра.

Тоді маємо:

$$v_0 = v - \frac{W}{ac}$$

і формули (3.16) приймуть вигляд:

$$F = W\frac{c_1}{c};$$

$$F = W\frac{c_1}{c};$$

……

$$F = W\frac{c_1}{c};$$

$$F_1 + F_2 + \cdots + F_i = W. \qquad (3.17)$$

Ця система рівнянь виражає розподілення навантаження між приводами конвеєра. Її аналіз показує, що нерівномірність цього розподілення зменшується із зростанням ковзання асинхронних електродвигунів та гідромуфт, які входять до складу приводів, тобто у міру пом'якшення їх механічних характеристик. Цим і пояснюється доцільність використання гідромуфт як засобів вирівнювання навантажень між приводами. Завдяки ним різниця у навантаженнях, що сприймаються кожним окремим двигуном, не перевищує 10-15% [13].

Проте рівняння (3.17) не враховують пружні характеристики робочого органу конвеєра. В реальних умовах експлуатації подовження робочого органу внаслідок дії зусиль натягу ще більше сприяє вирівнюванню навантажень між приводами.

Розглянемо для прикладу роботу конвеєра з двома приводами, розташованими на його кінцевих станціях. Будемо вважати, що початкове навантаження обох приводів буде однаковим. В силу цього і натяги тягового органу перед кожним приводом також будуть однаковими. Якщо один з приводів (наприклад, холостий) з будь-якої причини забере більше навантаження, то натяг робочого органу на дільниці перед ним збільшиться, а перед іншим (головним) – відповідно зменшиться. На підставі закону збереження маси можна записати:

$$q_{\text{г}} v_{\text{г}} = q_{\text{х}} v_{\text{х}} ,$$

де $q_г$ і $q_х$ – погонні ваги робочого органу у місцях набігання відповідно на головний і хвостовий приводи; $v_г$ і $v_х$ – фактичні швидкості руху робочого органу у місцях набігання відповідно на головний і хвостовий приводи.

Очевидно, що:

$$q_{\text{г}} = \frac{q_0}{1+\frac{S_{\text{г}}}{E_{\text{г}}}}; \quad q_{\text{х}} = \frac{q_0}{1+\frac{S_{\text{х}}}{E_{\text{х}}}}, \tag{3.18}$$

де q_0 – погонна вага робочого органу у місцях набігання відповідно на головний і хвостовий приводи; $S_г$ і $S_х$ – натяги тягового органу у місцях набігання відповідно на головний і хвостовий приводи; $E_г$ і $E_х$ – жорсткості робочого органу при натягах $S_г$ і $S_х$.

Оскільки у нашому випадку $S_г < S_х$, то очевидно, що $q_г > q_х$, а, значить, $v_г < v_х$. Таким чином, при зменшення навантаження на головному приводі швидкість тягового органу у місці набігання його на привод зменшується, а це викликає збільшення різниці ($v_0 – v_г$) і, як наслідок, зростання навантаження на цей привод. І навпаки, збільшення навантаження на холостому приводі викличе зменшення різниці ($v_0 – v_х$), що обумовить зменшення навантаження. Вплив пружності робочого органу при цьому буде тим більшим, чим мешу жорсткість він матиме.

Коли окрім кінцевих приводів використовуються також і проміжні, розподілення навантаження між ними суттєво ускладнюється. Для забезпечення нормальної роботи кулаки проміжного приводу виконують з кроком, що перевищує відповідний відрізок тягового ланцюга, а в період виходу його із зачеплення повідомляється уповільнення. Зменшення швидкості ланцюга у проміжного приводу викликає необхідність у певному збільшення швидкості приводних кулаків для забезпечення середньої швидкості руху ланцюга на конвеєрі. Локальні змінення швидкості руху ланцюга компенсуються динамічними імпульсами, виникаючими у ній під час роботи проміжних приводів.

Величина швидкості руху ланцюга проміжного приводу:

$$v_{\text{п}} = v + \frac{U_{\text{о}}}{a} v , \tag{3.19}$$

де v – середня швидкість руху тягового ланцюга конвеєра; U_o – різниця кроку кулаків та відповідного відрізку тягового ланцюга (через неточність виготовлення тягового ланцюга може змінюватися у певних межах; із збільшення зносу тягового ланцюга вона зменшується); а – крок відрізку тягового ланцюга.

Практична величина швидкості руху ланцюга може відрізнятися від значення, розрахованого за формулою (3.19). Завдяки цьому у період роботи конвеєра кулаки проміжного приводу можуть відставати від тягового ланцюга (проміжний привод не бере навантаження) або, навпаки, випереджати ланцюг (при цьому розвантажуються кінцеві приводи). Можлива гранична похибка швидкості руху ланцюга проміжного приводу становитиме:

$$\Delta v_{\text{п}} = \pm\Delta v \pm \Delta v_i - \Delta v_U \,, \qquad (3.20)$$

де Δv – абсолютна похибка середньої швидкості руху ланцюга; Δv_U – похибка швидкості приводного ланцюга від зменшення величини U_0; Δv_i – похибка внаслідок неточного підбору передатного числа редуктора проміжного приводу.

Шляхом вибору відповідної характеристики гідромуфт можна досягти приблизно однакового розподілення навантаження між усіма приводами конвеєра. Проте можливі витоки масла з муфт можуть змінити цю характеристику і порушити рівномірність розподілення навантаження. Тому необхідно постійно контролювати ступінь заповнення гідромуфт.

Наявність останніх обумовлює також певне демпфірування пружних коливань, що виникають у тяговому органі та приводах конвеєра, а, крім того, забезпечує захист від обриву тягового органу у разі його можливого заклинення. У разі виникнення останнього муфта роз’єднує редуктор і ротор електродвигуна приводу.

З огляду на це, гідромуфта є важливою та невід’ємною складовою частиною конструкції приводу пластинчастого конвеєра, що суттєво підвищує надійність його роботи.

3.4 Дослідження динамічних процесів, що відбуваються під час роботи пластинчастого конвеєра

3.4.1 Аналіз пружних властивостей робочого органу

До пружних властивостей робочого органу конвеєра відносяться його жорсткість, швидкість розповсюдження пружної хвилі та величина розсіювання пружної енергії під час проходження хвильового імпульсу.

Тяговий ланцюг з пластинчастим полотном спирається на ходові ролики, крок установки яких в декілька разів більше кроку пластин полотна. Тому робочий орган пластинчастого конвеєра провисає між роликами і тим більше, чим більше вага пластин і вантажу. Крім того, провисання залежить від величини зазорів між пластинами, ступенів їх взаємного перекриття та притискання.

Внаслідок наявності провислих дільниць у полотні пружні хвилі та імпульси поширюються у ньому з певним розсіюванням енергії, пов'язаним з періодичним чергуванням періодів змінення та зворотного відновлення положення полотна у початковий стан.

На рис. 3.4 показані результати дослідження жорсткості робочого органу пластинчастого конвеєра, а саме: залежності відносного (приведеного до 1 м довжини) подовження полотна ε від величини його натягу S при кроці роликів 1440 мм і різних навантаженнях. Вони свідчать, що величини відносного подовження зростають із збільшенням погонного навантаження та кроку установки роликів.

Умовна жорсткість E пластинчастого полотна як коефіцієнт пропорційності між натягом ланцюга S та відносним подовженням полотна ε була визначена з графіків ε = f (S):

$$E = \frac{dS}{d\varepsilon}.$$

Графіки залежності жорсткості полотна E для кроку роликів 1440 мм при різних погонних навантаженнях від натягу ланцюга S представлені на рис. 3.5. З них видно, що жорсткість полотна при натягу вище 700 кГ практично пропорційна натягу ланцюга. Із збільшенням натягу ланцюга жорсткість за наявності плас-

тин зростає і поступово наближається до певної постійної величини, що відповідає жорсткості ланцюга за відсутності провислих дільниць.

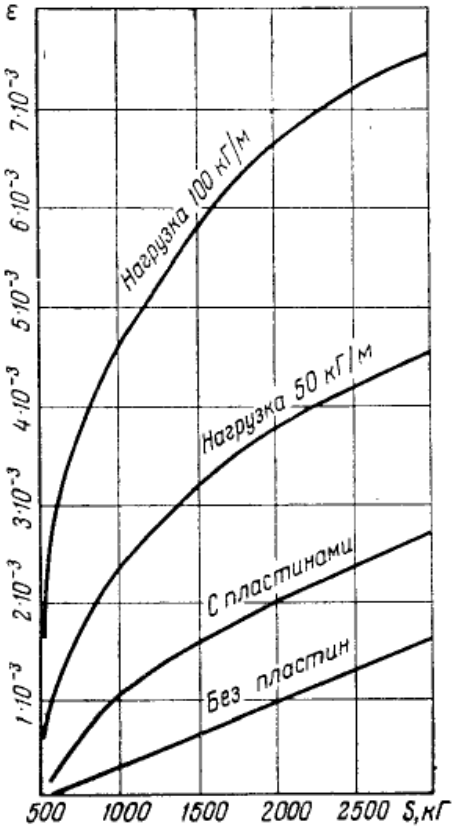


Рисунок 3.4 – Графіки залежності відносного подовження полотна ε пластинчастого конвеєра від величини його натягу S при кроці роликів 1440 мм і різних навантаженнях

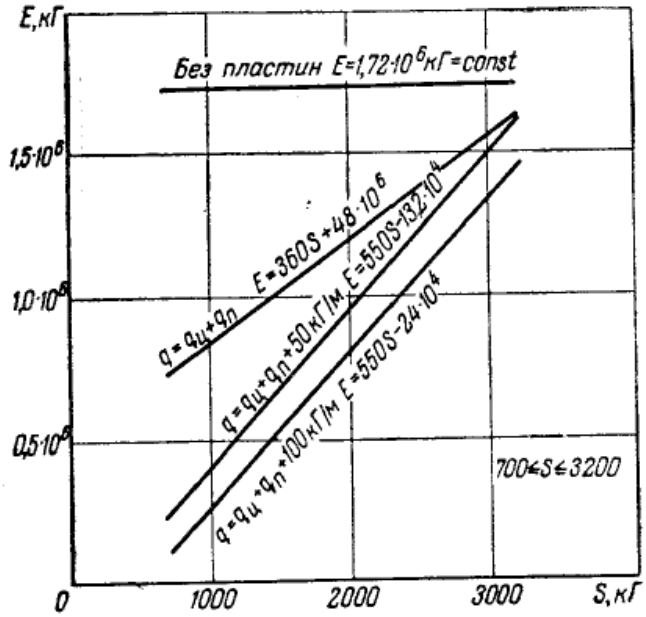


Рисунок 3.5 – Графіки залежності жорсткості полотна E від натягу ланцюга S при кроці роликів 1440 мм

3.4.2 Дослідження динаміки від роботи приводних зірочок

Дослідження, які були виконані в інституті Гіпровуглегірмаш, мали на меті розробку методики визначення динамічних зусиль, обумовлених роботою приводних зірочок. Схема зачеплення ланцюга із зірочкою показана на рис. 3.6.

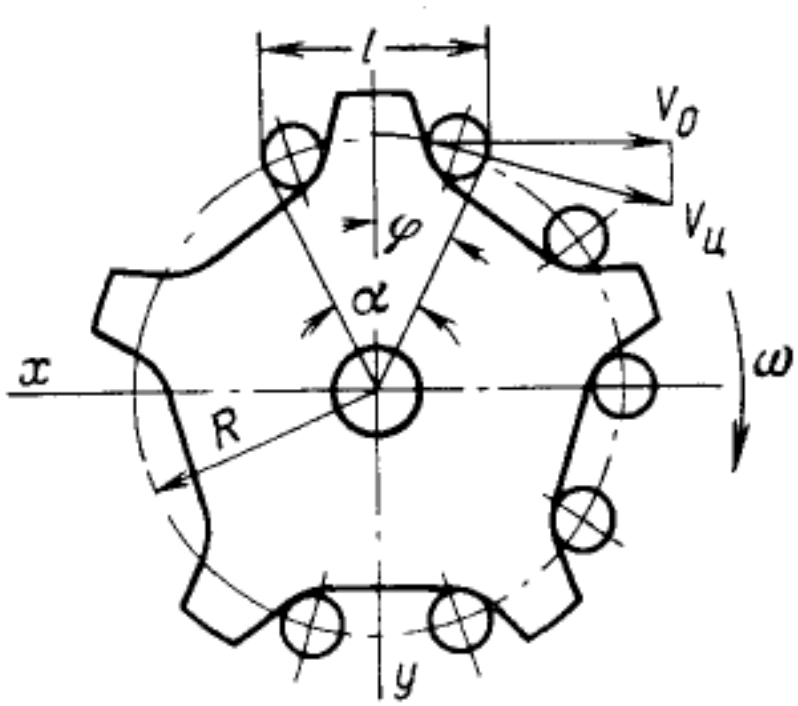


Рисунок 3.6 – Схема зачеплення ланцюга із зірочкою

Абсолютна швидкість руху точки контакту ланцюга з приводною зірочкою (у напрямку руху ланцюга) дорівнює:

$$v_л = \omega R \cos \omega t \,, \tag{3.21}$$

де ω – кутова швидкість приводної зірочки; R – радіус зірочки; ωt – кут повороту зірочки, величина якого змінюється від – 0,5α_0 до + 0,5α_0.

Графік цієї залежності показаний на рис. 3.7а. Середня швидкість руху точки контакту ланцюга у напрямку його руху (це шлях, який проходить точка контакту за час повороту зірочки на один зуб чи грань) становитиме:

$$v_0 = \omega R \frac{\sin \varphi_0}{\varphi_0} \,, \tag{3.22}$$

де φ_0 – половина кута зачеплення.

З іншого боку:

$$sin\,\varphi_0 = \frac{l}{2R},$$

де l – крок ланцюга.

Очевидно, що у місці контакту ланцюга із зірочкою будуть відбуватися пружні зміщення перетинів ланцюга з наступною швидкістю:

$$v = v_л - v_0 = \omega R\,cos\,\omega t - v_0\,. \qquad (3.23)$$

Графік цього рівняння показаний на рис. 3.7б. На ньому видно, що точка контакту ланцюга із зірочкою коливається (у відносному русі) навколо деякого середнього положення; при цьому зміщення точки контакту відносно середнього положення неоднакові.

В разі позитивного значення різниці ($v_л$ – v_0) буде відбуватися розтягування набігаючої гілки ланцюга, а негативного – стискання, тобто зменшення її статичного натягу (рис. 3.7в). Таким чином, величина швидкості пружних зміщень v у точці контакту визначає динамічні зусилля у ланцюзі, що виникають при передачі руху тягового ланцюга приводній зірочці.

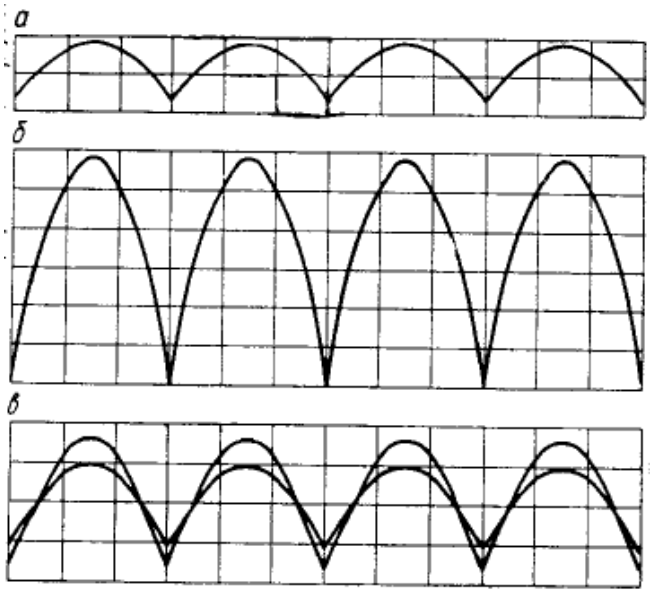


Рисунок 3.7 – Кінематичні параметри та змушені зусилля
у точці контакту ланцюга і зірочки: а – графік швидкості руху ланцюга;
б – графік швидкості зміщень; в – графік змушеного зусилля

Динамічні зусилля, що виникають у тяговому ланцюзі під час роботи приводних зірочок, спроможні викликати розвиток втомних явищ в ньому. Для запобігання цього слід намагатися обмежувати їх величину шляхом вибору раціональних параметрів ланцюгового зачеплення. Наприклад, при кроці тягового ланцюга 0,16 м число зубів зірочки рекомендується приймати рівним 14 [13].

3.4.3 Теоретичні та експериментальні дослідження динаміки від роботи проміжних приводів

Відстань між упорами на тяговому органі для кулаків проміжного приводу внаслідок неточності виготовлення ланцюга та його зносу змінюється у певних межах. Тому для запобігання заклинення крок кулаків має бути більшим (або меншим) максимально можливого розміру відповідного відрізку тягового органу.

Різниця між кроком кулаків і кроком упорів на ланцюзі викликає відсутність передачі тягового зусилля у період між виходом із зачеплення переднього кулака та входом заднього. При цьому має місце різке зростання натягу тягового органу перед приводом на величину тягового зусилля (вихід переднього кулака із зачеплення) та подальше різке зменшення натягу на цю ж величину (вхід у зачеплення заднього кулака). Внаслідок таких значних за величиною динамічних зусиль у тяговому органі розвиваються втомні руйнування.

З огляду на це вельми бажано, щоби вхід заднього кулака у зачеплення відбувався обов'язково одночасно з виходом переднього кулака із зачеплення, а динамічні зусилля, що виникатимуть при цьому, обмежувалися певною заданою величиною.

Розподілення натягів у ланцюзі пластинчастого конвеєра з проміжними приводами показано на рис. 3.8.

У початкові моменти цих періодів (виходу переднього за ходом ланцюга кулака із зачеплення і входу наступного заднього) швидкість переднього кулака, який поки що знаходиться у зачепленні, починає зменшуватися за законом, що задається кінематичними параметрами приводу. При цьому зменшується тягове зусилля приводу від $F = S_{max} - S_0$ до певної величини, яка в окремих випадках може

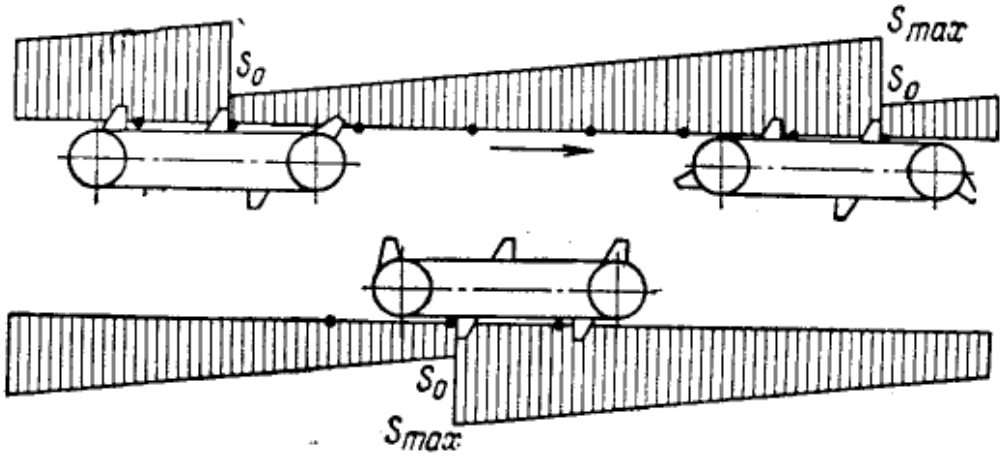


Рисунок 3.8 – Розподілення натягів у ланцюзі пластинчастого конвеєра з проміжними приводами

впасти навіть до нуля. Після входу у зачеплення заднього кулака тягове зусилля знову стає рівним F. Усе це викликає змінення натягу тягового органу, які супроводжуються появою пружних хвиль розтягання і стискання в ньому, фронт яких розповсюджується уздовж робочого органу з певною швидкістю.

На рис. 3.9 показаний графік швидкості ланцюга у місці розташування проміжного приводу. На ньому заштриховані площі ідентичні робочим зазорам, що мають місце при роботі сусідніх кулаків. Кожному зазору відповідають при постійній величині уповільнення певний період гальмування та мінімальна швидкість тягового органу.

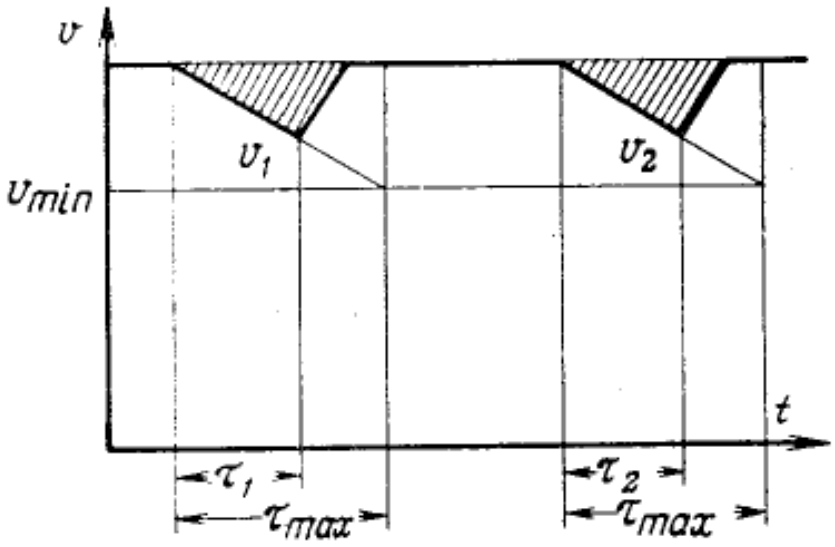


Рисунок 3.9 – Графік швидкості ланцюга у місці розташування проміжного приводу

Таким чином, у період виходу переднього кулака із зачеплення тяговий орган уповільнює свій рух, а задній кулак продовжує рухатися з номінальною швидкістю. Внаслідок цього у певний момент входження останнього у зачеплення (після вибирання робочого зазору) відбувається удар, що супроводжується появою у тяговому органі пружних імпульсів. Імпульси розтягання і стискання чергуються й викликають врешті-решт згадані вище пружні хвилі.

Максимальні динамічні зусилля, обумовлені роботою проміжного приводу у моменти входу і виходу із зачеплення приводних кулаків, визначаються кінематичними параметрами приводу, а саме: швидкістю руху кулака у момент виходу його із зачеплення ($v - v_0$) і часом періоду уповільнення кулака τ. Тому потрібно, виходячи з допустимих значень цих зусиль та визначеного закону руху приводних кулаків у періоди уповільнення, вибрати відповідні кінематичні параметри проміжного приводу. Ця задача фактично зводиться до вибору кроку кулаків та визначення профілю напрямних для їх роликів, який забезпечує заданий закон руху кулаків.

Розглянемо приблизну методику рішення вказаної задачі згідно з приведеною на рис. 3.10 схемою.

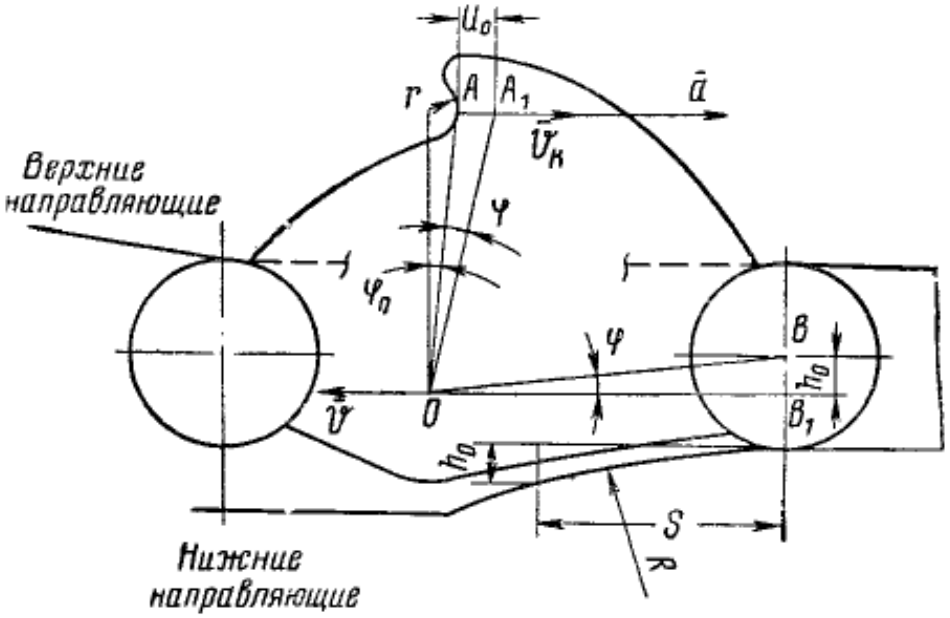


Рисунок 3.10 – Схема до визначення
кінематичних параметрів проміжного приводу

Під час уповільнення руху кулака він повертається на кут φ відносно центру повороту О, тому:

$$tan\,\varphi = \frac{AA_1}{OA_1} = \frac{u_0}{OA},$$

де u_0 – величина відставання точки контакту кулака.

При повороті кулака центр його заднього ролика опускається на величину:

$$h = OB\,tan\,\varphi = u_0\frac{OB}{OA} = \frac{at^2}{2}\mu,$$

де $\mu = \frac{OB}{OA}$.

Шлях, що проходить центр кулака у період уповільнення його точки контакту:

$$S = v_{\text{п}}t,$$

де $v_{\text{п}}$ – швидкість руху приводного ланцюга.

Тому:

$$h = \frac{a\mu}{2v_{\text{п}}^2}S^2.$$

У цій формулі а, μ і $v_{\text{п}}$ є постійними величинами.

Тепер потрібно знайти залежність для радіусу кривизни цієї напрямної. Як відомо, для плоскої кривої радіус кривизни дорівнює:

$$\rho = \frac{[1+(h')^2]^{\frac{3}{2}}}{h''}, \qquad (3.24)$$

де

$$h' = \frac{dh}{dS}; \quad h'' = \frac{d^2h}{dS^2}.$$

Для нашого випадку:

$$h' = \frac{a\mu}{v_{\text{п}}^2}S; \quad h'' = \frac{a\mu}{v_{\text{п}}^2}.$$

Величина $(h')^2$ у формулі (3.24) є достатньо малою, тому нею можна знехтувати. Тоді радіус кривизни буде дорівнювати:

$$\rho = \frac{1}{h''} = \frac{v^2}{a\mu}. \qquad (3.25)$$

З огляду на те, що $\rho = const$, очевидно, що шукана крива представляє собою окружність радіусом ρ. Таким чином, вибрані з умови допустимих динамічних зусиль величини а і τ при даних геометричних параметрах приводу і величині зазору u_0 визначають радіус криволінійних напрямних для виходу із зачеплення приводного кулака. Із збільшенням радіусу напрямних зменшуються уповільнення а та відносна швидкість у момент удару v_0. Тому для зменшення динамічних зусиль, обумовлених роботою проміжного приводу, потрібно збільшувати радіус напрямних.

Для перевірки отриманих даних в інституті Гіпровуглегірмаш були проведені експериментальні дослідження. Виконаний за їх результатами кінематичний аналіз показав, що рух точки контакту кулака з ланцюгом відбувається наступним чином: при переміщенні кулака у місці переходу від горизонтальної до прямолінійної похилої напрямної спостерігається різке зменшення швидкості точки контакту, а далі, коли кулак рухається по цій похилій напрямній, точка контакту має постійну швидкість $v_o < v$. Внаслідок цього через певний час вибирається зазор між заднім кулаком та відповідним шарніром ланцюга і здійснюється входження цього кулака у зачеплення. Час, протягом якого формується динамічне зусилля при виході із зачеплення, вельми малий, що й визначає значну інтенсивність зростання цього зусилля.

Згідно з отриманими теоретичними та експериментальними результатами були виготовлені і випробувані криволінійні напрямні приводу, окреслені за радіусом з формули (3.25), після чого робота приводу протікала без проявів помітної динаміки.

Робота проміжного приводу відбувалася при цьому одночасно з головним і хвостовим кінцевими приводами. Результати електричних вимірювань показали, що наявність проміжного приводу, незважаючи на додаткові втрати енергії в ньому, дещо зменшувало (на 2-3 кВт) підсумкову потужність, необхідну для подолання опорів на конвеєрі. Це пояснюється зниженням натягів тягового ланцюга на верхньому полотні та зменшенням внаслідок цього опорів на криволінійних дільницях траси конвеєра.

Для визначення зусиль у ланцюзі конвеєра при роботі проміжного приводу у тяговий ланцюг несучого полотна вбудовувалися спеціальні ланки з тензометричними датчиками опорів. На рис. 3.11 приведені графіки змінення статичних зусиль по довжині ланцюга, побудовані за результатами проведених осцилографічних записів. Останні, зокрема, показують, що статичні зусилля у ланцюзі зростають у міру наближення тензодатчика до проміжного приводу, досягаючи максимального значення біля нього, після чого миттєво падають до певної величини, а потім знову поступово збільшуються.

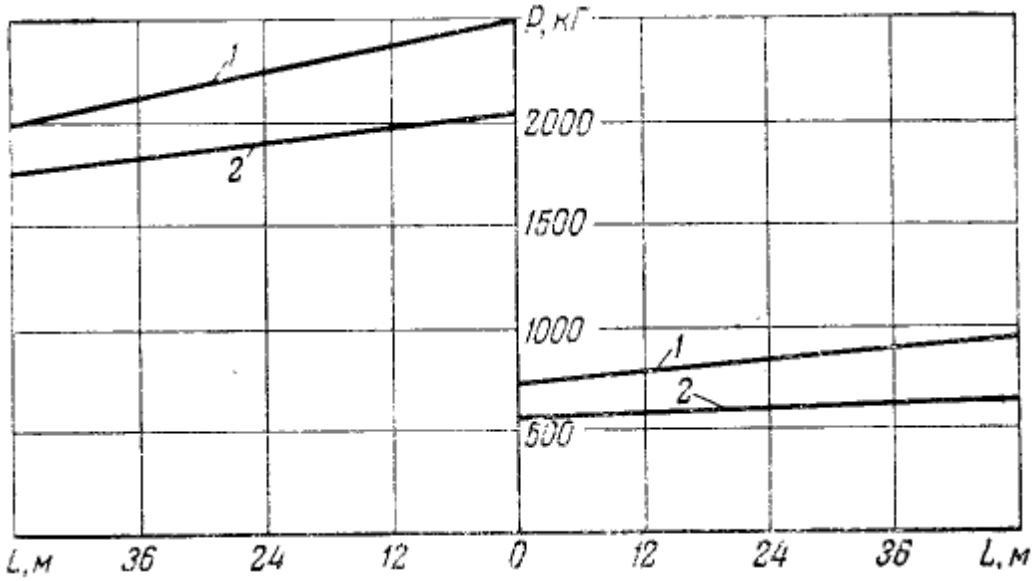


Рисунок 3.11 – Графіки статичних зусиль у ланцюзі пластинчастого конвеєра з проміжним приводом:
1 – завантажений конвеєр; 2 – порожній конвеєр

У цілому результати експериментальних досліджень підтверджують якісне узгодження теоретичних побудов з дійсним динамічним процесом. Це можна бачити з даних, приведених у табл. 3.1.

Як було виявлено, величина динамічних зусиль визначається радіусом криволінійної напрямної – із збільшення радіуса зменшуються динамічні зусилля. Аналіз геометричних параметрів проміжного приводу показує, що із збільшенням радіусу напрямної дещо зростають довжина і висота приводу. Проте, навіть при відносно великих радіусах розміри приводу знаходяться у межах, допустимих з точки зору конструктивних міркувань. Доцільно все ж таки при цьому призначати

геометричні параметри такими, щоби динамічні зусилля мали невелику величину і не викликали втомленість тягового ланцюга протягом заданого терміну його експлуатації.

Таблиця 3.1 – Результати визначення максимальних динамічних зусиль під час роботи проміжного приводу, отриманих теоретичним шляхом та експериментальними дослідженнями

Умови роботи конвеєра та його проміжного приводу				Максимальне значення динамічного зусилля у ланцюзі (середнє), Н			
				до приводу		після приводу	
величина наповнення гідромуфти проміжного приводу, л	погонне навантаження на полотні, Н/м	середній натяг ланцюга до проміжного приводу, Н	середній натяг ланцюга після проміжного приводу, Н	експериментальне	теоретичне	експериментальне	теоретичне
7-8	0	13000	9000	– 2300	– 2600	1200	1000
	640	16000	10500	– 2800	– 3100	2300	2450
10-12	0	18000	7600	– 3200	– 3200	1200	950
	640	23100	8100	– 5100	– 4400	2200	2200

Висновки:

- опори руху вантажонесучого полотна у значній мірі визначають технічні показники конвеєра, у тому числі пластинчастого. Проведені дослідження показали, що для прямолінійних дільниць конвеєра вони залежать від тертя у підшипниках ходових роликів, кочення їх по напрямних та ударів і коливань полотна. Основний опір руху роликів, що складається із вказаних чинників, прямо пропорційний числу обертів ролика і зворотно пропорційний радіальному навантаженню на нього;

- що стосується криволінійних дільниць конвеєра, то на них рух пластинча-

стого полотна ускладнюється появою додаткових приростів натягу, що обумовлюються, крім основного опору руху, опором від ухилу, опором від кривої та жорсткістю полотна. Тим не менш, численні практичні дослідження опорів руху показують, що пластинчасті горизонтальні конвеєри можуть працювати без додаткових проміжних приводів при довжині поставу до 1200-1300 м в умовах будь-якої викривленості конвеєрного поставу. Для суттєвого зниження опорів руху полотна на криволінійних дільницях рекомендується періодичне змащення куткових напрямних солідолом;

- експлуатація пластинчастих конвеєрів великої довжини вимагає наявності в них декількох приводних пристроїв, як кінцевих, так і проміжних. У таких умовах важливою стає проблема забезпечення максимального рівномірного розподілення навантажень між ними. Саме цим пояснюється доцільність використання в конструкціях приводів гідромуфт. Завдяки ним різниця у навантаженнях, що сприймаються кожним окремим двигуном, не перевищує 10-15%;

- аналіз пружних властивостей несучого полотна пластинчастого конвеєра показав, що через наявність провислих дільниць у полотні між ходовими роликами пружні хвилі та імпульси поширюються у ньому з певним розсіюванням енергії, пов’язаним з періодичним чергуванням періодів змінення та зворотного відновлення положення полотна у початковий стан. Величини відносного подовження полотна, що виникають внаслідок цього, зростають із збільшенням погонного навантаження та кроку установки роликів;

- робота приводних зірочок пластинчастого конвеєра спричиняє появу пружних зміщень перетинів тягового ланцюга у місці його контакту із зірочкою, наслідком яких стають динамічні зусилля у ланцюзі, спроможні викликати втомні явища в них. Для запобігання цього слід намагатися обмежувати їх величину шляхом вибору раціональних параметрів ланцюгового зачеплення;

- робота проміжних приводів також стає причиною виникнення динамічних явищ у тяговому органі та розвиток втомних руйнувань в ньому. Максимальні динамічні зусилля, обумовлені особливостями роботи проміжного приводу у моменти входу і виходу із зачеплення приводних кулаків, визначаються кінематичними

параметрами приводу. Зменшення динамічних зусиль, обумовлених роботою проміжного приводу, можливо шляхом збільшення радіусу напрямних для роликів його кулаків. Ця задача фактично зводиться до вибору кроку кулаків та визначення профілю напрямних, який забезпечує заданий закон руху кулаків.

4 ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРСПЕКТИВ ВИКОРИСТАННЯ ПЛАСТИНЧАСТИХ КОНВЕЄРІВ У ГІРНИЧІЙ ПРОМИСЛОВОСТІ

4.1 Аналіз надійності конвеєрів пластинчастого типу

4.1.1 Критерії надійності обладнання

Згідно із сучасними уявленнями під експлуатаційною надійністю машин розуміють сукупність таких специфічних властивостей механічного обладнання, як безвідмовність, довговічність, ремонтопридатність та збереженість [14].

Одним з найуніверсальніших показників надійності є коефіцієнт готовності обладнання. Це ймовірність того, що та чи інша машина буде працездатною (тобто спроможною виконувати функції, для яких вона призначена, протягом певного часу в певних умовах експлуатації) у будь-який довільний момент часу. Наприклад, під коефіцієнтом готовності конвеєра слід розуміти частку часу його експлуатації, протягом якої він є працездатним (за наявності вантажу). У загальному вигляді коефіцієнт готовності може бути визначений за наступною формулою:

$$K_{\text{г}}(t) = \frac{t}{t+\sum t_{\text{п}}}, \tag{4.1}$$

де t – сумарний час роботи конвеєра (як з навантаженням, так і без нього); $\Sigma t_{\text{п}}$ – сумарний час аварійних простоїв конвеєра.

Коефіцієнт готовності також може бути представлений у вигляді [14]:

$$K_{\text{г}} = \frac{T_{\text{о}}}{T_{\text{о}}+T_{\text{в}}}, \tag{4.2}$$

де $T_{\text{о}}$ – напрацювання на відмову, тобто середній час безвідмовної роботи конвеєра; $T_{\text{в}}$ – середній час відновлення.

Деколи доцільно користуватися показником, що характеризує ймовірність аварійного простою конвеєра. Його ще можна назвати відносною тривалістю простоїв конвеєра і виражати у відсотках:

$$\delta = (1 - K_{\text{г}})100\%.$$

Безвідмовність пластинчастого конвеєра буде визначатися безвідмовною роботою його основних складових елементів, а саме:

- пластинчастого полотна;

- приводних пристроїв;

- несучого поставу.

З огляду на це, й коефіцієнт готовності усього конвеєра є функцією коефіцієнтів готовності його складових вузлів. Ця функція враховує ймовірність переходу з одного стану системи в інший (у нашому випадку – переходу від працездатного стану до аварійних простоїв за виною полотна, приводних пристроїв, поставу) та навпаки. Тоді приблизно коефіцієнт готовності конвеєра може бути представлений наступним чином:

$$K_{\text{г}} = K_{\text{п}} K_{\text{пр}} K_{\text{пос}} , \qquad (4.3)$$

де $K_{\text{п}}$, $K_{\text{пр}}$, $K_{\text{пос}}$ – коефіцієнти готовності відповідно полотна, приводних пристроїв та поставу.

З точки зору ліквідації простоїв видобувного обладнання пластинчасті конвеєри повинні мати високий коефіцієнт готовності. Разом із тим, його забезпечення викликає значні технічні труднощі, вимагає дуже високого технічного рівня обладнання та підвищує тим самим його вартість.

Що стосується довговічності, то термін служби конвеєра визначається з економічних міркувань та досвіду експлуатації подібного обладнання. Доцільним терміном служби пластинчастих конвеєрів слід вважати 4-5 років. Саме при такому терміні вони у більшості випадків виявляються економічно вигіднішими як електровозної відкатки, так і доставки стрічковими конвеєрами [13].

З розрахунку середнього часу роботи конвеєра за добу 14 годин та переривчастого робочого тижня на підприємстві доцільний термін служби конвеєра дорівнює приблизно 20 тис. годин. Такий термін служби повинні мати основні елементи конструкції машини – тяговий ланцюг, пластини, приводні та натяжні пристрої, металоконструкція.

Ремонтопридатність машини у загальному випадку характеризується коефіцієнтом ремонтопридатності, що представляє собою відношення вартості усіх ре-

монтів до її первинної вартості. Оскільки усі ремонти можна розділити на три основні види: аварійні (для усунення відмов), поточні та капітальні, то в умовах експлуатації пластинчастих конвеєрів доцільно обмежуватися лише поточними та аварійними, адже капітальні через необхідність виконання вельми трудомістких операцій монтажу, демонтажу та транспортування обходяться занадто дорого. У цьому випадку коефіцієнт ремонтопридатності можна представити у наступному вигляді:

$$K_{\text{рем}} = \frac{C_{\text{а}} + C_{\text{п}}}{C_{\text{в}}}, \tag{4.4}$$

де $C_{\text{а}}$ і $C_{\text{п}}$ – вартість відповідно аварійних та поточних ремонтів протягом заданого терміну експлуатації конвеєра; $C_{\text{в}}$ – первинна вартість конвеєра.

З метою зменшення витрат на експлуатацію конвеєра коефіцієнт ремонтопридатності для заданої довговічності установки слід обмежити величиною 0,5.

В деяких випадках при більш-менш легких умовах експлуатації термін служби основних вузлів та деталей конвеєра може виявитися вище заданого. Тоді з метою подовження служби машини може бути проведений капітальний ремонт окремих вузлів (приводних пристроїв, ходових роликів тощо). Доцільність проведення таких ремонтів у кожному конкретному випадку повинна бути обгрунтована економічними розрахунками.

4.1.2 Обгрунтування умов безвідмовної роботи вузлів конвеєра

4.1.2.1 Пластинчасте полотно

Безвідмовність роботи пластинчастого полотна залежить від безвідмовної роботи тягового ланцюга та пластин.

Практика експлуатації пластинчастих конвеєрів показує, що обриви тягових ланцюгів відбуваються дуже рідко. Це пояснюється великими запасами міцності, що приймаються під час проектування ланцюгів. Наприклад, для кільцевих конструкцій ланцюгів запас міцності має бути не менше 5.

Термін служби тягового ланцюга залежить від його зносу, який викликається поворотом ланок (однієї відносно іншої) під час огинання кінцевих станцій. Із збільшенням зносу зменшується міцність ланцюга та погіршуються умови зачеп-

лення з приводною зірочкою. Експериментально встановлено, що збільшення кроку кільцевого ланцюга внаслідок його зносу на 2 мм порушує режим нормального зачеплення. Величина зносу при цьому прямо пропорційна питомій роботі тертя у шарнірних сполученнях ланцюга, швидкості його руху, підсумку натягів у кінцевих станцій та зворотно пропорційна довжині конвеєра [13].

На рис. 4.1 представлений графік залежності зносу тягового ланцюга, вираженого збільшенням його кроку, від терміну служби на пластинчастому конвеєрі фірми «Демаг». Він показує, що знос ланцюга приблизно пропорційний частоті огинання ланцюгом кінцевих зірочок та підсумку натягів під час набігання і збігання з кінцевих станцій.

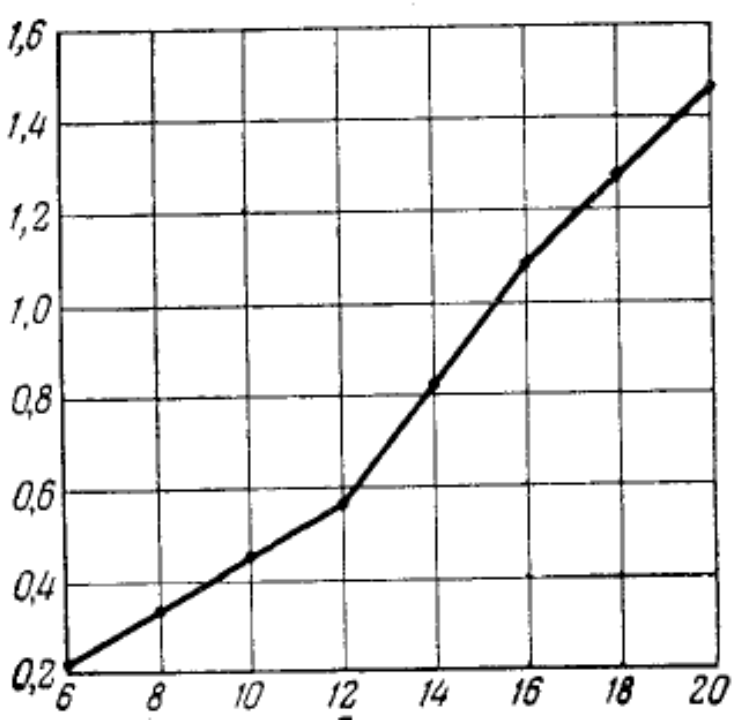


Рисунок 4.1 – Графік залежності зносу тягового ланцюга пластинчастого конвеєра фірми «Демаг» від терміну його служби

Для суттєвого зменшення інтенсивності зносу (майже удвічі) рекомендується періодично змащувати ланцюг та кінцеві зірочки.

В умовах високої надійності тягового ланцюга безвідмовна робота пластинчастого полотна залежить в основному від технічного стану пластин. Відмови ос-

танніх викликаються виходом з ладу роликів та деформацією самих пластин. Причинами їх стають приховані дефекти деталей, ненормальні умови окремих пусків конвеєрів, випадкові падіння шматків породи, спучуванням грунту під конвеєром тощо.

Потоки відмов полотна відносяться до простіших, тобто таких, які відрізняються стаціонарністю, ординарністю та відсутністю післядії.

Що стосується довговічності пластинчастого полотна, то вона невисока і складає в середньому 1,2-1,5 роки. Така картина пояснюється втратою жорсткості полотна у поперечному напрямку, внаслідок чого пластини деформуються і випадають, а ходові ролики заклинюють. Підвищення поперечної жорсткості полотна може бути досягнуто притисканням переднього краю пластини до пружної коробочки сусідньої пластини та зменшенням зазору між поверхнями взаємного прилягання пластин.

4.1.2.2 Приводні пристрої

Відмови приводних пристроїв пластинчастих конвеєрів аналогічні відмовам конвеєрів стрічкових конструкцій. Це виходи з ладу редукторів, витоки робочих рідин з гідромуфт, несправності електричних схем керування.

Конструкції пластинчастих конвеєрів значної довжини постачаються двома-трьома приводами на кінцевих станціях, а при довжині більше 1300 м – ще й проміжними приводами. Це може спричиняти відносно високу частоту аварій та пов'язаних з ними простоїв транспортних установок. З огляду на це, в конструкціях пластинчастих конвеєрів доцільно передбачати резервні приводні блоки.

Коефіцієнт готовності приводних пристроїв за відсутності резервування становить:

$$K_{\text{п}} = \frac{\frac{1}{n}T_{\text{пр}}}{\frac{1}{n}T_{\text{пр}}+T_{\text{в}}}, \qquad (4.5)$$

де $T_{\text{пр}}$ – середній час безвідмовної роботи приводу; n – число працюючих приводів.

За наявності резервування простої мають місце при перемиканні приводних

пристроїв та під час відмови одного з них у період відновлення приводів, що раніше вийшли з ладу. Тому коефіцієнт готовності у такому випадку матиме наступну величину:

$$K_{\text{п}} = \frac{\frac{1}{n}T_{\text{пр}}}{\frac{1}{n}T_{\text{пр}}+T_{\text{пер}}}\frac{T_{\text{р}}}{T_{\text{р}}+0{,}5T_{\text{в}}}, \qquad (4.6)$$

де $T_{\text{пер}}$ – середній час перемикання приводних пристроїв; $T_{\text{р}}$ – середній час безвідмовної роботи усіх приводних пристроїв.

Аналіз формули (4.6) показує, що підвищення коефіцієнту готовності від резервування у значній мірі залежить від час перемикання приводів $T_{\text{пер}}$. Крім того, за наявності одного резервного приводу ефективність резервування знижується із збільшенням числа основних приводів. Тому при значному числі приводних пристроїв на конвеєрі доцільно мати два резервних приводи.

Залишається додати, що наявність одного чи двох резервних приводів можливо лише у конвеєрах з кінцевими та проміжними приводами, а також з тяговими гідромуфтами. У конвеєрів з проміжними приводами, робота яких синхронізується таким чином, що кожний привод долає опір руху дільниці пластинчастого полотна, розташованої позаду, використання ненавантаженого резерву практично неможливо. Тому у таких випадках доцільно застосовувати навантажене резервування, коли у разі виходу з ладу одного з проміжних приводів його відключають, а система автоматичного керування перемикається на спеціальний режим роботи, що передбачає розподілення цього приводу навантаження на усі інші приводні пристрої. Після ремонту приводу його знову залучають у роботу, а система автоматичного керування перемикається на нормальний режим експлуатації. Але при такому способі резервування потрібно враховувати виникаючі додаткові навантаження двигунів та надлишкові натяги ланцюга на дільниці попереду привода, що вийшов з ладу.

Простої у разі використання навантаженого резерву виникають під час відключення аварійного приводу, а також при відмові одного з працюючих приводів у період відновлення аварійного. Тому коефіцієнт готовності приводних пристроїв у такому випадку буде дорівнювати:

$$K_{\text{п}} = \frac{T_{\text{р}}}{T_{\text{р}}+0{,}5T_{\text{в}}+T_{\text{о}}}, \tag{4.7}$$

де $T_{\text{о}}$ – середній час відключення приводу.

Середній час безвідмовної роботи приводних пристроїв при будь-якому законі розподілення терміну служби приводу приблизно виражається наступною залежністю:

$$T_{\text{р}} = \frac{T_{\text{пр}}}{2(n-1)}\left[2 - \frac{T_{\text{пр}}}{(n-1)T_{\text{в}}}\right]. \tag{4.8}$$

Як бачимо, ефективність резервування при використанні навантаженого резерву підвищується із зменшенням числа приводів та зростанням відношення часу безвідмовної роботи приводу до часу його відновлення.

4.1.2.3 Постав

Під час експлуатації прямолінійних пластинчастих конвеєрів практично не виникає відмов, пов’язаних з виходом з ладу поставу. Інша картина спостерігається у разі роботи конвеєра на криволінійній дільниці траси.

У таких умовах при значних величинах натягу ланцюга можуть бути випадки втрати стійкості пластинчастого полотна внаслідок його перекидання пластинчастого полотна у поперечному напрямку і підйому реборд ходових роликів на куткові напрямні. Для попередження останнього на заокругленнях поставу використовують жорсткі контрнапрямні.

Для аналізу умов забезпечення стійкості полотна при застосуванні одновісного ходового візка розглянемо сили, що діють при цьому на роликоопору (рис. 4.2).

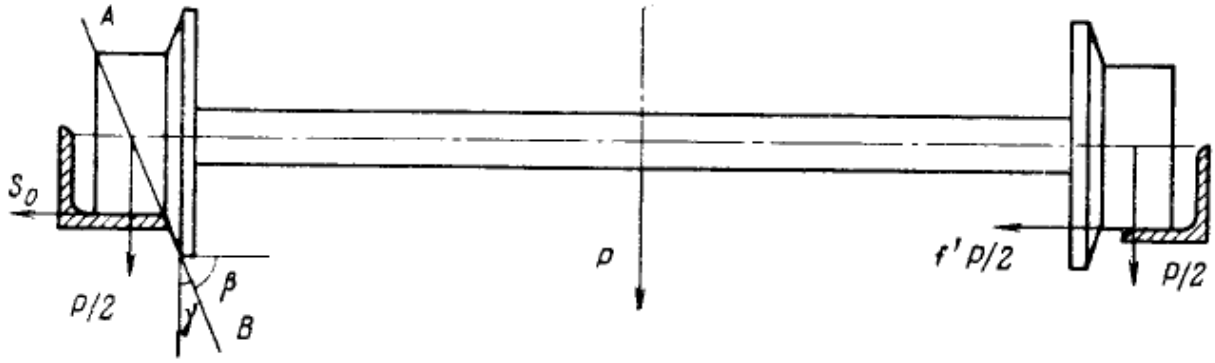


Рисунок 4.2 – Схема сил, що діють на роликоопору ходового візка

Момент перекидання полотна на дільниці між сусідніми роликоопорами:

$$M_{\text{пер}} = S_{\text{o}} a \,,$$

де а – відстань між віссю тягового органу та площиною кочення ходових роликів по напрямних; S_o – осьова складова натягу тягового органу:

$$S_{\text{o}} = S \sin \varphi = S \frac{l_n}{R} \,, \tag{4.9}$$

де S – натяг тягового органу на криволінійній дільниці; l_n – крок опор; R – радіус вигину криволінійної дільниці траси; φ – кут взаємного повороту сусідніх секцій.

Відновлювальний момент:

$$M_{\text{в}} = q_0 l_x \frac{B}{2} \,,$$

де l_x – крок ходових роликів; В – рейкова колія.

Умова поперечної стійкості пластинчастого полотна конвеєра:

$$S_{max} \leq \frac{q_0 l_x B R}{2 K_c l_n a} \,, \tag{4.10}$$

де K_c = 1,3-1,5 – коефіцієнт запасу поперечної стійкості.

Формула (4.10) показує, що максимальний з умови забезпечення поперечної стійкості полотна натяг тягового органу буде прямо пропорційним вазі полотна. величині колії, радіусу заокруглення траси та зворотно пропорційним плечу перекидного зусилля. З огляду на те, що відстані а, як правило, різні для верхнього (вантажного) та нижнього (холостого) полотен, різними будуть й умови стійкості для верхньої та нижньої гілок конвеєра.

Для підвищення поперечної стійкості полотна можна рекомендувати підйом внутрішньої (відносно кривизни) колії, зменшує плече перекидного моменту.

Для запобігання підйому ролика під дією осьового зусилля S_o необхідно, щоби під дією сили тяжіння Р відбувалося безупинне сковзання його донизу/ Така умова буде забезпечуватися, якщо проекція сили S_o на площину контакту АВ стане більше підсумку проекцій на ту саму площину усієї решти сил (разом із силою тертя, тобто:

$$\frac{P}{2}\sin\beta \geq \left(S_o + f'\frac{P}{2}\right)\cos\beta + W_к\left(S_o + f'\frac{P}{2}\right)\sin\beta + W\ \ \frac{P}{2}\cos\beta\,, \qquad (4.11)$$

де P = $q_0 l_x$ – вага рухомих частин, що припадають на одну роликоопору; f' – коефіцієнт тертя ковзання ролика по напрямних; β – кут між утворюючою поверхні реборди та горизонтальною площиною.

Після підстановки значення S_o та перетворень отримаємо:

$$S \leq \frac{R}{K'_c l_п}\left[\frac{(tan\,\beta + W_к)q_0 l_x}{2(1 + W_к\,tan\,\beta)} - f'\frac{q_0 l_x}{2}\right], \qquad (4.12)$$

де K'_c – коефіцієнт запасу стійкості від підйому реборд роликів на напрямні.

Остання залежність показує, що умови стійкості від підйому роликів покращуються із збільшенням радіусу повороту і ваги пластинчастого полотна та зменшенням кута β.

За умови якісного монтажу поставу, установки контр напрямних, підйому внутрішньої колії поставу на криволінійних дільницях з малим радіусом кривизни, щоденного огляду поставу з негайним усуненням несправностей простої конвеєра через технічний стан поставу можуть бути повністю ліквідовані.

У цілому слід зауважити, що термін служби основних елементів пластинчастого конвеєра – несучого полотна, тягового ланцюга, ходових роликів та конвеєрного поставу – мало залежить від величини завантаження установки і в основному визначається швидкістю руху робочого органу. Чим більше швидкість полотна, тим менше довговічність цих вузлів.

У середньому можна рекомендувати наступні приблизні терміни служби:

- несуче полотно з тяговим ланцюгом, приводні та натяжні станції – 30 тис. годин роботи (до 6 років експлуатації);

- металоконструкції конвеєра – 60 тис. годин роботи (до 12 років роботи).

4.2 Можливості застосування пластинчастих конвеєрів у гірництві

Робота пластинчастих конвеєрів характеризується високим рівнем надійності, що створює дуже хороші перспективи широкого впровадження цих транспор-

тних засобів на гірничодобувних підприємствах з величезними вантажопотоками, ефективність забезпечення яких може сильно страждати від простоїв експлуатаційних дільниць з вини транспорту. Тому перехід на таке обладнання дозволить збільшити навантаження на очисні забої та підвищити обсяги видобутку мінеральної сировини.

Розглянемо перспективи використання пластинчастих конвеєрів у різних умовах експлуатації.

4.2.1 Вугільні шахти

Отриманий на сьогоднішній день досвід підземної експлуатації пластинчастих конвеєрів дає можливість високо оцінювати переваги такого виду транспорту. У порівнянні, наприклад, з електровозною відкаткою (при продуктивності відкотного горизонту 2000-3000 т вугілля на добу), яка дає від 30 до 50 т видобутку на одного працівника, транспортування пластинчастими конвеєрами забезпечує 200-250 т, тобто у декілька разів більше. Загальні експлуатаційні витрати під час використання пластинчастих конвеєрів, незважаючи на вельми високі первинні капітальні вкладення (вони неодмінно будуть знижуватися у міру налагодження серійного виробництва такого обладнання), менші на 30-35%, ніж для рейкового транспорту [13].

Безумовно, такі результати можуть мати місце лише за умови необхідності здійснення перевезення значних вантажопотоків. У той же час, вантажопотоки у вугільних шахтах відрізняються суттєвою нерівномірністю. Це пояснюється неминучим зменшенням їх на початку і в кінці роботи виймального горизонту, постійним зміненням продуктивності вуглевидобувних агрегатів та частими зупинками обладнання, які носять випадковий характер. Тому для більшої рівномірності роботи пластинчастих конвеєрів доцільно використовувати проміжні акумуляційні бункери.

Крім того, в разі зменшення потужності вантажопотоку (менше можливої продуктивності конвеєра) має бути можливість регулювання (зменшення) швидкості руху його пластинчастого полотна. Коли ж максимальна величина вантажо-

потоку перевищуватиме продуктивність конвеєра, надлишок гірничої маси можна буде спрямовувати на тимчасове зберігання в акумуляційному бункері.

Для визначення необхідного об'єму такого бункера здійснюються наступні кроки:

- спочатку з'ясовуються інтервали змінення продуктивності під час роботи дільниць та відповідні ймовірності їх роботи;

- потім порівнюються максимальні продуктивності під час сумісної роботи дільниць з можливою продуктивністю конвеєра і встановлюється те число одночасно працюючих дільниць, при якому можливо переповнення жолобу конвеєра;

- далі, умовно приймаючи робочу зміну за цикл закономірного змінення величини вантажопотоку, визначається об'єм накопиченого вантажу при сумісній роботі дільниць, число яких перевищує допустиме за можливою продуктивністю конвеєра.

4.2.2 Рудні шахти

На більшості сучасних вітчизняних та закордонних підземних рудників використовуються високопродуктивні системи розробки, які дозволяють у стислі терміни підготовлювати значні обсяги підірваної руди. Продуктивність рудника у таких умовах залежить лише від можливості транспортних установок, що доставляють гірничу масу від забою до поверхні шахти.

Засоби доставки, що застосовуються для цього (скреперні установки, самохідні навантажувально-транспортні машини, електровозна відкатка), мають циклічний режим роботи та малу пропускну здатність, що обмежує продуктивність виймальних дільниць та усього рудника у цілому.

Альтернативою може стати конвеєрний транспорт, здатний забезпечити безупинний процес перевезення гірничої маси. Такий транспорт якнайкраще підходить до широкого впровадження потокових технологій виробництва у гірничій промисловості. Проте, стрічкові конвеєри через непридатність до транспортування крупношматкового абразивного матеріалу, малу довжину та неможливість роботи не криволінійних трасах не забезпечують належного вирішення цієї пробле-

ми.

У таких умовах конвеєри пластинчастого типу мають великі перспективи для дільничного та магістрального транспортування руд. В них відсутнє зміщення вантажу відносно полотна, що дозволяє переміщати абразивний та крупношматковий матеріал без ушкодження і зносу вантажонесучого полотна по будь-якій складній трасі. Сучасні конструктивні рішення забезпечують надійну роботу таких конвеєрів у вельми важких умовах експлуатації. Необхідне збільшення жорсткості і міцності пластин полотна, посилення ходових роликів та раціональне завантаження робочого органу дозволяють успішно вирішити задачу доставки пластинчастими конвеєрами будь-яких вантажів гірничих підприємств.

Наприклад, використання пластинчастих конвеєрів замість скреперних установок на доставці руди в акумуляційних виробках забезпечує підвищення інтенсивності випуску руди з блоку у 3-4 рази та зниження вартості її доставки на 20-45% [13].

4.2.3 Кар'єри відкритої розробки корисних копалин

Конвеєрний транспорт є основою потокової технології, що забезпечує можливість різкого підвищення продуктивності праці на підприємствах відкритої розробки корисних копалин. Проте темпи його впровадження у кар'єрах залишаються вельми низькими. Він досі програє за поширенням автомобільному та залізничному транспорту, незважаючи на його незаперечні переваги, в першу чергу безупинний режим роботи.

Це знову ж таки пояснюється значними труднощами, з якими стикаються стрічкові конвеєри під час перевезення розкривних порід, металевих руд, гірничохімічної сировини та нерудних будівельних матеріалів. Усі ці матеріали, як правило, характеризуються значною міцністю та абразивністю і після буропідривних робіт представляють собою крупношматковий важкий матеріал. Дроблення його безпосередньо у забої, перед завантаженням на стрічковий конвеєр вимагає використання вартісного додаткового обладнання – самохідних дробильно-сортувальних установок. Крім того, неможливість викривлення траси та обмеженість кута

нахилу і довжини стрічкових конвеєрів на один привод роблять необхідним установку значної кількості таких установок у кар'єрі, а це зменшує загальну надійність транспорту та потребує численного обслуговуючого персоналу.

Як і в попередніх випадках, значний інтерес викликає використання в умовах кар'єрів конвеєрів пластинчастого типу. Вони здатні транспортувати без попереднього дроблення матеріали будь-якої крупності та питомої ваги. Можливість різноманітного (як у планів, так і у профілю) викривлення поставу та значна довжина транспортування забезпечать перевезення розкривних порід і руди безпосередньо від забоїв до збагачувальних фабрик, залізничних станцій та відвалів.

Аналіз вантажопотоків гірничих підприємств відкритої розробки корисних копалин показує, що їх максимальні величини можуть коливатися у дуже широких межах – від 3000 т/год для легких вантажів з насипною вагою до 1,5 т/м^3 і максимальною крупністю шматків до 800-900 мм (вугілля, м'які розкривні породи, різні нерудні копалини) до 8000 т/год для важких з насипною вагою до 3,5 т/м^3 і максимальною крупністю шматків до 1200-1300 мм (скельні розкривні породи та руди) [13].

Для таких умов експлуатації з метою максимального скорочення номенклатури виробництва представляється доцільним мати пластинчасті конвеєри з двома типорозмірами несучого полотна – завширшки 1000 и 1400 мм. Перший тип рекомендується використовувати на конвеєрах для транспортування легких вантажів зі швидкістю 0,8-1,5 м/с для середніх вантажопотоків і зі швидкістю 2,5-3 м/с – для максимальних. Другий тип розрахований на конвеєри для важких вантажів – середні вантажопотоки зі швидкістю 0,5-1,2 м/с, максимальні – 2,8-3 м/с. Довжина поставу таких установок може досягати 6-8 км.

Велике розмаїття величин вантажопотоків та питомої ваги транспортованих матеріалів в умовах ведення гірничих робіт вимагає значного діапазону швидкостей руху пластинчастого полотна. Дослідження, проведені свого часу карагандинським інститутом Гіпровуглемаш, переконливо довели можливість експлуатації пластинчастих конвеєрів на вказаних підвищених швидкостях руху робочого органу [13].

Висновки:

- сучасна техніка в обов’язковому порядку повинна характеризуватися високим рівнем надійності. Одним з найуніверсальніших показників надійності механічного обладнання є коефіцієнт його готовності. Коефіцієнт готовності пластинчастого конвеєра представляє собою функцію коефіцієнтів готовності його основних складових вузлів, а саме: вантажонесучого полотна, приводних пристроїв та поставу. Проведений аналіз та обґрунтування умов безвідмовної роботи цих конструктивних елементів дає можливість сформулювати рекомендації щодо максимального забезпечення вимог надійності конвеєрів пластинчастого типу;

- високі показники призначення та надійності пластинчастих конвеєрів створюють дуже хороші перспективи широкого впровадження цих транспортних засобів на гірничодобувних підприємствах з величезними вантажопотоками. Перехід на таке обладнання дозволить збільшити навантаження на очисні забої та підвищити обсяги видобутку мінеральної сировини;

- використання пластинчастих конвеєрів в умовах вугільних і рудних шахт, а також кар’єрів відкритої розробки родовищ корисних копалин може забезпечити суттєве підвищення продуктивності процесів доставки гірничої маси у порівнянні як з традиційними циклічними видами гірничого транспорту (скреперними установками, самохідними навантажувально-транспортними машинами, електровозною відкаткою, автосамоскидами тощо), так і зі стрічковими конвеєрами, які не можуть забезпечити транспортування крупношматкових абразивних вантажів складними за геометрією трасами на далекі відстані.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

Проведені під час виконання магістерської роботи дослідження дозволили сформулювати наступні висновки та запропонувати відповідні практичні рекомендації щодо раціональних шляхів використання таких установок у гірничій промисловості:

- подальший розвиток гірничої галузі нерозривно пов'язаний з використанням високоефективних та високопродуктивних транспортних засобів, серед яких чільне місце посідають конвеєрні установки, що дають можливість забезпечити потоковість та автоматизацію транспортних операцій. Але важкі умови гірничодобувного виробництва у багатьох випадках унеможливлюють широке застосування стрічкового конвеєрного обладнання, найбільш розповсюдженого на сьогоднішній день. За таких обставин значні перспективи мають конвеєри пластинчастого типу, здатні з високою ефективністю та продуктивністю перевозити абразивну гірничу масу практично будь-якої крупності;

- проведений аналіз основних конструктивних елементів пластинчастих конвеєрів для транспортування гірничої маси у вугільних та рудних шахтах і кар'єрах показав, що головною складовою частиною таких установок є пластинчасте полотно, що одночасно виконує ролі тягового та вантажонесучого органів, а також забезпечує можливість транспортування сипких вантажів трасами, викривленими як у плані, так і у профілю. Конструкції, розміри, матеріали та методи виготовлення його елементів – пластин і тягового ланцюга – повинні забезпечити високі рівні міцності, зносостійкості, безвідмовності та довговічності у важких умовах експлуатації гірничих підприємств, що характеризуються значними робочими і постійно діючими навантаженнями;

- вибір тих чи інших типів приводних та натяжних пристроїв пластинчастих конвеєрів має здійснюватися у залежності від довжини, кута нахилу та характеру траси транспортування, а також потрібної продуктивності процесу;

- вибір раціональних конструктивних та експлуатаційних параметрів конвеєрних установок пластинчастого типу повинен бути спрямований на мінімізацію

ваги полотна, а, значить, вартості виготовлення конвеєра та витрат на електроенергію під час його роботи, для заданих величин продуктивності;

- опори руху вантажонесучого полотна у значній мірі визначають технічні показники конвеєра, у тому числі пластинчастого. Проведені дослідження показали, що для прямолінійних дільниць конвеєра вони залежать від тертя у підшипниках ходових роликів, кочення їх по напрямних та ударів і коливань полотна. Основний опір руху роликів, що складається із вказаних чинників, прямо пропорційний числу обертів ролика і зворотно пропорційний радіальному навантаженню на нього;

- що стосується криволінійних дільниць конвеєра, то на них рух пластинчастого полотна ускладнюється появою додаткових приростів натягу, що обумовлюються, крім основного опору руху, опором від ухилу, опором від кривої та жорсткістю полотна. Тим не менш, численні практичні дослідження опорів руху показують, що пластинчасті горизонтальні конвеєри можуть працювати без додаткових проміжних приводів при довжині поставу до 1200-1300 м в умовах будь-якої викривленості конвеєрного поставу. Для суттєвого зниження опорів руху полотна на криволінійних дільницях рекомендується періодичне змащення куткових напрямних солідолом;

- експлуатація пластинчастих конвеєрів великої довжини вимагає наявності в них декількох приводних пристроїв, як кінцевих, так і проміжних. У таких умовах важливою стає проблема забезпечення максимального рівномірного розподілення навантажень між ними. Саме цим пояснюється доцільність використання в конструкціях приводів гідромуфт. Завдяки ним різниця у навантаженнях, що сприймаються кожним окремим двигуном, не перевищує 10-15%;

- аналіз пружних властивостей несучого полотна пластинчастого конвеєра показав, що через наявність провислих дільниць у полотні між ходовими роликами пружні хвилі та імпульси поширюються у ньому з певним розсіюванням енергії, пов’язаним з періодичним чергуванням періодів змінення та зворотного відновлення положення полотна у початковий стан. Величини відносного подовження полотна, що виникають внаслідок цього, зростають із збільшенням погонного на-

вантаження та кроку установки роликів;

- робота приводних зірочок пластинчастого конвеєра спричиняє появу пружних зміщень перетинів тягового ланцюга у місці його контакту із зірочкою, наслідком яких стають динамічні зусилля у ланцюзі, спроможні викликати втомні явища в них. Для запобігання цього слід намагатися обмежувати їх величину шляхом вибору раціональних параметрів ланцюгового зачеплення;

- робота проміжних приводів також стає причиною виникнення динамічних явищ у тяговому органі та розвиток втомних руйнувань в ньому. Максимальні динамічні зусилля, обумовлені особливостями роботи проміжного приводу у моменти входу і виходу із зачеплення приводних кулаків, визначаються кінематичними параметрами приводу. Зменшення динамічних зусиль, обумовлених роботою проміжного приводу, можливо шляхом збільшення радіусу напрямних для роликів його кулаків. Ця задача фактично зводиться до вибору кроку кулаків та визначення профілю напрямних, який забезпечує заданий закон руху кулаків.

- сучасна техніка в обов'язковому порядку повинна характеризуватися високим рівнем надійності. Одним з найуніверсальніших показників надійності механічного обладнання є коефіцієнт його готовності. Коефіцієнт готовності пластинчастого конвеєра представляє собою функцію коефіцієнтів готовності його основних складових вузлів, а саме: вантажонесучого полотна, приводних пристроїв та поставу. Проведений аналіз та обґрунтування умов безвідмовної роботи цих конструктивних елементів дає можливість сформулювати рекомендації щодо максимального забезпечення вимог надійності конвеєрів пластинчастого типу;

- високі показники призначення та надійності пластинчастих конвеєрів створюють дуже хороші перспективи широкого впровадження цих транспортних засобів на гірничодобувних підприємствах з величезними вантажопотоками. Перехід на таке обладнання дозволить збільшити навантаження на очисні забої та підвищити обсяги видобутку мінеральної сировини;

- використання пластинчастих конвеєрів в умовах вугільних і рудних шахт, а також кар'єрів відкритої розробки родовищ корисних копалин може забезпечити суттєве підвищення продуктивності процесів доставки гірничої маси у порівнянні

як з традиційними циклічними видами гірничого транспорту (скреперними установками, самохідними навантажувально-транспортними машинами, електровозною відкаткою, автосамоскидами тощо), так і зі стрічковими конвеєрами, які не можуть забезпечити транспортування крупношматкових абразивних вантажів складними за геометрією трасами на далекі відстані.